

НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ НАУК УКРАЇНИ
ІНСТИТУТ ТЕХНІЧНОЇ ТЕПЛОФІЗИКИ
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
імені адмірала Макарова

*Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису*

КОНОВАЛОВ ДМИТРО ВІКТОРОВИЧ

УДК 621.517: 621.43

ДИСЕРТАЦІЯ

**РОЗВИТОК НАУКОВО-ТЕХНІЧНИХ ОСНОВ АЕРОТЕРМОПРЕСОРНИХ
ТЕХНОЛОГІЙ ВИКОРИСТАННЯ ВТОРИННОЇ ТЕПЛОТИ
ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК**

05.14.06 – Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика

144 – Теплоенергетика

Технічні науки

Подається на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

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

 Д. В. Коновалов

Науковий консультант – **Радченко Микола Іванович**,
доктор технічних наук, професор

Київ – 2020



АНОТАЦІЯ

Коновалов Д.В. Розвиток науково-технічних основ аеротермопресорних технологій використання вторинної теплоти енергетичних установок. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.14.06 – Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика. – Інститут технічної теплофізики Національної академії наук України, Київ, 2020. Робота виконана в Національному університеті кораблебудування імені адмірала Макарова, Міністерства освіти і науки України.

Дисертація присвячена розв'язанню науково-прикладної проблеми розвитку науково-технічних основ аеротермопресорних технологій використання вторинної теплоти енергетичних установок для охолодження робочого тіла.

Контактне охолодження застосуванням аеротермопресорних технологій є перспективним резервом для підвищення ефективності використання вторинної теплоти енергетичних установок на базі газотурбінних двигунів (ГТД) і двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) за рахунок вискоефективного охолодження проміжного або наддувного повітря теплового двигуна, використання енергії продуктів згоряння для їх перерозширення та отримання додаткової корисної роботи, зменшення гідравлічних втрат тиску в системах рециркуляції відхідних газів, підвищення ефективності контурів тепловикористовуючих холодильних машин.

Для вибору напряму вирішення науково-прикладної проблеми було проаналізовано резерви підвищення ефективності за рахунок вдосконалення систем, що обслуговують енергетичні установки, зокрема системи охолодження циклового (проміжного) та наддувного повітря.

Перспективним напрямом є охолодження наддувного повітря ДВЗ аеротермопресором, що забезпечить підвищення ККД та скорочення споживання палива завдяки зниженню температури та збільшенню тиску стисненого повітря і, як наслідок, зменшенню витрат потужності на стискання. Змінні умови експлуатації

енергетичних установок, а отже і теплового навантаження на аеротермопресор, потребують раціональної організації робочих процесів та визначення раціональної проектної величини підвищення тиску, яка забезпечувала б максимальний ефект.

Аналіз особливостей використання технології упорскування води в ГТУ показав, що одним з найперспективніших способів є проміжне охолодження циклового повітря, а також вологе стиснення в компресорних ступенях. Реалізувати такі способи можливо за рахунок упорскування води в циклове повітря. Одним із способів забезпечення високодисперсного розпилу та охолодження і стиснення проміжного повітря ГТД є застосування аеротермопресорних технологій.

В роботі було розроблено математичну модель та методику раціонального проектування для визначення термодинамічної та енергетичної ефективності аеротермопресорної системи охолодження у складі енергетичної установки. Розроблений програмний комплекс дозволяє визначати параметри робочого тіла у характерних точках циклу, параметри паливно-енергетичної та термодинамічної ефективності енергетичної установки. Математична модель процесів аеротермопресорного охолодження циклового (наддувного) повітря енергетичної установки включає в себе: математичну модель робочих процесів аеротермопресора; математичну модель процесів стиснення вологого повітря в компресорах двигуна енергетичної установки (ДВЗ, ГТД) і алгоритм визначення робочих параметрів двигуна енергетичної установки із застосуванням відомих методик розрахунку. Розроблена математична модель дозволяє враховувати зміну та залежності основних характеристик аеротермопресора від характеру розпилювання рідини (дисперсність та швидкість крапель, відносна доля рідини по відношенню до масової витрати газу або повітря), а також дозволяє розраховувати параметри робочого процесу на локальних ділянках проточної частини всіх елементів аеротермопресора.

Для моделювання процесів випаровування краплі було використано найбільш відому серед математичних моделей, які описують витікання рідини та її випаровування, що розроблена Долинським А.А. та Іваницьким Г.К. Ця модель розглядає робочі процеси, пов'язані із комплексом (ансамблем) бульбашок в умовах термодинамічної нестабільності.

При розрахунку робочих процесів в аеротермопресорі враховано рівняння швидкості руху, тиску, густини і температури потоку при одночасному впливі факторів витратної та теплової дії. Внаслідок закону обернення впливів відносно охолодження потоку газу за наявності ефекту термогазодинамічної компресії – основний ефект визначається лише тепловим впливом, який пов'язаний з витратою теплоти на випаровування вприснутої рідини. Відношення основних параметрів друг відносно друга визначалися: законом збереження маси (рівняння безперервності) для газу (повітря) і води; законом руху Ньютона (теорема імпульсу); першого закону термодинаміки (рівняння енергії) для потоку рідини і газу; законами передачі теплоти, масопереносом і випаровуванням крапель; рівняннями стану суміші ідеальних газів (закон Гіббса-Дальтона); рівняннями законів термодинаміки газового потоку для визначення числа Маху, температури та тиску гальмування газового потоку. Поєднання наведених рівнянь дало змогу оцінити зміну параметрів робочих процесів в аеротермопресорі при впливах різних показників.

Для проведення експериментального дослідження основних характеристик аеротермопресора було розроблено експериментальний стенд. В ході проведення експериментальних досліджень встановлено, що в аеротермопресорі середній діаметр крапель значно зменшується за рахунок високої турбулізації потоку та процесу інтенсивного випаровування в потоці із високою температурою. Мінімальний досяжний діаметр крапель складає 15 мкм і при цьому збільшується доля дрібних крапель (менше 15–20 мкм) яка складає вище 40% (в порівнянні із базовими значеннями в 3–20%).

Встановлено, що оптимальна відносна кількість води, що можна вприснути для забезпечення неповного випаровування в проточній частині аеротермопресора при максимальному ефекті зниження втрат тиску, складає $g_w < 10 \%$.

Було показано, що позитивне значення для ступені підвищення тиску $\varepsilon_{атп}$ цілком досягне для аеротермопресора із малою витратою повітря ($G_{п} = 0,52$ кг/с), хоча приріст повного тиску на виході буде не значний $\varepsilon_{атп} = 1,01–1,03$ (1–3%), але при цьому можливо забезпечення ефективного дрібно-дисперсного розпилення рідини в потоці повітря із одночасним його охолодженням.

Перевірка математичної моделі на адекватність об'єкту дослідження проводилася із даними отриманими під час експерименту, а також отриманими іншими авторами. Результати співставлення експериментальних даних із розрахунковими склали $\pm 15\%$, що підтверджує адекватність математичної моделі.

Аналіз результатів дослідження показав, що застосування охолодження наддувного повітря за допомогою аеротермопресора дозволяє підвищити паливно-енергетичну ефективність суднового ДВЗ в широкому діапазоні зміни параметрів робочих процесів. Це може бути досягнуто за рахунок ефективного охолодження наддувного повітря перед ресивером двигуна і зменшення роботи на стиснення в турбокомпресорі.

Застосування аеротермопресора у системі охолодження середньообертового суднового двигуна дає можливість підвищення тиску повітря на 5–10%, що, у свою чергу, дає можливість скоротити потужність, яку споживають компресори на 7–12 %, за рахунок чого в свою чергу підвищити потужність двигуна на 1,0–2,5 %. З підвищенням температури зовнішнього повітря ефект від застосування аеротермопресорного охолодження наддувного повітря зростає: збільшується величина скорочення потужності ТК із відповідним зростанням потужності двигуна і зменшенням питомої витрати палива на 2–3 г/(кВт·год) (1,0–2,0%).

Показано, що одним з перспективних напрямків є застосування аеротермопресорних технологій, які можуть забезпечити охолодження і одночасне підвищення тиску газового потоку в схемно-конструктивних рішеннях із нейтралізації шкідливих речовин у відхідних газах, тобто зменшити протитиск в системі газовихлопу та, як наслідок, нівелювати негативний вплив зменшення максимальної температури в циклі ДВЗ. Аналіз ефективності застосування аеротермопресора в схемі з рециркуляцією відхідних газів показав, що підвищення тиску в аеротермопресорі на $0,05\text{--}0,40 \cdot 10^5$ Па (2–12%) дозволяє зменшити протитиск в системі газовихлопу, а відтак, і зменшити навантаження на вентилятор системи рециркуляції відхідних газів. Запропоноване рішення дозволяє забезпечити певне зменшення питомої витрати палива 1,5–1,7 % за рахунок зменшення енергетичних затрат.

Було показано, що одним з напрямків застосування аеротермопресора в газотурбінних установках є використання енергії продуктів згоряння шляхом їх перерозширення нижче атмосферного тиску в додатковій турбіні перерозширення з наступним підвищенням тиску в аеротермопресорі на 5–10%. Збиткова кількість води, що упорскується для забезпечення режиму неповного випаровування, складає при цьому $\Delta g_w = 4\text{--}10\%$.

Вельми перспективним є застосування аеротермопресорних технологій для проміжного охолодження циклового повітря ГТД. При забезпеченні ефективного дрібно-дисперсного розпилення рідини менше 15 мкм має місце більш ефективне ізотермування процесу в компресорі високого тиску. Компенсація аеродинамічних втрат по повітряному тракту і зменшення роботи на стиснення в ступенях компресора забезпечується за рахунок підвищення тиску в аеротермопресорі на 5–10%, при цьому має місце збільшення витрати робочого тіла і, як наслідок, підвищення ККД з відповідним зменшенням питомої витрати палива на 1,5–2,0% в порівнянні із іншими способами проміжного охолодження.

Застосування аеротермопресора в циклах тепловикористовуючих ежекторних холодильних машин дозволяє за рахунок підвищення тиску при контактному охолодженні пари до температури насичення підвищити коефіцієнт ежекції U і відповідно тепловий коефіцієнт ЕХМ ζ . Сумарне підвищення теплового коефіцієнту складає $\Delta\zeta = 10\text{--}15\%$ ($\zeta = 0,03\text{--}0,05$) при базовому значенні для ежекторних холодильних машин $\zeta = 0,30\text{--}0,40$.

Наукові результати дисертації, що одержані вперше:

- розроблено методологію раціонального проектування систем використання вторинної теплоти енергетичних установок із застосуванням аеротермопресорних технологій, яка враховує неповне випаровування упорскуваної рідини та вплив дисперсності на характеристики аеротермопресора, що дозволяє визначати локальні параметри теплофізичних процесів у проточній частині аеротермопресора по ходу потоку та раціональні характеристики аеротермопресорних систем утилізації й охолодження, що забезпечують максимальні значення ККД;

- встановлені закономірності та особливості процесів використання вторинної теплоти в аеротермопресорах охолодження повітря як складової робочого тіла і глибокої утилізації енергії продуктів згоряння енергетичних установок, а саме вплив неповного випаровування в аеротермопресорі на ефективність дрібно-дисперсного розпилення рідини та степінь підвищення тиску повітря і, як наслідок, підвищення потужності та ККД енергетичної установки, а також вплив параметрів робочих процесів аеротермопресора на характеристики систем утилізації й охолодження, виходячи з яких визначено принципи проміжного охолодження повітря ГТУ аеротермопресорами дрібно-дисперсного розпилення рідини для ізотермування процесу стиснення в компресорі, охолодження наддувного повітря ДВЗ і продуктів згоряння в системі рециркуляції відпрацьованих газів ДВЗ, а також для тепловикористовуючих систем на базі ежекторних холодильних машин та розроблена методологія проектування систем використання вторинної теплоти;

- запропоновано принцип використання аеротермопресорних технологій для проміжного охолодження повітря ГТУ, що забезпечує ефективне дрібно-дисперсне розпилення рідини з середнім діаметром краплі менше 15 мкм і, як наслідок, більш ефективне ізотермування процесу в компресорі, дозволяє компенсувати гідравлічні втрати тиску у повітряному тракті з відповідним зменшенням роботи на стиснення за рахунок підвищення повного тиску на 5–10%, збільшити витрату робочого тіла в циклі на 5–10 % і, як наслідок, підвищити ККД з відповідним зменшенням питомої витрати палива на 1,5–2,0%;

- запропоновано принцип підвищення ефективності екологічної рециркуляції продуктів згоряння ДВЗ шляхом їхнього охолодження аеротермопресорами, що дозволяє зменшити навантаження системи рециркуляції газів: зменшити або повністю компенсувати гідравлічні втрати, відповідно і навантаження на вентилятор (або електро-компресор) системи рециркуляції, знизити навантаження на скруббер і систему відведення теплоти від рециркуляційних газів забортною водою, що забезпечує зменшення питомої витрати палива на 1,5-1,7%;

- розроблено термодинамічні цикли та схемно-конструктивні рішення тепловикористовуючих ежекторних холодильних машин із застосуванням

аеротермопресорних контурів та обґрунтовано вибір раціонального робочого тіла, що забезпечує підвищення теплового коефіцієнта ζ на 0,03–0,05 (10–15%) порівняно з базовим $\zeta = 0,30–0,40$.

Наукова новизна способів охолодження та схемних рішень енергоустановок захищена 10 патентами України на винаходи.

Застосування аеротермопресорних технологій для контурів використання вторинної теплоти енергетичних установок особливо доцільне в умовах економічного розвитку України та Євроінтеграції і забезпечує більше скорочення споживання палива та зростання потужності порівняно з традиційними способами та методами глибокої утилізації теплоти.

До галузей переважного застосування аеротермопресорних технологій відносяться установки стаціонарної та суднової енергетики на базі ДВЗ і ГТД, що забезпечує суттєве скорочення споживання палива і сприятиме підвищенню рівня енергетичної безпеки держави.

Ключові слова: ефект термогазодинамічної компресії, утилізація теплоти, проміжне охолодження, наддувне повітря, робоче тіло, дисперсність, коефіцієнт корисної дії.

ПЕРЕЛІК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Konovalov, D., Radchenko, M., Kobalava, H., Andreev, A., Maksymov, V.: Improvement of Ejector Refrigeration Machine Cycles by Using Thermopressor. In: M. Kruzel, W. Kuczyski (eds.) Contemporary Issues of Heat and Mass Transfer. Monography of the Faculty of Mechanical Engineering University of Technology Koszalin, Koszalin, 2019. – pp. 301-326. *(Розділ в колективній зарубіжній монографії. Внесок здобувача: розробка методології дослідження, розробка методики розрахунку та програмного продукту для його реалізації, аналіз ефективності при застосуванні різних холодоагентів).*

2. Konovalov, D., Kobalava, H., Radchenko, R., Andreev, A., Pyrysunko, M., Dzhurynska, A.: Research of the aerothermopressor cooling system of cyclic air of marine internal combustion engine under variable climatic conditions of operation. In: M. Kruzel, W. Kuczyski (eds.) Contemporary Issues of Heat and Mass Transfer. Monography of the Faculty of Mechanical Engineering University of Technology Koszalin. Koszalin, 2019 – pp. 327-344. *(Розділ в колективній зарубіжній монографії. Внесок здобувача: розробка методології дослідження, розробка методики та аналіз розрахунку, формулювання висновків).*

3. Билека Б.Д., Радченко М.І., Сирота О.А., Коновалов Д.В. Тригенерационные технологии охлаждения циклового воздуха судовых ГТД // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: ХПИ, 2007. – №2. – С. 105–111. *(Наукове фахове видання України. Внесок здобувача: постановка задач дослідження, аналіз схемних рішень, формулювання висновків).*

4. Радченко М.І., Коновалов Д.В., Сирота О.А., Хорбай П., Комплексна утилізація теплоти вторинної пари випарних апаратів технологічних установок // Техногенна безпека: наукові праці. – Миколаїв: МДГУ ім. П. Могили, 2007. – Т.61. – Вип. 48. – С. 26–29. *(Наукове фахове видання України. Внесок здобувача: постановка задач дослідження, аналіз ефективності використання вторинної теплоти).*

5. Коновалов Д.В., Радченко Н.И. Утилизация сбросной теплоты судовых энергоустановок с генерированием холода и использованием эффекта термопрессии // Авиационно-космическая техника и технология.– 2008. – №7(54). – С. 163–167. *(Наукове фахове видання України. Внесок здобувача: постановка задач дослідження, аналіз схемних рішень при використанні аеротермопресора, формулювання висновків).*

6. Радченко Н.И., Коновалов Д.В. Холодильные теплоиспользующие циклы с применением эффекта тепловой компрессии // Авиационно-космическая техника и технология.– 2008. – №8(55). – С. 111–115. *(Наукове фахове видання України. Внесок здобувача: розробка та аналіз схем і циклів тепловикористовуючих холодильних машин із застосуванням аеротермопресора).*

7. Радченко Н.И., Коновалов Д.В. Целесообразность трансформации холодильного парокомпрессионного цикла в теплоиспользующий на основе газодинамического эффекта // Вестник двигателестроения. – 2008. – № 3. – С. 22–25. *(Наукове фахове видання України. Внесок здобувача: аналіз ефективності циклу ежекторно-термопресорної холодильної машини, формулювання висновків).*

8. Радченко Р.Н., Сирота А.А., Коновалов Д.В., Радченко Н.И., Теплоиспользующие системы охлаждения циклового воздуха судовых ДВС на базе эжекторной и абсорбционной холодильных машин // Авиационно-космическая техника и технология.– 2008. – №10(57). – С. 123–127. *(Наукове фахове видання України. Внесок здобувача: постановка задач дослідження, розрахунок циклу та характеристик ежекторної холодильної машини).*

9. Коновалов Д.В. Оценка эффективности применения эффекта термопресии в теплоиспользующих холодильных машинах // Зб. наук. пр. НУК. – Миколаїв: НУК, 2009. – № 1 (424). – С.136-140. *(Наукове фахове видання України).*

10. Радченко Н.И., Стахель А.А., Сирота А.А., Коновалов Д.В. Направления утилизации тепла в судовых дизельных установках и их реализация с применением холода // Авиационно-космическая техника и технология. – 2009. – № 4 (61). – С. 62–65. *(Наукове фахове видання України. Внесок здобувача: аналіз ефективності застосування струминних апаратів в тепловикористовуючих системах).*

11. Коновалов Д.В., Радченко А.Н. Газотурбинный двигатель простого цикла с турбиной перерасширения и термопресором // Авиационно-космическая техника и технология. – 2009. – № 10 (67). – С. 98–101. *(Наукове фахове видання України. Внесок здобувача: постановка задач дослідження, розробка методики розрахунку та аналіз термодинамічного циклу, формулювання висновків).*

12. Радченко М.І., Коновалов Д.В., Воробйов Л.М., Підвищення ефективності газового двигуна внутрішнього згорання турбодетандерним охолодженням газоповітряної суміші // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2010. – № 10(77). – С.62-65. *(Наукове фахове видання України. Внесок здобувача: розрахунок характеристик теплового двигуна в спеціалізованому програмному комплексі, формулювання висновків).*

13. Сирота О.А., Андреев А.А., Радченко М.І., Коновалов Д.В., Радченко Р.М. Методология рационального проектирования теплоиспользующих систем охлаждения воздуха судовых двигателей // *Авиационно-космическая техника и технология*. – Харьков: ХАИ, 2007. – Вып. 7(43). – С. 29–35. (*Наукове фахове видання України. Внесок здобувача: постановка задач дослідження, аналіз застосування тепловикористовуючих систем на основі струминних технологій*).

14. Коновалов Д.В. Применение эффекта термогазодинамической компрессии в теплоиспользующих системах охлаждения // *Обладнання та технології харчових виробництв: Зб. наук. праць ДонНУЕТ*. – Донецьк: ДонНУЕТ. – 2010. – Вип. 24. – С.227–233. (*Наукове фахове видання України*).

15. Коновалов Д.В. Застосування термогазодинамічного ефекту для проміжного охолодження в системах наддувного повітря ДВЗ // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2011. – № 8 (85). – С. 136–140. (*Наукове фахове видання України*).

16. Радченко А.Н., Коновалов Д.В. Энергоресурсозберегающая теплоиспользующая установка кондиционирования воздуха на входе ДВС транспортного судна // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2011. – № 5 (82). – С.61–67. (*Наукове фахове видання України. Внесок здобувача: аналіз результатів розрахунку тепловикористовуючої холодильної машини, формулювання висновків*).

17. Андреев А.А., Коновалов Д.В., Радченко М.І. Основні положення математичної моделі теплообмінників тепловикористовуючої системи охолодження наддувного повітря судових малообертових дизелів // *Наукові праці ОНАХТ*. – 2011. – Вип. 39, т. 1 . – С. 68–73. (*Наукове фахове видання України. Внесок здобувача: постановка задач дослідження, розробка структурної схеми та алгоритму математичної моделі, розробка програмного комплексу для розрахунку*).

18. Коновалов Д.В. Термопресорні системи охолодження судових ДВЗ // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2011. – № 10 (87). – С. 44–48. (*Наукове фахове видання України*).

19. Коновалов Д.В., Джури́нська А.О. Методологічний підхід до охолодження наддувного повітря середньообертового двигуна // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2012. – № 6 (93). – С.73–78. (*Наукове фахове видання України. Внесок здобувача: постановка задач дослідження, розробка методології застосування аеротермопресорного охолодження, формулювання висновків*).

20. Радченко Н.И., Сирота А.А., Радченко Р.Н., Коновалов Д.В. Потенциал охлаждения наддувочного воздуха малооборотного дизеля транспортного судна // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2013. – № 8(105). – С. 67–71. (*Наукове фахове видання України. Внесок здобувача: аналіз ефективності застосування струминних технологій, розрахунок характеристик двигуна*).

21. Радченко М.І., Коновалов Д.В., Бойко О.В., Пеку́н О.О. Суднова газотурбінна установка з термопресорним підвищенням тиску в контурі перерозширення // *Науково-виробничий "Харчова наука і технологія"*. – Одеса: ОНАПТ. – 2013. - №4 (25) - с. 129-132. (*Наукове фахове видання України. Внесок здобувача: постановка задач дослідження, розробка схемо-технічного рішення, аналіз результатів розрахунку, формулювання висновків*).

22. Радченко М.І., Коновалов Д.В., Бойко О.В. Перспективы применения термопресорного охлаждения в судовых газотурбинных установках малой мощности // *Зб. наук. пр. НУК*. – Миколаїв: НУК, 2013. – 5-6. – с. 29-34. (*Наукове фахове видання України. Внесок здобувача: аналіз ефективності схемних рішень із аеротермопресорного охолодження для ГТУ*).

23. Коновалов Д.В., Радченко М.І., Бойко О.В., Пеку́н О.О. Суднова газотурбінна установка з термопресорним підвищенням тиску в контурі перерозширення // *Наукові праці ОНАХТ*. – Одеса: 2014. – Вип.45 – Том 1. – 77-81. (*Наукове фахове видання України. Внесок здобувача: розробка методики розрахунку, аналіз ефективності тепловикористовуючого контуру з аеротермопресором*).

24. Коновалов Д.В. Тепловикористовуючі холодильні машини на основі термогазодинамічного ефекту // *Техногенна безпека: наукові праці*. – Миколаїв:

МДГУ ім. П. Могили, 2009. – Т.111. – Вип. 98. – С. 63–67. (*Наукове фахове видання України*).

25. Радченко Р.М, Андреев А.А., Коновалов Д.В., Бохдаль Л. Альтернативні системи охолодження наддувного повітря судового малообертового дизеля // *Радіоелектронні комп'ютерні системи*. – 2014. – № 3 (67). – с. 59–63. (*Наукове фахове видання України. Внесок здобувача: постановка задач дослідження, розробка методики розрахунку для систем охолодження на основі струминних технологій*).

26. Коновалов Д.В., Джурина А.А. Термопресорное охлаждение наддувочного воздуха судового ДВС // *Зб. наук. пр. НУК*. – Миколаїв: НУК, 2015. – № 5 (461). – С. 75-80. (*Наукове фахове видання України. Внесок здобувача: постановка задач дослідження, аналіз результатів теоретичних досліджень схемних рішень, формулювання висновків*).

27. Коновалов Д.В., Кобалава Г.О., Стародубець С.І. Система охолодження наддувного повітря судового ДВЗ термопресором з упорскуванням перегрітої води // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2017. – № 3(138). – С. 104–111. (*Наукове фахове видання України. Внесок здобувача: розробка методики розрахунку із врахуванням перегрітої води на упорскуванні, аналіз результатів розрахунку, формулювання висновків*).

28. Коновалов Д.В., Кобалава Г.О., Радченко М.І. Аналіз ефективності проміжного охолодження повітря газотурбінних установок упорскуванням води аеротермопресором // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2017. – № 4(139). – С. 106–111. (*Наукове фахове видання України. Внесок здобувача: розробка способу охолодження аеротермопресором, розробка програмного комплексу та аналіз отриманих результатів*).

29. Коновалов Д.В., Кобалава Г.О. Проміжне охолодження циклового повітря в газотурбінних установках аеротермопресорами // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. - 2018. - № 1 (145). - С. 29–36. (*Наукове фахове видання України. Внесок здобувача: розробка методології дослідження, аналіз результатів порівняння способів проміжного охолодження*).

30. Коновалов Д.В., Кобалава Г.О. Застосування контактного охолодження повітря аеротермопресором в циклі ГТУ // Холодильна техніка та технології. - 2018. - № 5 (54). - С. 30–37. *(Наукове фахове видання України. Внесок здобувача: постановка задач дослідження, розрахунок ефективності застосування аеротермопресора, формулювання висновків).*
31. Русанов С.А., Луняка К.В., Коновалов Д.В. Модель віброкиплячого шару сипких середовищ та її програмна реалізація // Холодильна техніка та технології. - 2018. - № 6 (55). - С. 28–35. *(Наукове фахове видання України. Внесок здобувача: постановка задач дослідження, формулювання висновків).*
32. Radchenko R., Konovalov D., Pyrysunko M., Radchenko M. Using the heat of recirculation gases of the ship main engine by an ejector refrigeration machine for intake air cooling // Refrigeration Engineering and Technology. – 2019. - № 1 (55). - С. 4–9. *(Наукове фахове видання України. Внесок здобувача: постановка задач дослідження, розробка методики розрахунку, аналіз схемо-технічного рішення).*
33. Konovalov D., Kobalava H. Numerical simulation of the regime and geometric characteristics influence on the pressure loss of a low-flow arothermopressor // Refrigeration Engineering and Technology. – 2019. – № 2 (55). - С. 66–76. *(Наукове фахове видання України. Внесок здобувача: постановка задач дослідження, розробка методології дослідження, формулювання висновків).*
34. Коновалов Д.В., Кобалава Г.О. Чисельне моделювання проточної частини маловитратного аеротермопресора для проміжного охолодження циклового повітря газотурбінного двигуна // Авіаційно-космічна техніка і технологія. - 2019. - № 4 (156). - С. 31–38. *(Наукове фахове видання України. Внесок здобувача: постановка задач дослідження, розробка методології дослідження, аналіз результатів розрахунку циклів ГТУ).*
35. Коновалов Д.В. Застосування газодинамічного охолодження в системах рециркуляції відхідних газів суднових дизелів // Авіаційно-космічна техніка і технологія. - 2019. - № 7 (159). - С. 81–86. *(Наукове фахове видання України).*

36. Коновалов Д.В. Аналіз ефективності тепловикористовуючої термопресорно-ежекторної холодильної машини // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. - 2019. - № 8 (160). - С. 59–67. (*Наукове фахове видання України*).

37. Konovalov D., Radchenko M.I., Maksymov V.I. The recirculate exhaust gases cooling method of the marine low-speed engine by the aerothermopressor // *Refrigeration Engineering and Technology*. – 2019. – № 3 (56). - С. 1–7. (*Наукове фахове видання України. Внесок здобувача: постановка задач дослідження, розробка методики розрахунку, аналіз схемо-технічного рішення, формулювання висновків*).

38. Konovalov D., Kobalava H. Efficiency Analysis of Gas Turbine Plant Cycles with Water Injection by the Aerothermopressor // In: Ivanov V. et al. (eds) *Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering, 2020* – 581–591. (*н.м.б. Scopus. Внесок здобувача: розробка схемо-технічних рішень, розрахунок та аналіз ефективності циклів*).

39. Konovalov D., Kobalava H., Maksymov V., Radchenko R., Avdeev M. (2020) Experimental Research of the Excessive Water Injection Effect on Resistances in the Flow Part of a Low-Flow Aerothermopressor. In: Ivanov V., Pavlenko I., Liaposhchenko O., Machado J., Edl M. (eds) *Advances in Design, Simulation and Manufacturing III. DSMIE 2020. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham., 2020* – pp. 292–301. (*н.м.б Scopus. Внесок здобувача: розробка методології дослідження, аналіз експериментальних даних, формулювання висновків*).

40. Konovalov D., Trushliakov E., Radchenko M., Kobalava H., Maksymov V. (2020) Research of the Aerothermopressor Cooling System of Charge Air of a Marine Internal Combustion Engine Under Variable Climatic Conditions of Operation. In: Tonkonogyi V. et al. (eds) *Advanced Manufacturing Processes. InterPartner 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham., 2020* – pp. 520–529. (*н.м.б. Scopus. Внесок здобувача: постановка задач дослідження, розробка методики та аналіз розрахунку із врахуванням змінних кліматичних умов*).

41. Патент України на винахід № 79313. Випарний апарат. – Бюлетень № 5. – 2007 / Радченко МІ., Радченко Р.М., Андреев А.А., Сирота О.А., Коновалов Д.В. (*Патент на винахід. Внесок здобувача: розробка та аналіз схемного рішення*).

42. Патент України на винахід № 90015. Абсорбційна холодильна машина зі струминним апаратом. – Бюлетень № 6. – 2010 / Радченко А.М., Радченко Р.М., Радченко М.І., Коновалов Д.В. та інші. (*Патент на винахід. Внесок здобувача: розробка та аналіз схемного рішення*).

43. Патент України на винахід № 82075. Спосіб підготовки газоподібного теплоносія. – Бюлетень № 5. – 2008 / Радченко М.І., Радченко Р.М., Сирота О.А., Коновалов Д.В. та інші. (*Патент на винахід. Внесок здобувача: розробка методики розрахунку*).

Наукові праці, що засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

44. Коновалов Д.В. Комплексная утилизация теплоты энергетических установок // Муніципальна енергетика: проблеми, рішення: Тези другої міжнар. наук.-техн. конф. Миколаїв: НУК, 2007. – С. 55–56. (*Тези доповіді, усна доповідь*).

45. Радченко Р.Н., Андреев А.А., Радченко Н.И., Красильщиков Е.А., Коновалов Д.В. Когенерационные контуры дизельных энергоустановок на основе теплоиспользующих абсорбционных холодильных машин // Муніципальна енергетика: проблеми, рішення: Матеріали другої міжнар. наук.-техн. конф. Миколаїв: НУК, 2007. – С. 29–34. (*Тези доповіді, усна доповідь. Внесок здобувача: розробка методики розрахунку*).

46. Радченко Н.И., Коновалов Д.В. Перспективы экономии энергоресурсов на рыболовном траулере-рыбзаводе типа "Пулковский меридиан" // Холод в енергетиці та на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації / Зб. наук. праць I Міжнародної науково-технічної конференції. Ч. 1. – Миколаїв: НУК, 2008. – С. 278–284. (*Стаття, усна доповідь. Внесок здобувача: постановка задач дослідження, аналіз отриманих результатів розрахунку*).

47. Коновалов Д.В. Теплоиспользующие холодильные установки на основе эффекта термопрессии // Холод в енергетиці та на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації / Зб. наук. праць I Міжнародної науково-технічної конференції. Ч. 2. – Миколаїв: НУК, 2008. – С. 151–160. (*Стаття, усна доповідь*).

48. Коновалов Д.В. Теплоиспользующие холодильные машины с термопрессионными контурами // Сучасні проблеми холодильної техніки і технології:

Збірник тез доповідей Міжнародної науково-технічної конференції, Одеса, 23-24 вересня 2009 р. – Одеса: Вид-во ОДАХ, 2009. – С. 9-10. (*Тези доповіді, усна доповідь*).

49. Коновалов Д.В. Целесообразность применения термопрессионных агрегатов в пароконденсаторных холодильных машинах // Сучасні проблеми холодильної техніки і технології: Збірник тез доповідей Міжнародної науково-технічної конференції, Одеса, 23-24 вересня 2009 р. – Одеса: Вид-во ОДАХ, 2009. – С. 11–12. (*Тези доповіді, усна доповідь*).

50. Коновалов Д.В. Застосування альтернативних холодоагентів у тепловикористовуючих контурах систем охолодження повітря ДВЗ // Сучасні проблеми двигунобудування: стан, ідеї, рішення: Матеріали III-ої всеукраїнської науково-технічної конференції науково-педагогічних та інженерно-технічних працівників. – Первомайськ: ППІ НУК, 2009. – С. 182-184. (*Тези доповіді, усна доповідь*).

51. Коновалов Д.В. Перспективи застосування термопресійних апаратів у тепловикористовуючих машинах судових ДВЗ // Сучасні проблеми двигунобудування: стан, ідеї, рішення: Матеріали III-ої всеукраїнської науково-технічної конференції науково-педагогічних та інженерно-технічних працівників. – Первомайськ: ППІ НУК, 2009. – С. 221–222. (*Тези доповіді, усна доповідь*).

52. Радченко Н.И., Стахель А.А., Сирота А.А., Коновалов Д.В. Направления утилизации тепла в судовых дизельных установках и их реализация с применением холода // XIV Міжнародний конгрес двигунобудівників: Тези доповідей. – Харків: Нац. аерокосмічний ун-т "Харк. авіац. ін-т", 2009. – С.47. (*Тези доповіді, усна доповідь. Внесок здобувача: розробка методики розрахунку тепловикористовуючих контурів та їх аналіз*).

53. Коновалов Д.В., Радченко А.Н. Газотурбинный двигатель простого цикла с турбинной перерасширения и термопрессором // XIV Міжнародний конгрес двигунобудівників: Тези доповідей. – Харків: Нац. аерокосмічний ун-т "Харк. авіац. ін-т", 2009. – С.46. (*Тези доповіді, усна доповідь. Внесок здобувача: постановка задач дослідження, розробка методики розрахунку та аналіз термодинамічного циклу, формулювання висновків*).

54. Коновалов Д.В. Термопресорні системи охолодження наддувного повітря ДВЗ // Механіка та інформатика: Тези наукових праць. VIII Українсько-польська конференція молодих науковців – Хмельницький: Хмельницький національний університет, 2011. – с. 69-70. *(Тези доповіді, усна доповідь).*

55. Коновалов Д.В. Применение газотермодинамической компрессии для охлаждения наддувочного воздуха ДВС // Сучасні проблеми двигунобудування: стан, ідеї, рішення: Матеріали IV-ої всеукраїнської науково-технічної конференції науково-педагогічних та інженерно-технічних працівників. – Первомайськ: ППІ НУК, 2011. *(Тези доповіді, усна доповідь).*

56. Коновалов Д.В. Повышение эффективности газовых ДВС применением детандерно-термопресорных систем охлаждения // Сучасні проблеми холодильної техніки і технології: Збірник тез доповідей Міжнародної науково-технічної конференції, Одеса, 17-19 травня 2011 р. – Одеса: Вид-во ОНАПТ, 2011. *(Тези доповіді, усна доповідь).*

57. Коновалов Д.В., Джуринська А.О. Аналіз роботи термопресорної системи з попереднім охолодженням повітря середньообертового ДВЗ // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали III м.-н. н.-т. конф.-Миколаїв: НУК, 2012. – С. 421–423. *(Тези доповіді, усна доповідь. Внесок здобувача: постановка задач дослідження, розробка та аналіз схемних рішень, формулювання висновків).*

58. Коновалов Д.В. Методологічний підхід до охолодження наддувного повітря ДВЗ із застосуванням ефекту термопресії // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали III м.-н. н.-т. конф.-Миколаїв: НУК, 2012. – С. 423–425. *(Тези доповіді, усна доповідь).*

59. Радченко Р.М., Бохдаль Т., Андреев А.А., Коновалов Д.В. Анализ эффективности теплоиспользующих систем охлаждения наддувочного воздуха судового малооборотного дизеля // Сучасні проблеми холодильної техніки і технології. Збірник доповідей IX Міжнародної науково-технічної конференції. – Херсон: Грінь Д.С., 2013. – С. 149–152. *(Тези доповіді, усна доповідь. Внесок здобувача: розробка методики розрахунку та програмного комплексу для її реалізації).*

60. Коновалов Д.В., Джурина А.О. Суднова дизельна установка з тепловикористовуючим термопресорним контуром охолодження наддувного повітря // Сучасні проблеми холодильної техніки і технології. Збірник доповідей ІХ Міжнародної науково-технічної конференції. – Херсон: Грінь Д.С., 2013. – С. 279–281. *(Тези доповіді, усна доповідь. Внесок здобувача: розробка та аналіз схемних рішень, формулювання висновків).*

61. Коновалов Д.В., Джурина А.О. Інноваційна термопресорна технологія охолодження наддувного повітря судових двигунів внутрішнього згоряння // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: матеріали ІV Міжнародної науково-технічної конференції. – Миколаїв: НУК, 2013. – С. 256–257. *(Тези доповіді, усна доповідь. Внесок здобувача: постановка задач дослідження, аналіз отриманих результатів розрахунку).*

62. Коновалов Д.В., Радченко А.Н. ГТУ простой схемы с турбиной перерасширения и термопресором // Холод в енергетиці та на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації / Збірник наукових праць ІІ-ої Міжнародної науково-технічної конференції. Ч.1 – Миколаїв: НУК, 2013. – С. 128–131. *(Стаття, усна доповідь. Внесок здобувача: постановка задач дослідження, розробка та аналіз схемо-технічного рішення).*

63. Радченко А.Н., Коновалов Д.В. Теплоиспользующая система кондиционирования воздуха на входе судового дизеля // Холод в енергетиці та на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації / Збірник наукових праць ІІ-ої Міжнародної науково-технічної конференції. Ч.1 – Миколаїв: НУК, 2013. – С. 208–213. *(Стаття, усна доповідь. Внесок здобувача: розробка методики розрахунку, та програмного комплексу для її реалізації).*

64. Радченко А.Н., Коновалов Д.В. Теплоиспользующая система кондиционирования воздуха на входе судового дизеля транспортного судна // Холод в енергетиці та на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації / Збірник наукових праць ІІ-ої Міжнародної науково-технічної конференції. Ч.1 – Миколаїв: НУК, 2013. – С. 215–222. *(Стаття, усна доповідь, Внесок здобувача: розробка методики розрахунку та програмного комплексу для її реалізації).*

65. Радченко А.М., Бузнік А.І., Радченко М.І., Коновалов Д.В. Оцінка ефективності застосування турбодетандерного охолодження газоповітряної суміші газового двигуна // Холод в енергетиці та на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації / Збірник наукових праць II-ої Міжнародної науково-технічної конференції. Ч.1 – Миколаїв: НУК, 2013. – С. 223–227. (Стаття, усна доповідь. Внесок здобувача: розробка методики розрахунку та програмного комплексу для її реалізації, формулювання висновків).

66. Коновалов Д.В., Радченко А.Н. Вентиляция электрогенератора и машинного отделения термоэжекционной системой // Холод в енергетиці та на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації / Збірник наукових праць II-ої Міжнародної науково-технічної конференції. Ч.1 – Миколаїв: НУК, 2013. – С. 243–248. (Стаття, усна доповідь. Внесок здобувача: розробка схемного рішення, розробка методики розрахунку та програмного комплексу для її реалізації).

67. Радченко Н.И., Сирота А.А., Радченко Р.Н., Коновалов Д.В. Потенциал охлаждения наддувочного воздуха судового главного дизеля // Холод в енергетиці та на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації / Збірник наукових праць II-ої Міжнародної науково-технічної конференції. Ч.2 – Миколаїв: НУК, 2013. – С. 120–127. (Стаття, усна доповідь. Внесок здобувача: розробка програмного комплексу для розрахунку, формулювання висновків).

68. Радченко Н.И., Сирота А.А., Стахель А.А., Коновалов Д.В. Утилизация тепла судовых дизельных установок // Холод в енергетиці та на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації / Збірник наукових праць II-ої Міжнародної науково-технічної конференції. Ч.2 – Миколаїв: НУК, 2013. – С. 139–143. (Стаття, усна доповідь. Внесок здобувача: розробка програмного комплексу для розрахунку, формулювання висновків).

69. Коновалов Д.В. Охлаждения наддувного повітря судових ДВЗ з використанням ефекту термопресії // Холод в енергетиці та на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації / Збірник наукових праць II-ої Міжнародної науково-технічної конференції. Ч.2 – Миколаїв: НУК, 2013. – С. 155–161. (Стаття, усна доповідь).

70. Коновалов Д.В., Джурина А.О. Проміжне охолодження наддувного повітря ДВЗ із застосуванням термопресора // Холод в енергетиці та на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації / Збірник наукових праць II-ої Міжнародної науково-технічної конференції. Ч.2 – Миколаїв: НУК, 2013. – С. 166–172. *(Стаття, усна доповідь. Внесок здобувача: постановка задач дослідження, розробка методології дослідження, аналіз отриманих результатів розрахунку).*

71. Радченко Н.И., Бохдаль Т., Андреев А.А., Радченко Р.Н., Коновалов Д.В. Теплоиспользующая система охлаждения наддувочного воздуха главного судового дизеля // Суднова енергетика: стан та проблеми: Матеріали VI Міжнародної науково-технічної конференції студентів, аспірантів, науковців і фахівців. – Миколаїв: НУК, 2013.– С. 143–149. *(Тези доповіді, усна доповідь. Внесок здобувача: розробка програмного комплексу для розрахунку, формулювання висновків).*

72. Коновалов Д.В., Джурина А.О. Доцільність застосування термопресорного охолодження в двоступінчастих ежекторних холодильних машинах // Суднова енергетика: стан та проблеми: Матеріали VI Міжнародної науково-технічної конференції студентів, аспірантів, науковців і фахівців. – Миколаїв: НУК, 2013.– С. 269–271. *(Тези доповіді, усна доповідь. Внесок здобувача: постановка задач дослідження, розробка методології дослідження, аналіз отриманих результатів розрахунку).*

73. Коновалов Д.В., Джурина А.О., Кобалава Г.О. Вдосконалення систем утилізації теплоти відхідних газів судового ДВЗ застосуванням термопресора // Суднова енергетика: стан та проблеми: Матеріали VII м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2015. – Т.2. – С. 175–176. *(Тези доповіді, усна доповідь. Внесок здобувача: розробка методології дослідження, розробка та аналіз схемних рішень застосування аеротермопресорного охолодження, формулювання висновків).*

74. Коновалов Д.В., Джурина А.А. Метод екологічного у воложення наддувочного воздуха судового дизеля применением термопресора // Проблеми екології та енергозбереження: Матеріали X Міжнародної науково-технічної конференції. – Миколаїв: НУК, 2015. – С. 35–38. *(Тези доповіді, усна доповідь, (Тези*

доповіді, усна доповідь. Внесок здобувача: постановка задач дослідження, розробка методології дослідження, аналіз отриманих результатів розрахунку).

75. Коновалов Д.В., Джурина А.А. Применение термопрессорных аппаратов в системах экологического увлажнения наддувочного воздуха судовых ДВС // Сучасні проблеми холодильної техніки та технології: Матеріали X Міжнародної науково-технічної конференції. – Одеса: ОНАХТ, 2015. – С. 29–30. *(Тези доповіді, усна доповідь, (Тези доповіді, усна доповідь. Внесок здобувача: постановка задач дослідження, розробка методології дослідження, аналіз екологічної ефективності застосування аеротермопресорного охолодження).*

76. Коновалов Д.В., Джурина А.А. Термопрессорное увлажнение наддувочного воздуха судового среднеоборотного ДВС // Современные энергетические установки на транспорте, технологии и оборудование для их обслуживания: Материалы VI Международной научно-практической конференции. – Херсон: ХГМА, 2015. – с. 33–34. *(Тези доповіді, усна доповідь. Внесок здобувача: постановка задач дослідження, розробка методології дослідження, аналіз зміни характеристик ДВЗ).*

77. Коновалов Д.В., Кобалава Г.А. Применение впрыска перегретой жидкости в термопрессорной системе охлаждения наддувочного воздуха ДВС // Актуальні проблеми енергетики та екології: матеріали XVI Всеукраїнської науково-технічної конференції. – Херсон: ФОП Грінь Д.С., 2016. – 253–255. *(Тези доповіді, усна доповідь. Внесок здобувача: розробка методики розрахунку та програмного комплексу для її реалізації з врахуванням особливостей упорскування перегрітої води, формулювання висновків).*

78. Коновалов Д.В., Джурина А.А. Применение термогазодинамической компрессии в системе турбонаддува среднеоборотных судовых двигателей // Актуальні проблеми енергетики та екології: матеріали XVI Всеукраїнської науково-технічної конференції. – Херсон: ФОП Грінь Д.С., 2016. – 255–257. *(Тези доповіді, усна доповідь. Внесок здобувача: постановка задач дослідження, аналіз ефективності застосування аеротермопресорних технологій, розрахунок характеристик енергетичної установки).*

79. Коновалов Д.В., Джури́нська А.О. Особливості розрахунку процесів термопресорного охолодження наддувного повітря ДВЗ // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: матеріали VII Міжнародної науково-технічної конференції. – Миколаїв: НУК, 2016. – 207–209. *(Тези доповіді, усна доповідь. Внесок здобувача: постановка задач дослідження, розробка методики розрахунку, формулювання висновків).*

80. Коновалов Д.В., Кобалава Г.О. Підвищення ефективності термопресорних систем шляхом розпилення води, перегрітої відносно температури насичення // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: матеріали VII Міжнародної науково-технічної конференції. – Миколаїв: НУК, 2016. – 209–211. *(Тези доповіді, усна доповідь. Внесок здобувача: розробка методики розрахунку та програмного комплексу для її реалізації, формулювання висновків).*

81. Коновалов Д.В., Кобалава Г.А. Применение термогазодинамической компрессии в цикле эжекторной холодильной машины // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: матеріали VII Міжнародної науково-технічної конференції. – Миколаїв: НУК, 2016. – 211–212. *(Тези доповіді, усна доповідь. Внесок здобувача: розробка схемних рішень тепловикористовуючих холодильних машин, аналіз застосування різних холодоагентів, формулювання висновків).*

82. Радченко Р.М., Коновалов Д.В., Стародубець С.І. Тепловые нагрузки системы охлаждения наддувочного воздуха главного судового дизеля с использованием его теплоты в течении рейса // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: матеріали VII Міжнародної науково-технічної конференції. – Миколаїв: НУК, 2016. – 258–260. *(Тези доповіді, усна доповідь. Внесок здобувача: розробка методики розрахунку та програмного продукту для її реалізації).*

83. Радченко М.І., Коновалов Д.В. Вдосконалений тепловикористовуючий контур випарних апаратів технологічних установок рибпромислових суден // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: матеріали VII Міжнародної науково-технічної конференції. – Миколаїв: НУК, 2016. – 473–475. *(Тези доповіді, усна доповідь. Внесок здобувача: постановка задач дослідження, аналіз схемного рішення тепловикористовуючого контуру, формулювання висновків).*

84. Коновалов Д.В., Радченко Н.И., Калиниченко И.В. Анализ эффективности использования теплоты пара вторичного вскипания в рыбомучных установках для производства холода // *Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: матеріали VII Міжнародної науково-технічної конференції*. – Миколаїв: НУК, 2016. – 475–477. (*Тези доповіді, усна доповідь. Внесок здобувача: постановка задач дослідження, аналіз ефективності використання вторинної теплоти енергетичними установками*).

85. Коновалов Д.В., Радченко Н.И. Эжекторные теплоутилизирующие установки для производства технологического пара // *Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: матеріали VII Міжнародної науково-технічної конференції*. – Миколаїв: НУК, 2016. – 477–480. (*Тези доповіді, усна доповідь. Внесок здобувача: постановка задач дослідження, аналіз ефективності використання вторинної теплоти енергетичними установками*).

86. Коновалов Д.В., Кобалава Г.О., Котік Х.А. Застосування аеротермопресора для проміжного охолодження повітря газотурбінних установок // *Сучасні проблеми холодильної техніки та технології: Збірник тез доповідей XI Міжнародної науково-технічної конференції*. - Одеса: ОНАХТ - 2017. - С. 97–98. (*Тези доповіді, усна доповідь. Внесок здобувача: розробка та аналіз застосування аеротермопресора в системах охолодження, формулювання висновків*).

87. Коновалов Д.В., Кобалава Г.А. Перспективы применения аэротермопрессора в газотурбинных установках с контурами перерасширения // *Холод в енергетиці і на транспорті: Матеріали IV Міжнародної науково-технічної конференції*. - Миколаїв: НУК - 2017. - С. 219–228. (*Стаття, усна доповідь. Внесок здобувача: постановка задач дослідження, порівняльний аналіз способів застосування аеротермопресора*).

88. Konovalov D., Kobalava H. The aérothermopressor application for intermediate cooling in the gas turbine plant // *Холод в енергетиці і на транспорті: Матеріали IV Міжнародної науково-технічної конференції*. - Миколаїв: НУК - 2017. - С. 302–309. (*Стаття, усна доповідь. Внесок здобувача: розробка методики*

розрахунку термодинамічних циклів ГТУ з проміжним охолодженням аеротермопресором, формулювання висновків).

89. Konovalov D., Kobalava H. Application of superheated water injection in the thermocompression system for charge-air cooling of internal combustion engines // Холод в енергетиці і на транспорті: Матеріали IV Міжнародної науково-технічної конференції. - Миколаїв: НУК - 2017. - С. 312–313. *(Тези доповіді, усна доповідь. Внесок здобувача: розробка методики розрахунку та програмного продукту для її реалізації, формулювання висновків).*

90. Коновалов Д.В., Кобалава Г.О. Застосування упорскування перегрітої води в термопресорних системах охолодження наддувного повітря ДВЗ // Транспорт: механічна інженерія, експлуатація, матеріалознавство: Збірник тез доповідей Міжнародної науково-технічної конференції. - Херсон: ХДМА - 2017. - С. 80–81. *(Тези доповіді, усна доповідь. Внесок здобувача: розробка методики розрахунку та програмного комплексу для її реалізації, формулювання висновків).*

91. Коновалов Д.В., Кобалава Г.А., Джурина А.А. Применение детандерно-термопресорных систем охлаждения в газовых ДВС // Транспорт: механічна інженерія, експлуатація, матеріалознавство: Збірник тез доповідей Міжнародної науково-технічної конференції. - Херсон: ХДМА - 2017. - С. 82–83. *(Тези доповіді, усна доповідь. Внесок здобувача: розробка методики розрахунку аеротермопресорного контуру, розрахунок контуру перерозширення, формулювання висновків).*

92. Коновалов Д.В., Кобалава Г.А., Майбродский П.А. Применение аэротермопресора для промежуточного охлаждения воздуха газотурбинных установок // Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування: Збірник тез доповідей VIII Міжнародної науково-технічної конференції. - Херсон: ХДМА - 2017. - С. 351. *(Тези доповіді, усна доповідь. Внесок здобувача: розробка методології дослідження, формулювання висновків).*

93. Коновалов Д.В., Кобалава Г.А. Повышение эффективности газотурбинных установок применением аэротермопресора в контурах перерасширения // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали VIII

Міжнародної науково-технічної конференції. - Миколаїв: НУК - 2017. - С. 248–253. *(Стаття, усна доповідь. Внесок здобувача: розробка методики розрахунку, аналіз характеристик ГТУ із контурами перерозширення).*

94. Коновалов Д.В., Кобалава Г.О. Застосування аеротермопресора для проміжного охолодження повітря в газотурбінних установках // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали VIII Міжнародної науково-технічної конференції. - Миколаїв: НУК - 2017. - С. 258–263. *(Стаття, усна доповідь. Внесок здобувача: розробка методології дослідження, формулювання висновків).*

95. Коновалов Д.В., Кобалава Г.О., Котік Х.А. Оцінка ефективності застосування перегрітої води в термопресорних апаратах для систем охолодження ДВЗ // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали VIII Міжнародної науково-технічної конференції. - Миколаїв: НУК - 2017. - С. 265–270. *(Стаття, усна доповідь. Внесок здобувача: розробка методики розрахунку та програмного комплексу для її реалізації, формулювання висновків).*

96. Коновалов Д.В., Кобалава Г.А. Анализ эффективности применения аеротермопресора для промежуточного охлаждения воздуха в ГТУ // Матеріали VIII Міжнародної науково-технічної конференції "Суднова енергетика: стан та проблеми". Миколаїв: НУК. – 8-10 листопада 2017 р. – с. 205–206. *(Тези доповіді, усна доповідь. Внесок здобувача: постановка задач дослідження, розробка методології дослідження).*

97. Коновалов Д.В., Джури́нська А.О., Смоляной Є.С. Суднова дизельна енергетична установка з розвиненою системою утилізації теплоти і термопресорним охолодженням // Матеріали VIII Міжнародної науково-технічної конференції "Суднова енергетика: стан та проблеми". Миколаїв: НУК. – 8-10 листопада 2017 р. – с. 79–80. *(Тези доповіді, усна доповідь. Внесок здобувача: постановка задач дослідження, аналіз ефективності систем утилізації теплоти для енергетичної установки при застосуванні аеротермопресорних технологій).*

98. Коновалов Д.В., Джури́нская А.А. Термопресорные технологии охлаждения для судовых ДВС // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали VIII Міжнародної науково-технічної конференції. - Миколаїв: НУК - 2017.

- С. 254–258. *(Тези доповіді, усна доповідь. Внесок здобувача: постановка задач дослідження, розробка та аналіз технічних рішень).*

99. Коновалов Д.В., Джуринська А.О. Розрахунок процесів в термопресорних апаратах для систем турбонаддуву суднових ДВЗ // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали VIII Міжнародної науково-технічної конференції. - Миколаїв: НУК - 2017. - С. 263–265. *(Тези доповіді, усна доповідь. Внесок здобувача: розробка математичної моделі та методики раціонального проектування аеротермопресорних апаратів, формулювання висновків).*

100. Коновалов Д.В., Джуринська А.О., Смоляной Є.С. Застосування термопресорних апаратів для екологічного зволоження наддувного повітря суднового ДВЗ // Сучасні проблеми холодильної техніки та технології: Збірник тез доповідей XI Міжнародної науково-технічної конференції. - Одеса: ОНАХТ - 2017. - С. 118–119. *(Тези доповіді, усна доповідь. Внесок здобувача: розрахунок та аналіз впливу на екологічні показники енергетичної установки, формулювання висновків).*

101. Коновалов Д.В., Джуринська А.О. Особливості розрахунку термопресорних систем охолодження наддувного повітря суднових ДВЗ // Холод в енергетиці і на транспорті: Матеріали IV Міжнародної науково-технічної конференції. - Миколаїв: НУК - 2017. - С. 287–289. *(Тези доповіді, усна доповідь. Внесок здобувача: розробка математичної моделі та методики раціонального проектування аеротермопресорних апаратів, формулювання висновків).*

102. Коновалов Д.В., Кобалава Г.О. Аналіз технологій охолодження циклового повітря в газотурбінних установках // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали IX Міжнародної науково-технічної конференції. – Миколаїв: НУК – 2018. – С. 246–247. *(Тези доповіді, усна доповідь. Внесок здобувача: розробка методики розрахунку із врахуванням ефекту термогазодинамічної компресії, формулювання висновків).*

103. Radchenko M., Radchenko R., Kornienko V., Konovalov D. Mathematical modeling of the pollution processes on the low-temperature surfaces of exhaust gas boilers with combustion of water-fuel emulsion // Heat Transfer and renewable sources of energy

HTRSE - 2018. Books of abstracts. - Szczecin 2018. pp. 129–131. (*Тези доповіді. Внесок здобувача: розробка структурної схеми математичної моделі*).

Наукові праці, що додатково відображають наукові результати дисертації:

104. Повноцінне харчування: інноваційні аспекти технологій, енергоефективного виробництва, зберігання та маркетингу / за ред. проф. В. В. Євлаш, проф. В. О. Потапова, проф. М.І. Радченко, проф. Н. Л. Савицької. – Колективна монографія. – Х.: Світ книг, 2016. – 546 с. (Коновалов Д.В. – Частина 3, розділ 16. – с. 424–451). (*Розділ в колективній монографії. Внесок здобувача: постановка задач дослідження, розробка методики розрахунку та аналіз ефективності застосування аеротермопресорних технологій*).

105. Radchenko R., Radchenko A., Konovalov D., Hrych A., Andreev A. Corrosion processes on the condensation surfaces of exhaust gas boilers with water-fuel emulsion combustion / Monography of the faculty of mechanical engineering university of technology Koszalin - Koszalin, Poland: Wydawnictwo Uniwersytetu Koszalin, 2019. – p. 641-662. (*Розділ в колективній зарубіжній монографії. Внесок здобувача: розрахунок теплотехнічних характеристик утилізаційного контуру*).

106. Радченко Р.М., Коновалов Д.В., Пирисунько М.А., Чжан Цян, Луо Зевей. Охолодження повітря на вході головного суднового двигуна абсорбційною бромистолітєвою холодильною машиною в тропічних умовах // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2020. – № 2 (162). – С. 18–23. (*Наукове фахове видання України. Внесок здобувача: розрахунок показників тепловикористовуючої холодильної машини, розробка програмного комплексу*).

107. Радченко М.І., Коновалов Д.В., Чжан Цян, Лю Шаоцзюнь, Луо Зевей, Джі Ран. Охолодження наддувного повітря головного суднового двигуна ежекторною холодильною машиною в екваторіальних широтах // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2020. – № 2 (162). – С. 24–29. (*Наукове фахове видання України. Внесок здобувача: розробка методики розрахунку та програмного комплексу для її реалізації з врахуванням особливостей струминних технологій*).

108. Радченко А.М., Коновалов Д.В., Калініченко І.В, Чен Нінъ, Хан Баочен. Охолодження наддувного повітря головного суднового двигуна абсорбційною

бромистолітійевою холодильною машиною в екваторіальних широтах // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2020. – № 2 (162). – С. 30–35. (*Наукове фахове видання України. Внесок здобувача: розробка методики розрахунку та програмного комплексу для її реалізації*).

109. Радченко М.І., Коновалов Д.В., Воробйов Л.М., Попереднє охолодження газо-повітряної паливної суміші газових двигунів у детандернотермопресорних холодильних машинах // *Обладнання та технології харчових виробництв: Зб. наук. праць ДонНУЕТ*. – Донецьк: ДонНУЕТ. – 2010. – Вип. 24. – С.234–240. (*Наукове фахове видання України. Внесок здобувача: розробка методики розрахунку та аналіз ефективності тепловикористовуючого контуру при застосуванні контуру перерозширення, формулювання висновків*).

110. Коновалов Д.В. Суднові струминні тепловикористовуючі холодильні установки технологічного призначення // *Наукові праці ОНАХТ*. – Одеса, 2009. – Вип. 35. – Т 1. – С.164-166. (*Наукове фахове видання України*).

111. Коновалов Д.В. Методологические принципы охлаждения наддувочного воздуха ДВС применением термопрессорных систем // *Сталий розвиток і штучний холод. Збірник наукових праць VIII Міжнар. наук.-техн. конф.* – Херсон: Гринь Д.С. (додаток до журналу "Холодильна техніка і технологія". – Одеса: ОГАХ, 2012. – вип. 4 (138)) 2012 – С. 269–274. (*Наукове видання України*).

112. Radchenko M., Radchenko R., Kornienko V., Konovalov D. Mathematical modeling of the pollution processes on the low-temperature surfaces of exhaust gas boilers with combustion of water-fuel emulsion // *Instal.* – 2019. – Vol. 10. - С. 11–13. (*Зарубіжне наукове видання. Внесок здобувача: розробка структурної схеми математичної моделі*).

113. Kornienko V., Radchenko R., Konovalov D., Andreev A., Pyrysunko M. Characteristics of the Rotary Cup Atomizer Used as Afterburning Installation in Exhaust Gas Boiler Flue. In: Ivanov V., Pavlenko I., Liaposhchenko O., Machado J., Edl M. (eds) *Advances in Design, Simulation and Manufacturing III. DSMIE 2020. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham., 2020. – pp. 302–311. (*н.м.б. Scopus. Внесок здобувача: розрахунок характеристик тепловикористовуючого контуру*).

114. Forduy S., Radchenko A., Kuczynski W., Zubarev A., Konovalov D. Enhancing the Gas Engines Fuel Efficiency in Integrated Energy System by Chilling Cyclic Air. In: Tonkonogyi V. et al. (eds) Advanced Manufacturing Processes. InterPartner 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham., 2020. – pp. 500–509. *(н.м.б. Scopus. Внесок здобувача: розрахунок впливу охолодження повітря на характеристики газового двигуна).*

115. Патент України на винахід № 89429. Абсорбційна холодильна машина з ежектором. – Бюлетень № 2. – 2010 / Радченко А.М., Радченко Р.М., Радченко М.І., Живиця В.В., Коновалов Д.В. *(Патент на винахід. Внесок здобувача: розробка методики розрахунку).*

116. Патент України на винахід № 89557. Абсорбційна холодильна машина з інжектором. – Бюлетень № 3. – 2010 / Радченко Р.М., Радченко А.М., Радченко М.І., Коновалов Д.В. та інші. *(Патент на винахід. Внесок здобувача: розробка схемного рішення, розробка методики розрахунку).*

117. Патент України на винахід № 90747. Абсорбційна холодильна машина зі струминним апаратом. – Бюлетень № 19 – 2010 / Радченко А.М., Радченко Р.М., Радченко М.І., Коновалов Д.В. *(Патент на винахід. Внесок здобувача: розробка схемного рішення, розробка методики розрахунку).*

118. Патент України на винахід № 89560. Абсорбційна холодильна машина з рециркуляцією в абсорбері. – Бюлетень № 3. – 2010. / Радченко А.М., Радченко Р.М., Радченко М.І., Коновалов Д.В. та інші. *(Патент на винахід. Внесок здобувача: розробка та аналіз схемного рішення).*

119. Патент України на винахід № 84550. Спосіб перетворення теплоти в механічну роботу в паротурбінній установці. – Бюлетень № 21. – 2008 / Радченко М.І., Сирота О.А., Радченко Р.М., Коновалов Д.В. та інші. *(Патент на винахід. Внесок здобувача: розробка та аналіз схемного рішення).*

120. Патент України на винахід № 89558. Парокомпресорна холодильна машина з ежектором. – Бюлетень № 3. – 2010 / Радченко А.М., Радченко Р.М., Радченко М.І., Сапармамедов А.Н., Коновалов Д.В. *(Патент на винахід. Внесок здобувача: розробка схемного рішення, розробка методики розрахунку).*

121. Патент України на винахід № 89559. Абсорбційна холодильна машина з інжектором. – Радченко А.М., Радченко Р.М., Радченко М.І., Гоголь М.І., Коновалов Д.В. (*Патент на винахід. Внесок здобувача: розробка схемного рішення, розробка методики розрахунку*).

SUMMARY

Konovalov D.V. Development of scientific and technical bases of aerothermopressor technologies of secondary heat of power plants use. – Qualifying scientific work on the rights of manuscripts.

The dissertation for obtaining the scientific degree of the doctor of technical sciences in the specialty 05.14.06 – Technical thermophysics and industrial heat engineering. – Institute of Technical Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine, Kyiv, 2020. The work was performed at the Admiral Makarov National University of Shipbuilding Ministry of Education and Science of Ukraine.

The dissertation is devoted to the solution of the scientific and applied problem of the scientific and technical foundations development of aerothermopressor technologies for using the secondary heat of power plants for cooling the working fluid.

Contact cooling using aerothermopressor technologies is a promising reserve to increase the efficiency of using the secondary heat of power plants based on gas turbine engines (GTE), internal combustion engines (ICE) and to increase the efficiency of heat-using ejector refrigeration machines (ERM). This is due to the highly efficient cooling of the intermediate or charge air of the heat engine, using the energy of combustion products for their overexpansion and obtaining additional useful work, a decrease in hydraulic pressure losses in waste gas recirculation systems, an increase in the efficiency of the circuits of heat-using refrigeration machines.

To select the direction of solving the scientific and applied problem, the reserves of increasing efficiency were analyzed by improving the systems serving power plants, in particular, the cooling system of the cyclic (intermediate) and charge air.

The charge air cooling of the internal combustion engine with an aerothermopressor is a promising direction, which will provide an increase in efficiency and a reduction in fuel consumption due to a decrease in temperature and an increase in compressed air pressure and, as a consequence, a decrease in the power consumption for compression. Changing operating conditions of power plants, and, consequently, the thermal load on the

aerothermopressor, require rational organization of work processes and the determination of a rational design pressure increase value that would provide the maximum effect.

The features analysis of using the water injection technology in gas turbine engines showed that one of the most promising methods is cyclic air intercooling, as well as wet compression in compressor stages. This method can be realized by injecting water into the cyclic air. One of the ways to provide highly dispersed spraying and, accordingly, to cool and compress the intermediate air of GTE is to use the aerothermopressor technologies.

A mathematical model and a rational design technique were developed in the work to determine the thermodynamic and energy efficiency of an aerothermopressor cooling system as part of a power plant. The developed software package makes it possible to determine the parameters of the working fluid at the characteristic points of the cycle, the parameters of the fuel-energy and thermodynamic efficiency of the power plant. The mathematical model of cooling processes of cyclic (charge) air of the power plant by using the aerothermopressor includes: a mathematical model of the aerothermopressor working processes; a mathematical model of the compression processes of moist air in the compressors of the power plant engine (ICE, GTE) and an algorithm for determining the operating parameters of the power plant engine using well-known calculation methods. The developed mathematical model makes it possible to take into account the change and dependence of the main characteristics of the aerothermopressor on the nature of liquid spraying (dispersity and speed of droplets, the relative fraction of liquid in relation to the gas (air) mass flow rate). Also, it allows to calculate the parameters of the working process in local sections of the flow path of all elements of the aerothermopressor.

To simulate the processes of droplet evaporation, the most famous among the mathematical models describing the outflow of liquid and its evaporation, developed by A.A. Dolinsky and G.K. Ivanitskiy, was used. This model considers workflows associated with a complex of bubbles in conditions of thermodynamic instability.

When calculating the working processes in the aerothermopressor, the equations of movement, pressure, density and temperature of the flow were taken into account with the simultaneous influence of the factors of consumption and thermal effects. Due to the reversal of influences law at the gas flow cooling in the presence of the thermogasdynamic

compression effect – the main effect is determined only by the thermal effect, which is associated with the heat consumption for the evaporation of the injected liquid. The ratio of the main parameters relative to each other was determined by: the law of mass conservation (equation of continuity) for gas (air) and water; Newton's law of motion (momentum conservation); of the first law of thermodynamics (energy equation) for the flow of liquid and gas; the laws of heat and mass transfer and evaporation of droplets; state equations of a mixture of ideal gases (Gibbs-Dalton law), equations of the laws of thermodynamics of a gas flow to determine the Mach number, temperature and pressure of stagnation of the gas flow. The combination of the above equations made it possible to assess the change in the parameters of working processes in the aerothermopressor under the influence of various indicators.

To conduct an experimental study of the aerothermopressor main characteristics, an experimental stand was developed. At the experimental studies, it was found that in the aerothermopressor the average diameter of the droplets decreases significantly due to the high turbulence of the flow and the process of intense evaporation in the flow with a high temperature. The minimum achievable droplet diameter is 15 microns and the proportion of small droplets (less than 15–20 microns) increases, which is above 40% (compared to baseline values of 3–20%).

It has been found that the optimal relative amount of water that can be injected to ensure incomplete evaporation in the flow path of the aerothermopressor with the maximum effect of reducing pressure losses is $g_w < 10\%$.

It was shown that a positive value for the increase pressure degree ε_{atp} is achievable for the low-flow aerothermopressor with an air flow rate ($G_{air} = 0.52$ kg/s), although the total pressure increase at the outlet will not be significant $\varepsilon_{atp} = 1.01–1.03$ (1–3%), but at the same time it is possible to ensure effective fine dispersion of liquid in the air flow with simultaneous cooling.

The mathematical model verification of the research object for adequacy was carried out with the data obtained during the experiment, as well as obtained by other authors. The results of comparing the experimental data with the calculated ones were $\pm 15\%$, which confirms the adequacy of the mathematical model.

The research results analysis showed that the use of charge air cooling by using the aerothermopressor makes it possible to increase the fuel and energy efficiency of the ship's internal combustion engine in a wide range of changes in the parameters of working processes. This can be achieved by efficiently cooling the charge air in front of the engine receiver and by reducing the compression work in the turbocharger.

The use of the aerothermopressor in the cooling system of a medium-speed marine engine makes it possible to increase the air pressure by 5–10%. This, in turn, makes it possible to reduce the power consumed by the compressors by 7–12%, thereby increasing the engine power by 1.0–2.5%. With an increase in air temperature, the effect of the aerothermopressor use for charge air cooling increases: the reduction in the turbocharger power increases with a corresponding increase in engine power and a decrease in specific fuel consumption by 2–3 g/(kW·h) (1.0–2.0%).

The promising area is to use aerothermopressor technologies which can provide cooling and a simultaneous increase in the gas flow pressure in the circuit design solutions for the neutralization of harmful substances in waste gases. This, in turn, will reduce the back pressure in the gas exhaust system and, as a consequence, neutralize the negative effect of reducing the maximum temperature in the internal combustion engine cycle. The aerothermopressor application efficiency in the exhaust gas recirculation circuit was analyzed, it was shown that an increase in the aerothermopressor pressure by 5–40 kPa (2–12%) reduces the back pressure in the gas exhaust system, and therefore reduces the load on the system fan recirculation of waste gases. The proposed solution allows to decrease specific fuel consumption to 1.5–1.7% by reducing energy consumption.

It was shown that one of the directions of the aerothermopressor application in gas turbine plants is to use the combustion products energy through their overexpansion below atmospheric pressure in an additional overexpansion turbine with a subsequent increase in the pressure in the aerothermopressor by 5–10%. The excess amount of water injected to ensure the incomplete evaporation mode is $\Delta g_w = 4–10\%$.

The use of aerothermopressor technologies for intercooling of gas turbine cycle air is quite promising. Providing effective fine atomization of liquid less than 15 microns, a more effective isothermal process takes place in the high-pressure compressor. Compensation of

aerodynamic losses in the air path and a decrease in the compression work in compressor stages are provided by increasing the pressure in the aerothermopressor by 5–10%. While the flow rate of the working fluid is increased and, as a consequence, the efficiency is increased with a corresponding decrease in the specific fuel consumption by 1.5–2.0% compared to other intercooling methods.

The use of the aerothermopressor in heat-using ejector refrigeration machine cycles allows to increase the ejection coefficient U and, accordingly, the thermal coefficient of ERM by increasing the pressure during contact cooling of steam to the saturation temperature. The total increase in the thermal coefficient is $\Delta\zeta = 10\text{--}15\%$ ($\zeta = 0.03\text{--}0.05$) with the base value for ejector refrigeration machines $\zeta = 0.30\text{--}0.40$.

Scientific results of the thesis obtained for the first time:

- a methodology has been developed for the rational design of systems for using the secondary heat of power plants with the use of aerothermopressor technologies. This technology takes into account the incomplete evaporation of the injected liquid and the effect of dispersion on the characteristics of the aerothermopressor. This makes it possible to determine the local parameters of thermophysical processes in the aerothermopressor flow path along the flow and the rational characteristics of the aerothermopressor systems for utilization and cooling, ensuring the maximum values of efficiency;

- the patterns and features of the processes of using secondary heat in aerothermopressors for cooling air as a component of the working fluid and deep utilization of the energy of power plants combustion products have been established. The influence of incomplete evaporation in the aerothermopressor on the efficiency of finely dispersed liquid spraying and the degree of air pressure increase and, as a consequence, an increase in the power and efficiency of the power plant has been established. The influence of the parameters of the working processes of the aerothermopressor on the characteristics of the utilization and cooling systems was determined, based on which the following were determined: principles of air intercooling of the gas turbine plant with the aerothermopressors (finely dispersed spraying of liquid at the compression process in the compressor); principles of cooling the charge air of the ICE and combustion products in the exhaust gas recirculation system of the internal combustion engine; principles of cooling for

heat recovery systems based on ejector refrigeration machines. A methodology for designing systems for secondary heat using has been developed;

- the principle of using aerothermopressor technologies for air intercooling of gas turbine engine has been proposed, which ensures effective fine atomization of a liquid with an average droplet diameter of less than 15 microns and, as a result, a more efficient compression process in the compressor. This makes it possible to compensate for hydraulic pressure losses in the air path with a corresponding decrease in the compression work due to an increase in total pressure by 5–10%, increase the flow rate of the working fluid in the cycle by 5–10% and, as a result, increase the efficiency with a corresponding decrease in specific fuel consumption by 1.5–2.0%;

- the principle of increasing the efficiency of ecological recirculation of combustion products of internal combustion engines by cooling them with aerothermopressors is proposed. This makes it possible to reduce the load of the gas recirculation system: to reduce or completely compensate for hydraulic losses, respectively, the load on the fan (or electric compressor) of the recirculation system; to reduce the load on the scrubber and the heat removal system from the recirculated gases by seawater, which will ensure a decrease in the specific fuel consumption by 1.5–1.7%;

- thermodynamic cycles and circuit design solutions of heat-using ejector refrigeration machines with aerothermopressor circuits using have been developed and the choice of a rational working fluid has been substantiated, which provides an increase in the thermal coefficient by 0.03–0.05 (10–15%) in comparison with the base $\zeta = 0.30–0.40$.

The scientific novelty of cooling methods and circuit solutions of power plants is protected by 10 patents of Ukraine for inventions.

The use of aerothermopressor technologies for circuits using of secondary heat from power plants is especially advisable in the context of economic development of Ukraine and European integration and provides a greater reduction in fuel consumption and an increase in power compared to traditional methods of deep heat recovery.

The branches of the predominant use of aerothermopressor technologies include plants of stationary and marine energy based on internal combustion engines and gas turbine

engines, which provides a significant reduction in fuel consumption and contributes to an increase in the level of energy security of the state.

Keywords: thermogas-dynamic compression effect, heat utilization, intermediate cooling, supercharged air, working fluid, dispersion, efficiency.

LIST OF PUBLISHED WORKS ON THE TOPIC OF THE THESIS

Scientific works in which the main scientific results of the dissertation are published:

1. Konovalov, D., Radchenko, M., Kobalava, H., Andreev, A., Maksymov, V.: Improvement of Ejector Refrigeration Machine Cycles by Using Thermopressor. In: M. Kruzel, W. Kuczyński (eds.) *Contemporary Issues of Heat and Mass Transfer. Monography of the Faculty of Mechanical Engineering University of Technology Koszalin*, pp. 301–326. Koszalin (2019). (*Chapter in the collective foreign monograph. Applicant's contribution: development of research methodology, development of a calculation methodology and software product for its implementation, analysis of efficiency when using various refrigerants*).
2. Konovalov, D., Kobalava, H., Radchenko, R., Andreev, A., Pyrysunko, M., Dzhurynska, A.: Research of the aerothermopressor cooling system of cyclic air of marine internal combustion engine under variable climatic conditions of operation. In: M. Kruzel, W. Kuczyński (eds.) *Contemporary Issues of Heat and Mass Transfer. Monography of the Faculty of Mechanical Engineering University of Technology Koszalin*, pp. 327–344. Koszalin (2019). (*Chapter in the collective foreign monograph. Applicant's contribution: development of research methodology, development of methodology and analysis of the calculation, formulation of conclusions*).
3. Bileka B.D., Radchenko M.I., Sirota A.A., Konovalov D.V. Trigeneration technologies for cyclic air cooling of forensic gas turbine engines. *Internal combustion engines*. 2007. No. 2, pp. 105–111. (*Scientific specialized edition of Ukraine. Applicant's contribution: formulation of research problems, analysis of circuit solutions, formulation of conclusions*).

4. Radchenko M.I., Konovalov D.V., Sirota A.A., Horbay P. Complex utilization of the heat of the secondary steam of evaporating devices of technological installations. *Technogenic safety: scientific works*. 2007. No. 61(48), pp. 26–29. (*Scientific specialized edition of Ukraine. Applicant's contribution: formulation of research objectives, analysis of the efficiency of using secondary heat*).
5. Konovalov D.V., Radchenko N.I. Utilization of waste heat of ship power plants with generation of cold and the introduction of the effect of thermopressing. *Aerospace Technic and Technology*. 2008. No. 7(54), pp. 163–167. (*Scientific specialized edition of Ukraine. Applicant's contribution: formulation of research tasks, analysis of circuit solutions when using the aerothermopressor, formulation of conclusions*).
6. Radchenko N.I., Konovalov D.V. Refrigerating heat-using cycles with the use of the effect of thermal compression. *Aerospace Technic and Technology*. 2008. No. 8(55), pp. 111–115. (*Scientific specialized edition of Ukraine. Applicant's contribution: development and analysis of circuits and cycles of thermal porous refrigerating machines with the use of an aerothermopressor*).
7. Radchenko N.I., Konovalov D.V. Feasibility of transforming the refrigeration vapor-compression cycle into heat-using ones based on the gas-dynamic effect. *Vestnik dvigatelestroyeniya*. 2008. No. 3, pp. 22–25. (*Scientific specialized edition of Ukraine. Applicant's contribution: analysis of the efficiency of the cycle of the ejector-thermopressor refrigeration machine, formulation of conclusions*).
8. Radchenko R.M., Sirota A.A., Konovalov D.V., Radchenko N.I. Heat-using cooling systems for cyclic air of ship internal combustion engines based on ejector and absorption refrigeration machines. *Aerospace Technic and Technology*. 2008. No. 10(57), pp. 123–127. (*Scientific specialized edition of Ukraine. Applicant's contribution: formulation of research tasks, calculation of the cycle and characteristics of an ejector refrigeration machine*).
9. Konovalov D.V. Evaluation of the effectiveness of the use of the thermopression effect in heat-using refrigeration machines. *Collection of scientific works of NUOS*. 2009. No. 1(424), pp. 136–140. (*Scientific specialized edition of Ukraine*).

10. Radchenko N.I., Stakhel A.A., Sirota A.A., Konovalov D.V. Directions of heat recovery in ship diesel installations and their implementation with the use of cold. *Aerospace Technic and Technology*. 2009. No. 4(61), pp. 62–65. (*Scientific specialized edition of Ukraine. Applicant's contribution: analysis of the effectiveness of the jet devices use in heat-using systems*).
11. Konovalov D.V., Radchenko A.M. Simple cycle gas turbine engine with overexpansion turbine and thermopressor. *Aerospace Technic and Technology*. 2009. No. 10(67), pp. 98–101. (*Scientific specialized edition of Ukraine. Applicant's contribution: formulation of research tasks, development of calculation methods and analysis of the thermodynamic cycle, formulation of conclusions*).
12. Radchenko M.I., Konovalov D.V., Vorobiev L.N. Improving the efficiency of a gas internal combustion engine by turbo-expander cooling the gas-air mixture. *Aerospace Technic and Technology*. 2010. No. 10(77), pp. 62–65. (*Scientific specialized edition of Ukraine. Applicant's contribution: calculation of the characteristics of a heat engine in a specialized software package, formulation of conclusions*).
13. Sirota A.A., Andreev A.A., Radchenko M.I., Konovalov D.V., Radchenko R.M. Methodology for rational design of heat-using air cooling systems for ship engines. *Aerospace Technic and Technology*. 2007. No. 7(43), pp. 29–35. (*Scientific specialized edition of Ukraine. Applicant's contribution: formulation of research tasks, analysis of the use of heat-using systems based on jet technologies*).
14. Konovalov D.V. Application of the effect of thermogasdynamic compression in heat-using cooling systems. *Equipment and technologies for food production*. 2010. No. 24, pp. 227–233. (*Scientific specialized edition of Ukraine*).
15. Konovalov D.V. Application of thermogasdynamic effect for intermediate cooling in charge air systems of internal combustion engines. *Aerospace Technic and Technology*. 2011. No. 8(85), pp. 136–140. (*Scientific specialized edition of Ukraine*).
16. Radchenko A.M., Konovalov D.V. Energy-resource-saving heat-using air conditioning plant at the inlet of the internal combustion engine of a transport vessel. *Aerospace Technic and Technology*. 2011. No. 5(82), pp. 61–67. (*Scientific specialized*

edition of Ukraine. Applicant's contribution: analysis of the results of the calculation of the heat-using refrigeration machine, formulation of conclusions).

17. Andreev A.A., Konovalov D.V., Radchenko M.I. The main provisions of the mathematical model of heat exchangers of the heat-using charge air cooling system of low-speed marine diesel engines. *Scientific works of ONAPT*. 2011. No. 39, pp. 68–73. (*Scientific specialized edition of Ukraine. Applicant's contribution: formulation of research problems, development of a structural diagram and algorithm of a mathematical model, development of a software package for calculation*).

18. Konovalov D.V. Thermopressors of the cooling system of ship internal combustion engines. *Aerospace Technic and Technology*. 2011. No. 10(87), pp. 44–48. (*Scientific specialized edition of Ukraine*).

19. Konovalov D.V., Dzhurynska A.A. Methodological approach to cooling the charge air of a mid-revolving engine. *Aerospace Technic and Technology*. 2012. No. 6(93), pp. 73–78. (*Scientific specialized edition of Ukraine. Applicant's contribution: formulation of research objectives, development of methodology for the use of aerothermopressor cooling, formulation of conclusions*).

20. Radchenko N.I., Sirota A.A., Radchenko R.M., Konovalov D.V. Cooling potential of charge air of low-speed diesel engine of a transport vessel. *Aerospace Technic and Technology*. 2013. No. 8(105), pp. 67–71. (*Scientific specialized edition of Ukraine. Applicant's contribution: analysis of the effectiveness of the use of jet technologies, calculation of engine characteristics*).

21. Radchenko M.I., Konovalov D.V., Boyko A.V., Pekun A.A. Marine gas turbine plant with thermopressor pressure increase in the over-extended circuit. *Scientific and production "Food Science and Technology"*. 2013. No. 4(25), pp. 129–132. (*Scientific specialized edition of Ukraine. Applicant's contribution: formulation of research problems, development of schemes and technical solutions, analysis of calculation results, formulation of conclusions*).

22. Radchenko M.I., Konovalov D.V., Boyko A.V. Prospects for the use of thermopressor cooling in ship gas turbine plants of low power. *Collection of scientific works of NUOS*. 2013. No. 5, pp. 29–34. (*Scientific specialized edition of Ukraine. Applicant's*

contribution: analysis of the effectiveness of circuit solutions for aerothermopressor cooling of gas turbines).

23. Konovalov D.V., Radchenko M.I., Boyko A.V., Pekun A.A. Marine gas turbine plant with thermopressor pressure increase in the over-extended circuit. *Scientific works of ONAPT*. 2014. No. 45(1), pp. 77–81. (*Scientific specialized edition of Ukraine. Applicant's contribution: development of calculation methods, analysis of the efficiency of a heat-consuming circuit with an thermopressor*).

24. Konovalov D.V. Heat-using refrigerating machines based on thermogasdynamic effect. *Technogenic safety: scientific works*. 2009. No. 111(98), pp. 63–67. (*Scientific specialized edition of Ukraine*).

25. Radchenko R.M., Andreev A.A., Konovalov D.V., Bokhdal L. Alternative cooling systems for charge air of marine low-speed diesel engines. *Radioelectronic computer systems*. 2014. No. 3(67), pp. 59–63. (*Scientific specialized edition of Ukraine. Applicant's contribution: formulation of research problems, development of calculation methods for cooling systems based on jet technologies*).

26. Konovalov D.V., Dzhurynska A.A. Thermopressor cooling of supercharged air of a judicial internal combustion engine. *Collection of scientific works of NUOS*. 2015. No. 5(461), pp. 75–80. (*Scientific specialized edition of Ukraine. Applicant's contribution: formulation of research problems, analysis of the results of theoretical studies of circuit solutions, formulation of conclusions*).

27. Konovalov D.V., Kobalava H.O., Starodubets S.I. Cooling system for charge air of a ship's internal combustion engine with a thermopressor with injection of superheated water. *Aerospace Technic and Technology*. 2017. No. 3(138), pp. 104–111. (*Scientific specialized edition of Ukraine. Applicant's contribution: development of calculation methods taking into account overheated water at injection, analysis of calculation results, formulation of conclusions*).

28. Konovalov D.V., Kobalava H.O., Radchenko M.I. Analysis of efficiency air intermediate cooling of gaz turbine units through water injection by aerothermopressor. *Aerospace Technic and Technology*. 2017. No. 4(139), pp. 106–111. (*Scientific specialized*

edition of Ukraine. Applicant's contribution: development of a method of cooling with an aerothermopressor, development of a software package and analysis of the results).

29. Konovalov D.V., Kobalava H.O. Intercooling of the gas turbine plant cyclic air with an aerothermopressor. *Aerospace Technic and Technology*. 2018. No. 1(145), pp. 29–36. (*Scientific specialized edition of Ukraine. Applicant's contribution: development of research methodology, analysis of the results of comparison of intercooling methods*).

30. Konovalov D.V., Kobalava H.O. Contact Air Cooling by Using the Aerothermopressor in the Gas Turbine Plant Cycle. *Refrigeration Engineering and Technology*. 2018. No. 5(54), pp. 30–37. (*Scientific specialized edition of Ukraine. Applicant's contribution: setting research objectives, calculating the effectiveness of the aerothermopressor, formulating conclusions*).

31. Rusanov S.A., Lunyaka K.V., Konovalov D.V. Model of a vibro-boiling layer of granular media and its software implementation. *Refrigeration Engineering and Technology*. 2018. No. 6(54), pp. 28–35. (*Scientific specialized edition of Ukraine. Applicant's contribution: formulation of research objectives, formulation of conclusions*).

32. Radchenko R., Konovalov D., Pyrysunko M., Radchenko M. Using the heat of recirculation gases of the ship main engine by an ejector refrigeration machine for intake air cooling. *Refrigeration Engineering and Technology*. 2019. No. 1(55), pp. 4–9. (*Scientific specialized edition of Ukraine. Applicant's contribution: statement of research problems, development of calculation methods, analysis of the technical solution scheme*).

33. Konovalov D., Kobalava H. Numerical simulation of the regime and geometric characteristics influence on the pressure loss of a low-flow aerothermopressor. *Refrigeration Engineering and Technology*. 2019. No. 2(55), pp. 6–16. (*statement of research problems, formulation of research objectives, formulation of conclusions*).

34. Konovalov D.V., Kobalava H.O. Numerical modeling of the low-flow aerothermopressor flow part for the gas turbine cyclic air intercooling. *Aerospace Technic and Technology*. 2019. No. 4(156), pp. 31–38. (*Scientific specialized edition of Ukraine. Applicant's contribution: formulation of research tasks, development of research methodology, analysis of the results of calculating the cycles of GTP*).

35. Konovalov D.V. The use of gas-dynamic cooling recirculation of exhaust gases of marine diesel engines. *Aerospace Technic and Technology*. 2019. No. 7(159), pp. 81–86. (*Scientific specialized edition of Ukraine*).
36. Konovalov D.V. Analysis of efficiency waste heat recovery thermoessure-ejector refrigerating machine. *Aerospace Technic and Technology*. 2019. No. 8(160), pp. 59–67. (*Scientific specialized edition of Ukraine*).
37. Konovalov D., Radchenko M.I., Maksymov V.I. The recirculate exhaust gases cooling method of the marine low-speed engine by the aerothermopressor. *Refrigeration Engineering and Technology*. 2019. No. 3(56), pp. 1–7. (*Scientific specialized edition of Ukraine. Applicant's contribution: statement of research tasks, development of calculation methods, analysis of the technical solution scheme, formulation of conclusions*).
38. Konovalov D., Kobalava H. Efficiency Analysis of Gas Turbine Plant Cycles with Water Injection by the Aerothermopressor. In: Ivanov V. et al. (eds.) *Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering*, Springer, Cham, 2020. pp. 581–591. (*Scopus. Applicant's contribution: development of schemes of technical solutions, calculation and analysis of the effectiveness of cycles*).
39. Konovalov D., Kobalava H., Maksymov V., Radchenko R., Avdeev M. Experimental Research of the Excessive Water Injection Effect on Resistances in the Flow Part of a Low-Flow Aerothermopressor. In: Ivanov V. et al. (eds.) *Advances in Design, Simulation and Manufacturing III. DSMIE 2020. Lecture Notes in Mechanical Engineering*, Springer, Cham, 2020. pp. 292–301. (*Scopus. Applicant's contribution: development of research methodology, analysis of experimental data, formulation of conclusions*).
40. Konovalov D., Trushliakov E., Radchenko M., Kobalava H., Maksymov V. Research of the Aerothermopressor Cooling System of Charge Air of a Marine Internal Combustion Engine Under Variable Climatic Conditions of Operation. In: Tonkonogyi V. et al. (eds) *Advanced Manufacturing Processes. InterPartner 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham, 2020. pp. 520–529. (*Scopus. Applicant's contribution: statement of research tasks, development of methods and analysis of the calculation taking into account variable climatic conditions*).

41. Patent of Ukraine for invention No. 79313. Evaporation apparatus. Bulletin No. 5. Radchenko M.I., Radchenko R.M., Andreev A.A., Sirota A.A., Konovalov D.V. 2007. (*Patent for invention. Applicant's contribution: development and analysis of the circuit design*).

42. Patent of Ukraine for invention No. 90015. Absorption refrigerating machine with a jet device. Bulletin No. 6. Radchenko A.M., Radchenko R.M., Radchenko M.I., Konovalov D.V. 2010. (*Patent for invention. Applicant's contribution: development and analysis of the circuit design*).

43. Patent of Ukraine for invention No. 82075. Method of preparation of gaseous heat carrier. Bulletin No. 5. Radchenko M.I., Radchenko R.M., Sirota A.A., Konovalov D.V. 2008. (*Patent for invention. Applicant's contribution: development of a calculation method*).

Scientific works that testify to the approbation of the dissertation materials:

44. Konovalov D.V. Complex utilization of heat of power plants. *Municipal energy: problems, solutions*: Proceedings of the second international scientific and technical conference. Mikolaiv, NUOS, 2007. pp. 55–56. (*Abstracts, oral presentation*).

45. Radchenko R.M., Andreev A.A., Radchenko M.I., Krasilshchikov E.A., Konovalov D.V. Cogeneration circuits of diesel power plants based on heat-using absorption refrigeration machines. *Municipal energy: problems, solutions*: Proceedings of the second international scientific and technical conference. Mykolaiv, NUOS, 2007. pp. 29–34. (*Article, oral presentation. Applicant's contribution: development of the calculation method*).

46. Radchenko N.I., Konovalov D.V. Prospects for saving energy resources for a fishing trawler-fish factory of the type "Pulkovski Meridian". *Cold in power engineering and transport: modern problems of air conditioning and refrigeration*: I International Scientific and Technical Conference. Part I. Mykolaiv, NUOS, 2008. pp. 278–284. (*Article, oral presentation. Applicant's contribution: setting the research objectives, analysis of the calculation results obtained*).

47. Konovalov D.V. Heat-using refrigeration units based on the thermopression effect. *Cold in power engineering and transport: modern problems of air conditioning and*

refrigeration: I International Scientific and Technical Conference. Part II. Mykolaiv, NUOS, 2008. pp. 151–160. (*Article, oral presentation*).

48. Konovalov D.V. Heat-using refrigeration machines with thermopression circuits. *Modern problems of refrigeration engineering and technology*: Collection of abstracts of the International Scientific and Technical Conference. Odessa, Publishing House of ONAPT, 2009. pp. 9–10. (*Abstracts, oral presentation*).

49. Konovalov D.V. Feasibility of using thermopression units in steam compressor refrigeration machines. *Modern problems of refrigeration engineering and technology*: Collection of abstracts of the International Scientific and Technical Conference. Odessa, Publishing House of ONAPT, 2009. pp. 11–12. (*Abstracts, oral presentation*).

50. Konovalov D.V. The use of alternative refrigerants in the heat-using circuits of air cooling systems for internal combustion engines. *Modern problems of engine building: state, ideas, solutions*: Proceedings of the III All-Ukrainian Scientific and Technical Conference of Scientific and Pedagogical and Engineering and Technical Workers. Pervomaisk, PPI NUOS, 2009. pp. 182–184. (*Abstracts, oral presentation*).

51. Konovalov D.V. Prospects for the use of thermopression devices in heat-using machines of ship internal combustion engines. *Modern problems of engine building: state, ideas, solutions*: Proceedings of the III All-Ukrainian Scientific and Technical Conference of Scientific and Pedagogical and Engineering and Technical Workers. Pervomaisk, PPI NUOS, 2009. pp. 221–222. (*Abstracts, oral presentation*).

52. Radchenko M.I., Stakhel A.A., Sirota A.A., Konovalov D.V. Directions of heat recovery in marine diesel installations and their implementation with cold using. *XIV International Congress of engine builders*: Abstracts. Kharkiv, NAU KhAI, 2009. p. 47. (*Abstracts, oral presentation. Applicant's contribution: development of methods for calculating heat-using circuits and their analysis*).

53. Konovalov D.V., Radchenko A.M. Gas turbine engine of simple cycle with turbine overexpansion and thermopressor. *XIV International Congress of engine builders*: Abstracts. Kharkiv, NAU KhAI, 2009. p. 46. (*Abstracts, oral presentation. Applicant's contribution: formulation of research problems, development of calculation methods and analysis of the thermodynamic cycle, formulation of conclusions*).

54. Konovalov D.V. Thermopressor cooling systems of the internal combustion engine charge air. Mechanics and informatics: Abstracts of scientific papers. VIII Ukrainian-Polis Conference of Young Scientists. Khmelnytsky, KhNU, 2011. pp. 69–70. (*Abstracts, oral presentation*).

55. Konovalov D.V. Thermogasdynamic compression using for cooling ICE charge air. *Modern problems of engine building: state, ideas, solutions*: Proceedings of the IV All-Ukrainian Scientific and Technical Conference of Scientific and Pedagogical and Engineering and Technical Workers. Pervomaisk, PPI NUOS, 2011. (*Abstracts, oral presentation*).

56. Konovalov D.V. Improving the efficiency of gas internal combustion engines using expander-thermopressor cooling systems. *Modern problems of refrigeration technology and technology*: Collection of abstracts of the International Scientific and Technical Conference, Odessa, ONAPT Publishing House, 2011. (*Abstracts, oral presentation*).

57. Konovalov D.V., Dzhurynska A.O. Analysis of the thermopressor system operation with pre-cooling of the air of a middle-revolving internal combustion engine. *Innovations in shipbuilding and ocean engineering*: Proceedings of the III International Scientific and Technical Conference. Mykolaiv, NUOS, 2012. pp. 421–423. (*Abstracts, oral presentation. Applicant's contribution: formulation of research tasks, development and analysis of circuit solutions, formulation of conclusions*).

58. Konovalov D.V. Methodological approach to cooling the charge air of internal combustion engines with the thermopression effect. *Innovations in shipbuilding and ocean engineering*: Proceedings of the III International Scientific and Technical Conference. Mykolaiv, NUOS, 2012. pp. 423–425. (*Abstracts, oral presentation*).

59. Radchenko R.M., Bohdal T., Andreev A.A., Konovalov D.V. Efficiency analysis of heat-using systems for cooling the charge air of a court slow-speed diesel engine. *Modern problems of refrigeration technology and technology*: Collection of abstracts of the IX International Scientific and Technical Conference. Kherson, 2013. pp. 149–152. (*Abstracts, oral presentation. Applicant's contribution: development of calculation methods and software for its implementation*).

60. Konovalov D.V., Dzhurynska A.O. Marine diesel plant with a heat-using thermopressor circuit for charge air cooling. *Modern problems of refrigeration technology and technology*: Collection of abstracts of the IX International Scientific and Technical Conference. Kherson, 2013. pp. 279–281. (*Abstracts, oral presentation. Applicant's contribution: development and analysis of circuit solutions, formulation of conclusions*).

61. Konovalov D.V., Dzhurynska A.O. Innovative thermopressor technology for cooling the charge air of marine internal combustion engines. *Innovations in shipbuilding and ocean engineering*: Proceedings of the IV International Scientific and Technical Conference. Mykolaiv, NUOS, 2013. pp. 256–257. (*Abstracts, oral presentation. Applicant's contribution: setting the research objectives, analysis of the calculation results*).

62. Konovalov D.V., Radchenko A.M. A simple scheme of GTP with an overexpansion turbine and a thermopressor. *Cold in power engineering and transport: modern problems of air conditioning and refrigeration*: Collection of scientific papers of the II International Scientific and Technical Conference. Mykolaiv, NUOS, 2013. pp. 128–131. (*Article, oral presentation. Applicant's contribution: setting the research objectives, development and analysis of technical solution schemes*).

63. Radchenko A.M., Konovalov D.V. Heat-using air conditioning system at the entrance of a forensic diesel engine. *Cold in power engineering and transport: modern problems of air conditioning and refrigeration*: Collection of scientific papers of the II International Scientific and Technical Conference. Mykolaiv, NUOS, 2013. pp. 208–213. (*Article, oral presentation. Applicant's contribution: development of a calculation methodology and software package for its implementation*).

64. Radchenko A.M., Konovalov D.V. Heat-using air conditioning system at the entrance of a court diesel engine of a transport vessel. *Cold in power engineering and transport: modern problems of air conditioning and refrigeration*: Collection of scientific papers of the II International Scientific and Technical Conference. Mykolaiv, NUOS, 2013. pp. 215–222. (*Article, oral presentation. Applicant's contribution: development of a calculation methodology and a software package for its implementation*).

65. Radchenko A.M., Buznik A.I., Radchenko M.I., Konovalov D.V. Evaluation of the effectiveness of the use of turboexpander cooling of the gas-air mixture of a gas

engine. *Cold in power engineering and transport: modern problems of air conditioning and refrigeration*: Collection of scientific papers of the II International Scientific and Technical Conference. Mykolaiv, NUOS, 2013. pp. 223–227. (*Article, oral presentation. Applicant's contribution: development of calculation methods and software for its implementation, formulation of conclusions*).

66. Konovalov D.V., Radchenko A.M. Ventilation of an electric generator and engine room with a thermal injection system. *Cold in power engineering and transport: modern problems of air conditioning and refrigeration*: Collection of scientific papers of the II International Scientific and Technical Conference. Mykolaiv, NUOS, 2013. pp. 243–248. (*Article, oral presentation. Applicant's contribution: development of a circuit design, development of a calculation methodology and a software package for its implementation*).

67. Radchenko M.I., Sirota A.A., Radchenko R.M., Konovalov D.V. Cooling potential of charge air of the forensic main diesel engine. *Cold in power engineering and transport: modern problems of air conditioning and refrigeration*: Collection of scientific papers of the II International Scientific and Technical Conference. Mykolaiv, NUOS, 2013. pp. 120–127. (*Article, oral presentation. Applicant's contribution: development of a software package for the calculation, formulation of conclusions*).

68. Radchenko M.I., Sirota A.A., Stakhel A.A., Konovalov D.V. Heat recovery from ship diesel plants. *Cold in power engineering and transport: modern problems of air conditioning and refrigeration*: Collection of scientific papers of the II International Scientific and Technical Conference. Mykolaiv, NUOS, 2013. pp. 139–143. (*Article, oral presentation. Applicant's contribution: development of a software package for the calculation, formulation of conclusions*).

69. Konovalov D.V. Cooling of charge air of ship internal combustion engines using the effect of thermopression. *Cold in power engineering and transport: modern problems of air conditioning and refrigeration*: Collection of scientific papers of the II International Scientific and Technical Conference. Mykolaiv, NUOS, 2013. pp. 155–161. (*Article, oral presentation*).

70. Konovalov D.V., Dzhurynska A.O. Intercooling of internal combustion engine charge air using a thermopressor. *Cold in power engineering and transport: modern problems of air conditioning and refrigeration*: Collection of scientific papers of the II International Scientific and Technical Conference. Mykolaiv, NUOS, 2013. pp. 166–172. (Article, oral presentation. Applicant's contribution: setting the research objectives, developing the research methodology, analyzing the obtained results).

71. Radchenko M.I., Bohdal T., Andreev A.A., Radchenko R.M., Konovalov D.V. Heat-using charge air cooling system for the main forensic diesel engine. *Ship power engineering: state and problems*: Proceedings of the VI International scientific and technical conference of students, graduate students, scientists and specialists. Mykolaiv, NUOS, 2013. pp. 143–149. (Article, oral presentation. Applicant's contribution: development of a software package for calculation, formulation of conclusions).

72. Konovalov D.V., Dzhurynska A.O. Feasibility of using thermopressor cooling in two-stage ejector refrigeration machines. *Ship power engineering: state and problems*: Proceedings of the VI International scientific and technical conference of students, graduate students, scientists and specialists. Mykolaiv, NUOS, 2013. pp. 269–271. (Abstracts, oral presentation. Applicant's contribution: setting the research objectives, developing the research methodology, analyzing the calculation results).

73. Konovalov D.V., Dzhurynska A.O., Kobalava H.O. Improvement of systems for utilizing the heat of exhaust gases of a ship's internal combustion engine by using a thermopressor. *Ship power engineering: state and problems*: Proceedings of the VII International scientific and technical conference. Mykolaiv, NUOS, 2015. pp. 175–176. (Abstracts, oral presentation. Applicant's contribution: development of research methodology, development and analysis of circuit solutions for the thermopressor cooling use, formulation of conclusions).

74. Konovalov D.V., Dzhurynska A.O. Method of ecological humidification of charge air of a marine diesel engine using a thermopressor. *Problems of ecology and energy saving*: Proceedings of the X International Scientific and Technical Conference. Mykolaiv, NUOS, 2015. pp. 35–38. (Abstracts, oral presentation. Applicant's contribution: setting the

research objectives, development of research methodology, analysis of the calculation results).

75. Konovalov D.V., Dzhurynska A.O. The use of thermopressors in the systems of ecological humidification of charge air of ship internal combustion engines. *Modern problems of refrigeration engineering and technology: Proceedings of the X International Scientific and Technical Conference*. Odessa, ONAPT, 2015. pp. 29–30. (*Abstracts, oral presentation. Applicant's contribution: development of research methodology, development and analysis of the environmental efficiency of the thermopressor cooling use*).

76. Konovalov D.V., Dzhurynska A.O. Thermopressor humidification of charge air for forensic medium-speed internal combustion engines. *Modern power plants in transport, technologies and equipment for their maintenance: Proceedings of the VI International Scientific and Practical Conference*. Kherson, KSMA, 2015. pp. 33–34. (*Abstracts, oral presentation. Applicant's contribution: setting the research objectives, developing the research methodology, analyzing changes in the characteristics of the internal combustion engine*).

77. Konovalov D.V., Kobalava H.O. Application of injection of superheated liquid in a thermopressor system for cooling the charge air of an internal combustion engine. *Actual problems of energy and ecology: Proceedings of the XVI Ukrainian scientific and technical conference*. Kherson, 2016. pp. 253–255. (*Abstracts, oral presentation. Applicant's contribution: development of a calculation method and a software package for implementation, taking into account the peculiarities of injection of superheated water, formulation of conclusions*).

78. Konovalov D.V., Dzhurynska A.O. The use of thermogasdynamic compression in the turbocharging system of medium-speed marine engines. *Actual problems of energy and ecology: Proceedings of the XVI Ukrainian scientific and technical conference*. Kherson, 2016. pp. 255–257. (*Abstracts, oral presentation. Applicant's contribution: formulation of research objectives, calculation of the characteristics of a power plant*).

79. Konovalov D.V., Dzhurynska A.O. Features of calculating the processes of thermopressor cooling of charge air for internal combustion engines. *Innovations in shipbuilding and ocean engineering: Proceedings of the VII International Scientific and*

Technical Conference. Mykolaiv, NUOS, 2016. pp. 207–209. (*Abstracts, oral presentation. Applicant's contribution: formulation of research objectives, development of calculation methods, formulation of conclusions*).

80. Konovalov D.V., Kobalava H.O. Increasing the efficiency of thermopressor systems by spraying water overheated relative to the saturation temperature. *Innovations in shipbuilding and ocean engineering: Proceedings of the VII International Scientific and Technical Conference. Mykolaiv, NUOS, 2016. pp. 209–211. (Abstracts, oral presentation. Applicant's contribution: development of a calculation methodology and a software package for its implementation, formulation of conclusions)*.

81. Konovalov D.V., Kobalava H.O. The use of thermogasdynamic compression in the cycle of an ejector refrigeration machine. *Innovations in shipbuilding and ocean engineering: Proceedings of the VII International Scientific and Technical Conference. Mykolaiv, NUOS, 2016. pp. 211–212. (Abstracts, oral presentation. Applicant's contribution: development of circuit solutions for heat-using refrigeration machines, analysis of the use of various refrigerants, formulation of conclusions)*.

82. Radchenko R.M., Konovalov D.V., Starodubets S.I. Thermal loads of the charge air cooling system of the main forensic diesel engine with the introduction of its heat during the voyage. *Innovations in shipbuilding and ocean engineering: Proceedings of the VII International Scientific and Technical Conference. Mykolaiv, NUOS, 2016. pp. 258–260. (Abstracts, oral presentation. Applicant's contribution: development of a calculation methodology and software product for implementation)*.

83. Radchenko M.I., Konovalov D.V. Improved heat-using circuit of evaporators of technological plants of fishing vessels. *Innovations in shipbuilding and ocean engineering: Proceedings of the VII International Scientific and Technical Conference. Mykolaiv, NUOS, 2016. pp. 473–475. (Abstracts, oral presentation. Applicant's contribution: development of a calculation methodology and software product for implementation)*.

84. Konovalov D.V., Radchenko M.I., Kalinichenko I.V. Analysis of the efficiency of using the heat of secondary boiling steam in fishmeal plants for cold production. *Innovations in shipbuilding and ocean engineering: Proceedings of the VII International*

Scientific and Technical Conference. Mykolaiv, NUOS, 2016. pp. 475–477. (*Abstracts, oral presentation. Applicant's contribution: formulation of research objectives, analysis of the efficiency of using secondary heat by power plants*).

85. Konovalov D.V., Radchenko M.I. Ejector heat recovery units for the production of process steam. *Innovations in shipbuilding and ocean engineering: Proceedings of the VII International Scientific and Technical Conference*. Mykolaiv, NUOS, 2016. pp. 477–480. (*Abstracts, oral presentation. Applicant's contribution: formulation of research objectives, analysis of the efficiency of using secondary heat by power plants*).

86. Konovalov D.V., Kobalava H.O., Kotik K.A. The use of an aerothermopressor for intermediate cooling of air in gas turbine units. *Modern problems of refrigeration engineering and technology: Proceedings of the XI International Scientific and Technical Conference*. Odessa, ONAPT, 2017. pp. 97–98. (*Abstracts, oral presentation. Applicant's contribution: development and analysis of the application of the aerothermopressor in cooling systems, formulation of conclusions*).

87. Konovalov D.V., Kobalava H.O. Prospects for the use of an aerothermopressor in gas turbine plants with overexpansion circuits. *Cold in power engineering and transport: Proceedings of the IV International Scientific and Technical Conference*. Mykolaiv, NUOS, 2017. pp. 219–228. (*Article, oral presentation. Applicant's contribution: setting the research objectives, comparative analysis of the ways of using the aerothermopressor*).

88. Konovalov D., Kobalava H. The aerothermopressor application for intermediate cooling in the gas turbine plant. *Cold in power engineering and transport: Proceedings of the IV International Scientific and Technical Conference*. Mykolaiv, NUOS, 2017. pp. 302–309. (*Article, oral presentation. Applicant's contribution: development of a method for calculating the thermodynamic cycles of a gas turbine with intermediate cooling with an aerothermopressor, formulation of conclusions*).

89. Konovalov D., Kobalava H. Application of superheated water injection in the thermocompression system for charge-air cooling of internal combustion engines. *Cold in power engineering and transport: Proceedings of the IV International Scientific and Technical Conference*. Mykolaiv, NUOS, 2017. pp. 312–313. (*Abstracts, oral presentation.*

Applicant's contribution: development of a calculation methodology and a software package, formulation of conclusions).

90. Konovalov D.V., Kobalava H.O. Application of injection of superheated water in thermopressor systems for cooling the charge air of internal combustion engines. *Transport: mechanical engineering, operation, materials science*: Collection of abstracts of the International Scientific and Technical Conference. Kherson, KSMA, 2017. pp. 80–81. (*Abstracts, oral presentation. Applicant's contribution: development of a calculation methodology and a software package for its implementation, formulation of conclusions).*

91. Konovalov D.V., Kobalava H.O., Dzhurynska A.O. Application of expander-thermopressor cooling systems in gas internal combustion engines. *Transport: mechanical engineering, operation, materials science*: Collection of abstracts of the International Scientific and Technical Conference. Kherson, KSMA, 2017. pp. 80–81. (*Abstracts, oral presentation. Applicant's contribution: development of a method for calculating the thermopressor circuit, calculation of the oversized circuit, formulation of conclusions).*

92. Konovalov D.V., Kobalava H.O., Maibrodskyi P.O. The use of an aerothermopressor for intermediate air cooling of gas turbine plants. *Modern power plants in transport, technologies and equipment for their maintenance*: Collection of abstracts of the VIII International Scientific and Technical Conference. Kherson, KSMA, 2017. p. 351. (*Abstracts, oral presentation. Applicant's contribution: development of research methodology, formulation of conclusions).*

93. Konovalov D.V., Kobalava H.O. Improving the efficiency of gas turbine plants by using an aerothermopressor in overexpansion circuits. *Innovations in shipbuilding and ocean engineering*: Proceedings of the VIII International Scientific and Technical Conference. Mykolaiv, NUOS, 2017. pp. 248–253. (*Article, oral presentation. Applicant's contribution: development of calculation methods, analysis of the characteristics of a gas turbine with over-extension contours).*

94. Konovalov D.V., Kobalava H.O. An aerothermopressor application for intercooling of air in gas turbine plants. *Innovations in shipbuilding and ocean engineering*: Proceedings of the VIII International Scientific and Technical Conference. Mykolaiv,

NUOS, 2017. pp. 258–263. (*Article, oral presentation. Applicant's contribution: development of research methodology, formulation of conclusions*).

95. Konovalov D.V., Kobalava H.O., Kotik K.A. Evaluation of the effectiveness of the superheated water use in thermopressors for cooling systems of internal combustion engines. *Innovations in shipbuilding and ocean engineering: Proceedings of the VIII International Scientific and Technical Conference*. Mykolaiv, NUOS, 2017. pp. 265–270. (*Article, oral presentation. Applicant's contribution: development of calculation methods and software for its implementation, formulation of conclusions*).

96. Konovalov DV, Kobalava H.O. Analysis of the effectiveness of the aerothermopressor use for intercooling of air in a gas turbine plant. *Ship Power Engineering: State and Problems: Proceedings of the VIII International Scientific and Technical Conference*. Mykolaiv, NUOS, 2017. pp. 205–206. (*Abstracts, oral presentation. Applicant's contribution: setting the research objectives, developing the research methodology*).

97. Konovalov D.V., Dzhurynska A.O., Smolyanoy E.S. Marine diesel power plant with a developed heat recovery system and thermopressor cooling. *Ship Power Engineering: State and Problems: Proceedings of the VIII International Scientific and Technical Conference*. Mykolaiv, NUOS, 2017. pp. 79–80. (*Abstracts, oral presentation. Applicant's contribution: formulation of research tasks, analysis of the efficiency of heat recovery systems for a power plant using thermopressor technologies*).

98. Konovalov D.V., Dzhurynska A.O. Thermopressor cooling technologies for ship internal combustion engines. *Innovations in shipbuilding and ocean engineering: Proceedings of the VIII International Scientific and Technical Conference*. Mykolaiv, NUOS, 2017. pp. 254–258. (*Abstracts, oral presentation. Applicant's contribution: formulation of research problems, development and analysis of technical solutions*).

99. Konovalov D.V., Dzhurynska A.O. Calculation of processes in thermopressors for turbocharging systems of ship internal combustion engines. *Innovations in shipbuilding and ocean engineering: Proceedings of the VIII International Scientific and Technical Conference*. Mykolaiv, NUOS, 2017. pp. 263–265. (*Abstracts, oral presentation.*

Applicant's contribution: development of a mathematical model and methodology for the rational design of thermopressor devices, formulation of conclusions).

100. Konovalov D.V., Dzhurynska A.O., Smolyanoy E.S. The use of thermopressor devices for environmental humidification of the charge air of a ship's internal combustion engine. *Modern problems of refrigeration engineering and technology*: Proceedings of the XI International Scientific and Technical Conference. Odessa, ONAPT, 2017. pp. 118–119. *(Abstracts, oral presentation. Applicant's contribution: calculation and analysis of the impact on the environmental performance of a power plant, formulation of conclusions).*

101. Konovalov D.V., Dzhurynska A.O. Features of the calculation of thermopressor systems for cooling the charge air of ship internal combustion engines. *Cold in power engineering and transport*: Proceedings of the IV International Scientific and Technical Conference. Mykolaiv, NUOS, 2017. pp. 287–289. *(Abstracts, oral presentation. Applicant's contribution: development of a mathematical model and methodology for the rational design of thermopressor devices, formulation of conclusions).*

102. Konovalov D.V., Kobalava H.O. Analysis of technologies for cooling cyclic air in gas turbine plants. *Innovations in shipbuilding and ocean engineering*: Proceedings of the VIII International Scientific and Technical Conference. Mykolaiv, NUOS, 2017. pp. 246–247. *(Abstracts, oral presentation. Applicant's contribution: development of a calculation method taking into account the thermogasdynamic compression effect, formulation of conclusions).*

103. Radchenko M., Radchenko R., Kornienko V., Konovalov D. Mathematical modeling of the pollution processes on the low-temperature surfaces of exhaust gas boilers with combustion of water-fuel emulsion. *Heat Transfer and renewable sources of energy HTRSE*: Books of abstracts. Szczecin, 2018. pp. 129–131. *(Abstracts, oral presentation. Applicant's contribution: development of a structural diagram of a mathematical model).*

Scientific works that additionally reflect the scientific results of the dissertation:

104. Evlash V.V., Potapova V.A., Radchenko M.I., Savitskaya N.L. Adequate nutrition: innovative aspects of technologies, energy efficient production, storage and marketing. Collective monograph. World of books, 2016. 546 p. *(Chapter in the collective monograph. Applicant's contribution: formulation of research tasks, development of*

calculation methods and analysis of the effectiveness of the use of aerothermopressor technologies).

105. Radchenko R., Radchenko A., Konovalov D., Hrych A., Andreev A. Corrosion processes on the condensation surfaces of exhaust gas boilers with water-fuel emulsion combustion In: M. Kruzel, W. Kuczyński (eds.) *Contemporary Issues of Heat and Mass Transfer. Monography of the Faculty of Mechanical Engineering University of Technology Koszalin*, pp. 641–662. Koszalin (2019). (*Chapter in the collective foreign monograph. Applicant's contribution: calculation of thermal characteristics of the utilization circuit*).

106. Radchenko R.M., Konovalov D.V., Pyrysunko M.A., Qiang Z., Zevey L. Air cooling at the inlet of the main ship's engine absorption bromolithium refrigeration machine in tropical conditions. *Aerospace Technic and Technology*. 2020. No. 2(162), pp. 18–23. (*Scientific specialized edition of Ukraine. Applicant's contribution: calculation of indicators of the heat-using refrigeration machine, development of a software complex*).

107. Radchenko M.I., Konovalov D.V., Qiang Z., Shaojun L., Zevey L., Ran J. Cooling of charge air of the main ship engine by the ejector refrigeration machine in equatorial latitudes. *Aerospace Technic and Technology*. 2020. No. 2(162), pp. 24–29. (*Scientific specialized edition of Ukraine. Applicant's contribution: development of calculation methods and software for implementation taking into account the features of jet technologies*).

108. Radchenko A.M., Konovalov D.V., Kalinichenko I.V., Ninh C., Baocheng H. Cooling of charge air of the main ship engine by the absorption bromistolithium refrigerating machine in equatorial latitudes. *Aerospace Technic and Technology*. 2020. No. 2(162), pp. 30–35. (*Scientific specialized edition of Ukraine. Applicant's contribution: development of calculation methods and software for its implementation*).

109. Radchenko M.I., Konovalov D.V., Vorobiev L.N., Preliminary cooling of gas-air fuel mixture of gas engines in expander-thermopressor refrigeration machines. *Equipment and technologies of food production*. 2010. No. 24, pp. 234–240. (*Scientific specialized edition of Ukraine. Applicant's contribution: development of calculation methods and analysis of the efficiency of the heat-using circuit when using the expansion circuit, formulation of conclusions*).

110. Konovalov D.V. Ship jet heat-using refrigeration units for technological purposes. *Scientific works ONAPT*. 2009. No. 35, pp. 164–166. (*Scientific specialized edition of Ukraine*).

111. Konovalov D.V. Methodological principles of cooling the charge air of internal combustion engines by using thermopressor systems. *Sustainable development and artificial cold: Proceedings of the VIII International Scientific and Technical Conference*. Odessa, ONAPT, 2012. pp. 269–274. (*Article, oral presentation*).

112. Radchenko M., Radchenko R., Kornienko V., Konovalov D. Mathematical modeling of the pollution processes on the low-temperature surfaces of exhaust gas boilers with combustion of water-fuel emulsion. *Instal*. 2019. No. 10, pp. 11–13. (*Foreign scientific publication. Applicant's contribution: development of a structural diagram of a mathematical model*).

113. Kornienko V., Radchenko R., Konovalov D., Andreev A., Pyrysunko M. Characteristics of the Rotary Cup Atomizer Used as Afterburning Installation in Exhaust Gas Boiler Flue. In: Ivanov V. et al. (eds.) *Advances in Design, Simulation and Manufacturing III. DSMIE 2020. Lecture Notes in Mechanical Engineering*, Springer, Cham, 2020. pp. 302–511. (*Scopus. Applicant's contribution: calculation of the characteristics of the heat recovery circuit*).

114. Forduy S., Radchenko A., Kuczynski W., Zubarev A., Konovalov D. Enhancing the Gas Engines Fuel Efficiency in Integrated Energy System by Chilling Cyclic Air. In: Tonkonogyi V. et al. (eds) *Advanced Manufacturing Processes. InterPartner 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham, 2020. pp. 500–509. (*Scopus. Applicant's contribution: calculation of the effect of air cooling on the characteristics of a gas engine*).

115. Patent of Ukraine for invention No. 89429. Absorption chiller with ejector. Bulletin No. 2. Radchenko A.M., Radchenko R.M., Radchenko M.I., Zhivitsya V.V., Konovalov D.V. 2010. (*Patent for invention. Applicant's contribution: development of calculation methods*).

116. Patent of Ukraine for invention No. 89557. Absorption chiller with injector. Bulletin No. 3. Radchenko R.M., Radchenko A.M., Radchenko M.I., Konovalov D.V. 2010.

(Patent for invention. Applicant's contribution: development of a circuit solution, development of calculation methods).

117. Patent of Ukraine for invention No. 90747. Jetted Absorption Chiller. Bulletin No. 19. Radchenko A.M., Radchenko R.M., Radchenko M.I., Konovalov D.V. 2010. *(Patent for invention. Applicant's contribution: development of a circuit solution, development of calculation methods).*

118. Patent of Ukraine for invention No. 89560. Absorption chiller with recirculation in absorber. Bulletin No. 3. Radchenko A.M., Radchenko R.M., Radchenko M.I., Konovalov D.V. 2010. *(Patent for invention. Applicant's contribution: development of a circuit solution).*

119. Patent of Ukraine for invention No. 84550. Method for converting heat into mechanical work in a steam turbine plant. Bulletin No. 3. Radchenko M.I., Syrota O.A., Radchenko R.M., Konovalov D.V. 2008. *(Patent for invention. Applicant's contribution: development of a circuit solution).*

120. Patent of Ukraine for invention No. 89558. Vapor compression refrigeration machine with ejector. Bulletin No. 3. Radchenko A.M., Radchenko R.M., Radchenko M.I., Saparmamedov A.N., Konovalov D.V. 2008. *(Patent for invention. Applicant's contribution: development of a circuit solution, development of calculation methods).*

121. Patent of Ukraine for invention No. 89559. Absorption chiller with injector. Bulletin No. 3. Radchenko A.M., Radchenko R.M., Radchenko M.I., Gogol M.I., Konovalov D.V. 2008. *(Patent for invention. Applicant's contribution: development of a circuit solution, development of calculation methods).*

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ ВИМІРЮВАННЯ, СКОРОЧЕНЬ.....	64
ВСТУП.....	67
РОЗДІЛ 1. СУЧАСНИЙ СТАН І АНАЛІЗ ТЕХНОЛОГІЙ ВИКОРИСТАННЯ ВТОРИННОЇ ТЕПЛОТИ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК.....	77
1.1. Сучасний стан і аналіз структури теплових втрат в енергетичних установках на базі ДВЗ.	77
1.2. Аналіз сучасних способів використання упорскування води для стаціонарних та суднових енергетичних установок на базі ДВЗ.	86
1.3. Аналіз використання технологій рециркуляції відхідних газів для енергетичних установок.....	92
1.4. Сучасний стан і аналіз напрямів підвищення енергетичної ефективності стаціонарних та суднових ГТУ	98
1.5. Принципи та перспективи застосування струминних апаратів в контурах використання вторинної теплоти енергетичних установок.....	107
1.6. Особливості теплофізичних процесів в аеротермопресорах за наявності ефекту термогазодинамічної компресії.	115
1.7. Висновки по розділу та постановка завдань досліджень.....	119
РОЗДІЛ 2. МЕТОДОЛОГІЯ НАУКОВОГО ДОСЛІДЖЕННЯ. ОБҐРУНТУВАННЯ НАПРЯМУ ДОСЛІДЖЕННЯ. ПОСТАНОВКА НАУКОВОЇ ПРОБЛЕМИ ТА ГІПОТЕЗ.....	122
2.1. Сучасний стан і особливості охолодження наддувного повітря ДВЗ. Обґрунтування гіпотези підвищення ефективності ДВЗ застосуванням аеротермопресорних технологій.....	122
2.2. Використання технології упорскування води в газотурбінних установках. Обґрунтування підвищення енергетичної ефективності ГТД упорскування води в аеротермопресорами.	127

2.3. Обґрунтування застосування аеротермопресорних технологій в системах рециркуляції газів ДВЗ з метою зменшення енергетичних втрат.....	134
2.4. Обґрунтування напряму вирішення науково-прикладної проблеми.....	138
2.5. Основні методи наукового дослідження.....	140
2.6. Висновки по розділу 2.	147
РОЗДІЛ 3 ОСНОВНІ ПОЛОЖЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ ТА ФІЗИЧНОЇ МОДЕЛЕЙ ТЕХНОЛОГІЇ АЕРОТЕРМОПРЕСОРНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ.....	148
3.1. Обґрунтування вибору основних елементів математичної моделі технології аеротермопресорного охолодження циклового повітря енергетичних установок... ..	148
3.2. Обмеження та допущення математичної моделі.	150
3.3. Вхідні та вихідні дані для математичної моделі.	153
3.4. Основна структура математичної моделі.	156
3.5. Основні положення математичної моделі технології аеротермопресорного охолодження	159
3.6. Основні рівняння математичної моделі випаровування краплі в проточній частині аеротермопресора.....	163
3.7. Основні вимоги до системи упорскування рідини та характеристик проточної частини аеротермопресора.	176
3.8. Основні рівняння математичної моделі виникнення ефекту термогазодинамічної компресії та критерії оцінки ефективності робочого процесу	179
3.9. Основні рівняння для визначення параметрів волого повітря (газу) в проточній частині аеротермопресора	195
3.10. Алгоритм і блок-схема розрахунку математичної моделі технології аеротермопресорного охолодження циклового (наддувного) повітря енергетичних установок.....	197
3.11. Методологія раціонального проектування аеротермопресорів у складі контурів використання вторинної теплоти енергетичних установок.....	209
3.12. Висновки по розділу 3.	217
РОЗДІЛ 4. ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ В АЕРОТЕРМОПРЕСОРІ ТА ЇХ ВПЛИВ НА ОСНОВНІ ПОКАЗНИКИ ТА ХАРАКТЕРИСТИКИ.....	219

4.1. Експериментальний стенд для дослідження робочих процесів аеротермопресора.	219
4.2. Вимірювальна система та прилади.....	228
4.3. Методика та результати визначення похибки вимірювань.	239
4.4. Дослідження впливу упорскування рідини на втрати тиску в проточній частині аеротермопресора.....	240
4.5. Дослідження впливу неповного випаровування на дисперсність потоку в проточній частині аеротермопресора.....	245
4.6. Дослідження впливу неповного випаровування на характеристики аеротермопресора.....	259
4.7. Перевірка математичної моделі на адекватність.	263
4.8. Висновки по розділу 4.	268
РОЗДІЛ 5. АЕРОТЕРМОПРЕСОРНІ ТЕХНОЛОГІЇ ВИКОРИСТАННЯ ВТОРИННОЇ ТЕПЛОТИ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК НА БАЗІ ДВЗ.....	271
5.1. Застосування аеротермопресорних технологій для середньооберткових ДВЗ. ..	271
5.2. Вплив перемінних режимів роботи енергетичної установки на характеристики аеротермопресора.....	283
5.3. Застосування аеротермопресорних технологій в системах рециркуляції ДВЗ.	288
5.4. Сумісне застосування аеротермопресорних технологій з контурами утилізації теплоти суднових енергетичних установок.....	295
5.5. Висновки по розділу 5.	308
РОЗДІЛ 6. АЕРОТЕРМОПРЕСОРНІ ТЕХНОЛОГІЇ ВИКОРИСТАННЯ ВТОРИННОЇ ТЕПЛОТИ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК НА БАЗІ ГТД.....	310
6.1. Розробка аеротермопресорних технологій для контурів перерозширення ГТУ малої потужності.	310
6.2. Аналіз ефективності проміжного охолодження повітря в ГТУ застосуванням аеротермопресорних технологій.....	323
6.3. Аналіз економічної ефективності застосування аеротермопресорних технологій для енергетичних установок на базі ГТД і ДВЗ.....	346
6.4. Висновки по розділу 6.	359

РОЗДІЛ 7. АЕРОТЕРМОПРЕСОРНІ ТЕХНОЛОГІЇ В КОНТУРАХ ТЕПЛОВИКОРИСТОВУЮЧИХ ЕЖЕКТОРНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН.....	361
7.1. Аналіз ефективності застосування аеротермопресора в тепловикористовуючій ежекторній холодильній машині.	361
7.2. Перспективи розвитку та вдосконалення тепловикористовуючих ежекторних холодильних машин із аеротермопресорними апаратами.	373
7.3. Висновки по розділу 7.	378
ВИСНОВКИ.....	380
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	383
ДОДАТОК. Акти впровадження результатів дисертаційної роботи.....	411

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ ВИМІРЮВАННЯ,
СКОРОЧЕНЬ

АТП – аеротермопресор;
ВЕР – вторинні енергетичні ресурси;
ДВЗ – двигун внутрішнього згоряння;
ГТД – газотурбінний двигун;
ГТУ – газотурбінна установка;
МОД – малообертовий ДВЗ;
СОД – середньообертовий ДВЗ;
ВОД – високообертовий ДВЗ;
УК – утилізаційний котел;
УТГ – утилізаційний турбогенератор;
ЕУ – енергетична установка;
СЕУ – суднова енергетична установка;
УТ – утилізаційна турбіна;
ГД – головний двигун;
ОНП – охолоджувач наддувного повітря;
ТК – турбокомпресор;
ККД – коефіцієнт корисної дії;
ТПР – турбіна перерозширення;
ТОА – теплообмінний апарат;
 w – швидкість потоку, м/с;
 T – температура, К;
 P – тиск, Па;
 M – число Маха;
 δ – діаметр краплі, мкм;
 G – масова витрата потоку, кг/с;
 V – об'єм, м³;
 S – площа поверхні краплі, м²;

- μ – динамічна в'язкість;
 m – маса, кг;
 Re – число Рейнольдса;
 R – радіус краплі;
 Sh – число Шервуда;
 Nu – число Нусельта;
 Pr – число Прандтля;
 c – теплоємність, кДж/(К·кг);
 ρ – густина, кг/м³;
 τ – час випаровування, с;
 α – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·К);
 λ – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К);
 J – швидкість випаровування, кг/с;
 $Df_{\text{п}}$ – масовий коефіцієнт дифузії;
 L – довжина, м;
 l – відносна довжина;
 ξ – коефіцієнт вологовипадіння;
 g – відносна кількість рідини;
 σ – критеріальна характеристика аеротермопресора;
 F – площа перерізу проточної частини аеротермопресора, м²;
 ΔT – зміна температури, К;
 T_1/T_2 – відносна температура;
 P_2/P_1 – відносне підвищення тиску;
 ΔP – абсолютне підвищення тиску, Па;
 q – питома кількість теплоти, кВт/кг;
 Q – кількість теплоти, що підводиться (відводиться), кВт;
 I – ентальпія, кДж/кг;
 $a_{\text{зв}}$ – швидкість звуку в двофазному середовищі;
 ξ_w – коефіцієнт гідравлічного опору краплі;
 ζ – коефіцієнт гідравлічного опору;

$\Sigma\xi$ – сумарний коефіцієнт гідравлічного опору;
 dz – елементарна ділянка проточної частини аеротермопресора, м;
 ε – степінь підвищення тиску в аеротермопресорі;
 $d_{вл}$ – вологовміст, г/кг;
 η_e – коефіцієнт корисної дії;
 g_e – питома витрата палива, г/(кВт·год);
 N – потужність, кВт;
 n – частота обертання;
 Δl – зміна питомої роботи стиснення, кДж/кг;
 ζ – тепловий коефіцієнт;
 $'$ – рідина;
 $''$ – пара;
 $п$ – повітря;
 $в$ – вода;
 $атп$ – аеротермопресор;
 $пр$ – приймальна камера;
 $кв$ – камера випаровування;
 $д$ – дифузор;
 $к$ – конфузор;
 $1, 2$ – параметр на вході та виході;
 0 – умови загальмованого потоку;
 $м$ – місцевий;
 $тер$ – тертя;
 $експ$ – експеримент;
 $р$ – розрахунок;
 $тк$ – турбокомпресор;
 $зп$ – зовнішнє повітря;
 $к$ – компресор;
 f – холодоагент.

ВСТУП

Актуальність теми. Підвищення потужності енергетичних установок на базі теплових двигунів (газотурбінні двигуни - ГТД і двигуни внутрішнього згоряння – ДВЗ) здійснюється шляхом збільшення витрати робочого тіла (повітря) та корисної роботи розширення продуктів згоряння з одночасним зменшенням її витрати на стискання робочого тіла (повітря), що досягається завдяки його охолодженню та глибокої утилізації енергії продуктів згоряння і, відповідно, приводить до зменшення питомої витрати палива і підвищення коефіцієнта корисної дії (ККД).

Найбільш поширеним напрямом збільшення потужності та скорочення споживання палива є контактне охолодження газового або повітряного потоку упорскуванням води, для якого, однак, характерна значна протяжність зони випаровування, а відтак, і втрати потужності через аеродинамічний опір, що конструктивно не завжди можливе. Подальший розвиток напряму – використання вторинної теплоти енергетичних установок (теплоти стисненого компресорами повітря або продуктів згоряння) для прискорення повітряного або газового потоку до швидкості близької звуковій і практично миттєвого (за мінімальних протяжності та аеродинамічного опору) випаровування упорскуваної води, тобто застосуванням аеротермопресорних технологій.

В основі аеротермопресорних технологій лежить реалізація ефекту термогазодинамічної компресії в спеціальних контактних теплообмінних апаратах (аеротермопресорах або термопресорах), який полягає в підвищенні тиску при одночасному зниженні температури в процесі випаровування дрібнодисперсної рідини, яка упорскується в потік пари (газу), що рухається зі швидкістю, близькою до звукової.

Контактне охолодження застосуванням аеротермопресорних технологій є перспективним резервом для підвищення ефективності використання вторинної теплоти енергетичних установок на базі ГТД і ДВЗ за рахунок високоефективного охолодження проміжного або наддувного повітря теплового двигуна, використання енергії відхідних газів для їх перерозширення та отримання додаткової корисної

роботи, зменшення гідравлічних втрат тиску в системах рециркуляції відхідних газів, підвищення ефективності контурів тепловикористовуючих холодильних машин.

Використанню контактного охолодження робочого тіла з метою підвищення ефективності енергетичних установок на базі ГТД присвячені роботи Клименка В.М., Долинського А.А., Дикого М.О., Білеки Б.Д., Баска Б.І. та інш., а застосуванню ефекту термогазодинамічної компресії як засобу підвищення ефективності енергетичних установок присвячено низку робіт Вуліса Л.А., Shapiro A.H., Fowle A.A., Єрофєєва В.Л., Алесєєва А.В., Дикого М.О., Степанова І.Р., Чудінова В.І., Живиці В.І. та інш. відомих вчених.

Застосування аеротермопресорних технологій стримується відсутністю даних з їх натурних випробувань у складі системи охолодження та системи утилізації теплоти відхідних газів, математичної та фізичної моделей робочих процесів аеротермопресора, що давали б змогу розробляти раціональні способи організації теплофізичних процесів охолодження, методології їх раціонального проектування та визначення раціональних параметрів, які забезпечують досягнення максимального ефекту зі збільшення потужності і ККД та зменшення питомої витрати палива енергетичних установок.

Метою наукового дослідження є підвищення потужності та паливної ефективності енергетичних установок шляхом глибокої утилізації енергії продуктів згоряння та охолодження робочого тіла (повітря) з використанням аеротермопресорних технологій.

Для досягнення поставленої мети були сформульовані наступні **завдання**:

- 1) обґрунтувати методологічний підхід і принципи використання вторинної теплоти енергоустановок шляхом застосування аеротермопресорних технологій для охолодження робочого тіла (повітря) і глибокої утилізації енергії продуктів згоряння;
- 2) розробити фізичну та математичну моделі теплофізичних процесів контактної дисперсного охолодження в аеротермопресорних апаратах для систем охолодження робочого тіла (повітря) і глибокої утилізації енергії продуктів згоряння енергетичних установок;

3) встановити особливості та закономірності процесів використання вторинної теплоти енергетичних установок з охолодження робочого тіла (повітря) і глибокої утилізації енергії продуктів згоряння при застосуванні аеротермопресорних технологій;

4) визначити раціональні способи організації теплофізичних процесів в аеротермопресорних технологіях використання вторинної теплоти енергетичних установок;

5) розробити вдосконалені цикли та схеми аеротермопресорних систем глибокої утилізації енергії продуктів згоряння з охолодженням робочого тіла (повітря) двигунів, принципи та способи їх реалізації;

6) розробити аеротермопресорний апарат, в якому реалізується ефект термогазодинамічної компресії, для системи охолодження робочого тіла (повітря) енергетичної установки на базі ДВЗ і ГТД та експериментальну установку для дослідження його характеристик і визначення параметрів роботи;

7) розробити методику експериментального дослідження аеротермопресорного апарату системи охолодження робочого тіла (повітря) енергетичної установки;

8) провести експериментальні дослідження характеристик аеротермопресорного апарату системи охолодження робочого тіла (повітря) енергетичної установки;

9) розробити рекомендації зі створення аеротермопресорних технологій для забезпечення охолодження робочого тіла (повітря) і глибокої утилізації енергії продуктів згоряння, які реалізують вдосконалені цикли і принципи використання вторинної теплоти енергетичних установок, враховують встановлені закономірності та особливості теплофізичних процесів, забезпечують збільшення потужності та зменшення витрати палива енергетичними установками;

10) узагальнити результати у вигляді концепції підвищення економічності енергетичних установок шляхом використання вторинної теплоти із застосуванням аеротермопресорних технологій для охолодження робочого тіла (повітря) і глибокої утилізації енергії продуктів згоряння.

Об'єктом дослідження є процеси використання вторинної теплоти енергетичних установок на базі ДВЗ і ГТД.

Предмет дослідження – характеристики теплофізичних процесів використання вторинної теплоти при контактному охолодженні газових потоків в аеротермопресорному апараті.

Основні наукові положення:

1) охолодження наддувного повітря ДВЗ в аеротермопресорах забезпечує підвищення ККД і відповідно скорочення питомої витрати палива на 1,0–2,0% завдяки зниженню температури та підвищенню тиску наддувного повітря і, як наслідок, зменшенню витрат потужності компресора на стискання на 2–4% у порівнянні з охолодженням у поверхневих охолоджувачах наддувного повітря;

2) глибока утилізація енергії продуктів згоряння із застосуванням аеротермопресорних технологій в системах рециркуляції випускних газів ДВЗ, а також при перерозширенні газів дозволяє зменшити витрати потужності на стискання робочого тіла і, як наслідок, зменшити питому витрату палива на 1,5–1,7%;

3) проміжне охолодження повітря газотурбінних двигунів (ГТД) в аеротермопресорах забезпечує зростання потужності на 2–3% завдяки збільшенню масової витрати робочого тіла, а також підвищення ККД та скорочення питомої витрати палива на 1,5–2,0% порівняно з ГТД без охолодження повітря чи охолодженням у поверхневих охолоджувачах завдяки компенсації втрат тиску і підвищенню повного тиску на 5–10% та раціональній організації теплофізичних процесів в аеротермопресорі з неповним випаровуванням, що наближає процес стиснення в компресорі до ізотермічного.

Методи дослідження.

Загальнонаукові: аналіз літературних джерел та отриманих експериментальних даних, синтез – для формування узагальнень та висновків; експеримент – складання схеми лабораторних досліджень; моделювання – для побудови математичної та фізичної моделей; індукції та дедукції – для співставлення результатів математичного моделювання з отриманими експериментальними даними. **Спеціальні:** математично-статистичний – для математичної обробки експериментальних даних; порівняльно-

розрахунковий – для визначення економічної та екологічної ефективності аеротермопресорних технологій.

Наукова новизна одержаних результатів.

Науково-прикладна проблема – розвиток науково-технічних основ аеротермопресорних технологій використання вторинної теплоти енергетичних установок для охолодження робочого тіла.

Основні наукові результати:

1) концепція підвищення економічності енергетичних установок застосуванням аеротермопресорних технологій використання вторинної теплоти з охолодженням повітря, яка на відміну від найбільш поширеного контактного охолодження упорскуванням води без використання вторинної теплоти забезпечує ефективне дрібно-дисперсне розпилення рідини для наступного ізотермування процесу стиснення в компресорах, причому без втрат тиску, а навпаки, з додатковим підвищенням повного тиску до 5–10%;

2) *вперше* розроблено методологію раціонального проектування систем використання вторинної теплоти енергетичних установок із застосуванням аеротермопресорних технологій, яка враховує неповне випаровування упорскуваної рідини та вплив дисперсності на характеристики аеротермопресора, що дозволяє визначати локальні параметри теплофізичних процесів у проточній частині аеротермопресора по ходу потоку та раціональні характеристики аеротермопресорних систем утилізації й охолодження, що забезпечують максимальні значення ККД;

3) *вперше* розроблено комплекс фізичних і математичних моделей процесів використання вторинної теплоти енергетичних установок в аеротермопресорах, які на відміну від існуючих моделей дозволяють обчислювати локальні по ходу потоку параметри процесів аеротермопресії, що дає можливість раціонально організувати робочі процеси, зокрема з неповним випаровуванням упорскуваної рідини, забезпечує максимальне підвищення тиску та високу дисперсність, безпечну для експлуатації двигунів;

4) *вперше* встановлені закономірності та особливості процесів використання вторинної теплоти в аеротермопресорах охолодження повітря як складової робочого тіла і глибокої утилізації енергії продуктів згоряння енергетичних установок, а саме вплив неповного випаровування в аеротермопресорі на ефективність дрібно-дисперсного розпилення рідини та степінь підвищення тиску повітря і, як наслідок, підвищення потужності та ККД енергетичної установки, а також вплив параметрів робочих процесів аеротермопресора на характеристики систем утилізації й охолодження, виходячи з яких визначено принципи проміжного охолодження повітря ГТУ аеротермопресорами дрібно-дисперсного розпилення рідини для ізотермування процесу стиснення в компресорі, охолодження наддувного повітря ДВЗ і продуктів згоряння в системі рециркуляції відпрацьованих газів ДВЗ, а також для тепловикористовуючих систем на базі ежекторних холодильних машин та розроблена методологія проектування систем використання вторинної теплоти;

5) *вперше* запропоновано принцип використання аеротермопресорних технологій для проміжного охолодження повітря ГТУ, що забезпечує ефективне дрібно-дисперсне розпилення рідини з середнім діаметром краплі менше 15 мкм і, як наслідок, більш ефективне ізотермування процесу в компресорі, дозволяє компенсувати гідравлічні втрати тиску у повітряному тракті з відповідним зменшенням роботи на стиснення за рахунок підвищення повного тиску на 5–10%, збільшити витрату робочого тіла в циклі на 5–10 % і, як наслідок, підвищити ККД з відповідним зменшенням питомої витрати палива на 1,5–2,0%;

6) отримала подальший розвиток теорія аеротермопресії (термогазодинамічної компресії), зокрема у процесах охолодження стисненого повітря енергетичних установок та глибокої утилізації енергії продуктів згоряння;

7) встановлено, що застосування ефекту термогазодинамічної компресії для охолодження наддувного повітря ДВЗ дозволяє зменшити роботу на стиснення за рахунок компенсації гідравлічних втрат тиску та підвищення повного тиску наддувного повітря на 5–10% порівняно з поверхневим охолодженням, підвищити ККД енергетичної установки з відповідним зменшенням питомої витрати палива на 1,0–2,0%;

8) *вперше* запропоновано принцип підвищення ефективності екологічної рециркуляції продуктів згоряння ДВЗ шляхом їхнього охолодження аеротермопресорами, що дозволяє зменшити навантаження системи рециркуляції газів: зменшити або повністю компенсувати гідравлічні втрати, відповідно і навантаження на вентилятор (або електро-компресор) системи рециркуляції, знизити навантаження на скруббер і систему відведення теплоти від рециркуляційних газів забортною водою, що забезпечує зменшення питомої витрати палива на 1,5-1,7%;

9) *вперше* розроблено термодинамічні цикли та схемно-конструктивні рішення тепловикористовуючих ежекторних холодильних машин із застосуванням аеротермопресорних контурів та обґрунтовано вибір раціонального робочого тіла, що забезпечує підвищення теплового коефіцієнта ζ на 0,03–0,05 (10–15%) порівняно з базовим $\zeta = 0,30–0,40$.

Наукова новизна способів охолодження та схемних рішень енергоустановок захищена 10 патентами України на винаходи.

Практичне значення одержаних результатів.

Застосування аеротермопресорних технологій для контурів використання вторинної теплоти енергетичних установок особливо доцільне в умовах економічного розвитку України та Євроінтеграції і забезпечує більше скорочення споживання палива та зростання потужності порівняно з традиційними способами та методами глибокої утилізації теплоти.

До галузей переважного застосування аеротермопресорних технологій відносяться установки стаціонарної та суднової енергетики на базі ДВЗ і ГТД, що забезпечує суттєве скорочення споживання палива і сприятиме підвищенню рівня енергетичної безпеки держави.

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

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дослідження відповідають напрямку "Технології використання нових видів палива, скидних енергоресурсів, відновлюваних та альтернативних джерел енергії. Теплонасосні технології" (згідно з постановою Кабінету Міністрів України від 7 вересня 2011 р. № 942).

Високий науковий рівень отриманих здобувачем результатів за даною темою відзначено Премією Верховної Ради України найталановитішим молодим ученим в галузі фундаментальних і прикладних досліджень та науково-технічних розробок за 2012 р., грантом Президента України 2011 р., стипендією Кабінету міністрів України (2010–2012 рр.).

Наукові дослідження дисертаційної роботи увійшли до складу держбюджетних науково-дослідних робіт, що виконувалися в Національному університеті кораблебудування імені адмірала Макарова, де здобувач приймав участь як виконавець: "Розробка концепції комбінованого виробництва енергії в судновій та стаціонарній енергетиці на основі внутрішньоциклової низькотемпературної тригенерації" (№ ДР 0116U0086698); "Науково-технічні основи тригенераційних полінарних технологій на низькокиплячих робочих тілах для двигунів і енергетичних установок", № ДР 0115U000300, а також, як науковий керівник теми за Грантом Президента для молодих вчених: "Розробка енергозберігаючих технологій на основі газодинамічного ефекту для установок комбінованого виробництва енергії" (GP/F32/152).

Впровадження результатів досліджень. Результати роботи впроваджені на наступних підприємствах: ТОВ "Енерджігруп" (м. Херсон, Україна), ТОВ "Херсонське суднобудівне підприємство" (м. Херсон, Україна), Zhejiang Special Electric Motor Co., Ltd. (м. Шеньжоу, пров. Чжензян, КНР), Zhejiang Dike Intelligent Appliance Co., Ltd.; (м. Шаосін, пров. Чжензян, КНР), Shengzhou Kangli Machinery Co., Ltd. (м. Шеньжоу, пров. Чжензян, КНР).

Особистий внесок здобувача полягає в розробці експериментальної установки і стенду для вивчення робочих процесів в аеротермопресорі при охолодженні проміжного повітря ГТУ та наддувного повітря ДВЗ; розробці методики

експериментальних теплофізичних досліджень і статистичної обробки отриманих результатів; проведенні експериментів; обробці та аналізі отриманих експериментальних даних; розробці концепції підвищення економічності енергетичних установок застосуванням аеротермопресорних технологій використання вторинної теплоти з охолодженням робочого тіла; розробці комплексу фізичних і математичних моделей процесів використання вторинної теплоти енергетичних установок в аеротермопресорах; розробці методології раціонального проектування систем із застосуванням аеротермопресорних технологій.

Оглядові та порівняльні наукові результати, що викладені в дисертаційній роботі, отримані особисто автором на основі проведення аналізу літературних, інформаційних та патентних джерел, а також результатів дослідних даних.

Апробація результатів роботи. Матеріали дисертаційної роботи та її основні положення доповідались і обговорювались на: міжнародній науково-технічній конференції "Advances in Design, Simulation and Manufacturing II, III. DSMIE" (Луцьк, 2019; Харків, 2020); міжнародній науково-технічній конференції "Grabchenko's International Conference on Advanced Manufacturing Processes (InterPartner-2019)" (Одеса, 2019); міжнародній науково-технічній конференції "Minsk International Seminar "Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources" (Мінськ, Білорусь, 2018); міжнародній науково-технічній конференції "Холод в енергетиці та на транспорті: сучасні проблеми кондиціювання та рефрижерації" (Миколаїв, 2008–2019); міжнародній науково-технічній конференції "Сучасні проблеми холодильної техніки і технології" (Одеса, 2009–2019); міжнародному конгресі двигунобудівників (Харків, 2009–2019); міжнародній науково-технічній конференції "Муниципальная энергетика: проблемы, решения" (Миколаїв, 2007); міжнародній науково-технічній конференції "Проблеми екології та енергозбереження" (Миколаїв, 2015); міжнародній науково-практичній конференції "Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування" (Херсон, 2015); міжнародній науково-технічній конференції "Інновації в суднобудуванні та океанотехніці" (Миколаїв, 2012–2019); міжнародній науково-технічній конференції "Суднова енергетика: стан та проблеми" (Миколаїв, 2013–2017); міжнародній

науково-технічній конференції "Транспорт: механічна інженерія, експлуатація, матеріалознавство" (Херсон, 2017); міжнародній науково-технічній конференції "Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування" (Херсон, 2017); міжнародній науково-технічній конференції "Heat Transfer and renewable sources of energy HTRSE" (Щецин, Польща, 2019); міжнародній науково-технічній конференції "Сучасний стан та проблеми двигунобудування" (Миколаїв, 2016); українсько-польській конференції молодих науковців "Механіка та інформатика" (Хмельницький, 2011); всеукраїнська науково-технічна конференція "Сучасні проблеми двигунобудування: стан, ідеї, рішення" (Первомайськ, 2009, 2011); всеукраїнська науково-технічна конференція "Актуальні проблеми енергетики та екології" (Херсон, 2016).

Публікації. За темою дисертації опубліковані **121** друкована наукова робота, в тому числі **40** статей у наукових фахових виданнях України, **5** статей у виданнях, що входять до наукометричної бази Scopus, **10** патентів України на винахід, **1** розділ у колективній монографії видавництва України, **3** розділи у колективних монографіях закордонного видавництва, **60** доповідей і тез доповідей на міжнародних наукових конференціях.

Структура дисертації. Дисертація складається зі вступу, **7** розділів і висновків. У додатках наведено документи, що підтверджують впровадження основних результатів дослідження.

Обсяг дисертації становить **416** сторінок, включаючи **375** сторінок основного тексту, **206** рисунка і **16** таблиць. Бібліографія містить **324** найменування.

РОЗДІЛ 1. СУЧАСНИЙ СТАН І АНАЛІЗ ТЕХНОЛОГІЙ ВИКОРИСТАННЯ ВТОРИННОЇ ТЕПЛОТИ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК

1.1. Сучасний стан і аналіз структури теплових втрат в енергетичних установках на базі ДВЗ.

В енергетичних установках стаціонарної та транспортної енергетики широко використовуються мало-, середньо- та високообертові двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ). Параметри повітря на нагнітанні наддувного турбокомпресора (ТК) та на вході в циліндри істотно впливають на паливно-енергетичну ефективність роботи ДВЗ. За даними [1–6] кожні 10 °С збільшення температури повітря викликає зниження ефективного коефіцієнта корисної дії (ККД) η_e суднових малообертових дизелів на 0,5–0,7% з відповідним зростанням питомої витрати палива b_e . Зменшення потужності двигуна, що має місце при цьому викликано зменшенням масової витрати повітря в циліндри в наслідок зниження його густини при зростанні температури.

Розвиток сучасних енергоефективних технологій для енергетичних установок, обумовлює невисокий рівень вторинних енергетичних ресурсів (табл. 1.1): температура газів після утилізаційних котлів – близько 180°C; температура наддувного повітря – 140–220°C; вода, охолоджує циліндри двигуна – 90–120°C [7, 8]. Теплота з таким тепловим потенціалом може бути задіяна де-кількома способами. Теплові втрати з охолоджуючою водою $Q_{y,o}$ частково утилізуються в технологічних процесах підігріву в вакуумних опріснювальних установках. Інші теплові втрати $Q_{п.в}$ використовуються за рахунок підігріву живильної води в утилізаційному котлі (УК) або для систем гарячого водоспоживання, опалення або в установках технологічного призначення (рис. 1.1).

Таблиця. 1.1. Структура теплових втрат судових ДВЗ до 2002 р. [7–11].

Параметр	Тип ДВЗ		
	Малооборотів (МОД): суднові головні двигуни	Середньооборотів (СОД): суднові головні двигуни; приводні двигуни автономних дизель-генераторів	Високооборотів (ВОД): суднові головні двигуни; приводні двигуни автономних дизель-генераторів
Теплові втрати, віднесені до теплоти згоряння палива, %:			
Теплові втрати з випускними газами	28–32	30–35	32–40
Теплові втрати з охолоджуючою прісною водою	10–12	10–14	10–14
Теплота, що відводиться від наддувного повітря	7–8	7–8	8–10
Теплові втрати з мастилом від вузлів тертя	4–5	4–6	4–7
Відведення теплоти в навколишнє середовище	1,5–2,0	1,5–2,0	1,5–2,0
Температурний потенціал вторинних енергетичних ресурсів:			
Температура випускних газів (за колектором), °С	250–260	260–350	
Температура наддувного повітря, °С	240–260		
Температура охолоджуючої води, °С	75–90		
Температура масла, °С	до 80		

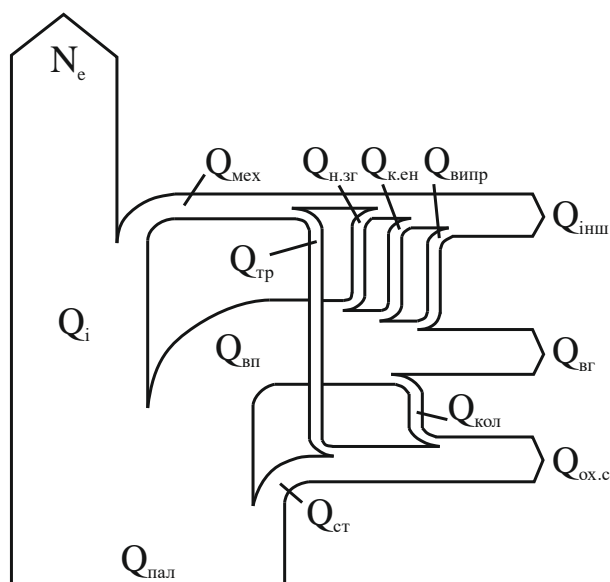


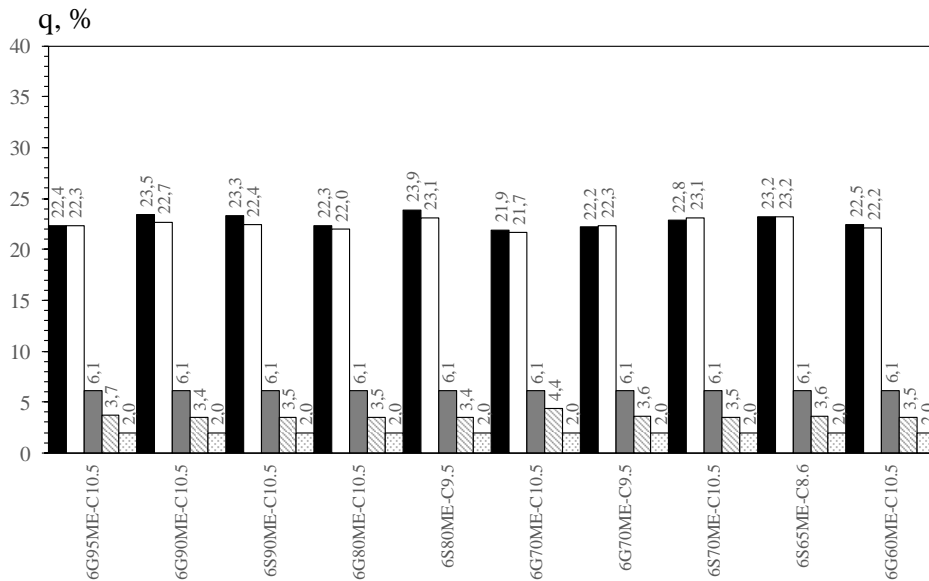
Рис. 1.1. Діаграма теплового балансу сучасного дизельного двигуна: $Q_{\text{пал}}$ – теплота згоряння палива; Q_i – теплота, що еквівалентна індикаторній роботі; N_e – ефективна потужність; $Q_{\text{вг}}$ – втрати теплоти з відхідними газами; $Q_{\text{ох.с}}$ – втрати теплоти з охолоджуючим середовищем; $Q_{\text{інш}}$ – не враховані втрати теплоти; $Q_{\text{ст}}$ – втрати теплоти втрати теплоти від стінки; $Q_{\text{вп}}$ – втрати теплоти газу у випускному патрубку; $Q_{\text{мех}}$ – механічні втрати теплоти; $Q_{\text{тр}}$ – втрати теплоти на тертя поршня та кілець; $Q_{\text{н.зг}}$ – втрати теплоти від неповного згоряння палива; $Q_{\text{к.ен}}$ – втрати теплоти з кінетичною енергією газів; $Q_{\text{випр}}$ – втрати теплоти від випромінювання; $Q_{\text{кол}}$ – втрати теплоти в охолоджуючу середу з випускного колектору.

На сьогоднішній день структура теплових втрат ДВЗ дещо змінилася, це пов'язано, насамперед, із вдосконаленням систем ДВЗ, систем і схем утилізації, впровадженням тригенераційних технологій, турбокомпаундних технологій, а також технологій, які забезпечують екологічність двигуна.

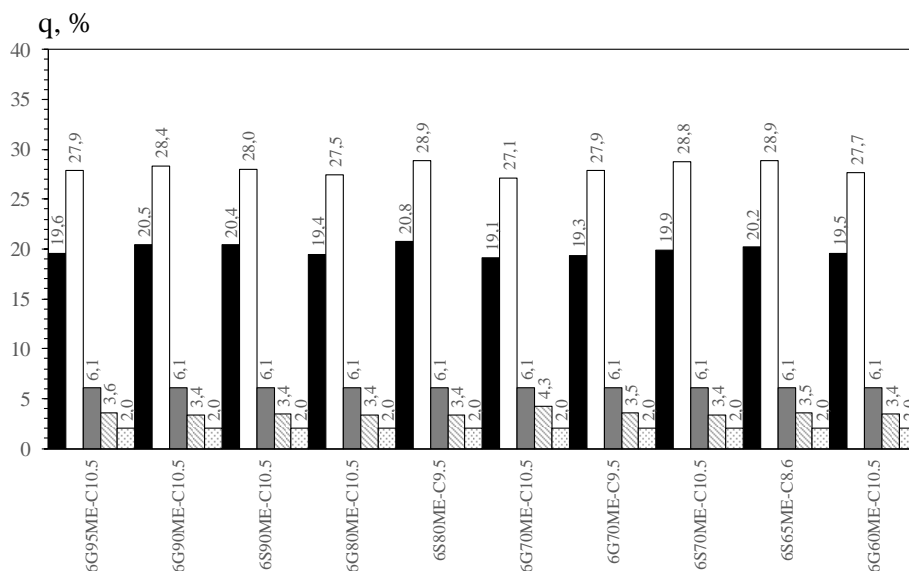
Структура теплових втрат сучасних суднових малооборотних двигунів (МОД) фірм-виробників MAN W&W і Wartsila наведена на рис. 1.2 і 1.3. Теплові втрати наведених двигунів розраховані за допомогою програмних комплексів, які розміщені у відкритому доступі відомих фірм-виробників Wartsila і MAN B&W [12–14]. Можна побачити, що для МОД, які відповідають вимогам Tier II, характерні наступні теплові втрати: з відхідними газами – 21–27 %; з наддувним повітрям – 18–23 %; з охолоджуючою водою – 4–6%; масло – 2,5–3,5%; втрати в навколишнє середовище

через теплове випромінювання – 0,5–2,0%. Для МОД MAN B&W, які відповідають Tier III теплові втрати із відхідними газами менші на 3–4%, а втрати із наддувним повітрям навпаки більше на 5–6%. Таке співвідношення пояснюється тим, що при застосуванні Tier III застосовуються системи рециркуляції відхідних газів, які зменшують кількість кисню в суміші, що йде в циліндрі двигуна і при цьому збільшується витрата на турбокомпресор, а виникає необхідність до охолодження рециркуляційних газів в системі і, як наслідок, збільшуються втрати із наддувним повітрям (сумішшю), що стискається турбокомпресором.

Структура теплових втрат сучасних суднових середньообертових двигунів (СОД) фірм-виробників MAN W&W і Wartsila наведена на рис. 1.4 і 1.5. Теплові втрати наведених двигунів наведені в матеріалах, що містять проектну та спеціальну експлуатаційну інформацію [12, 13, 15–23]. Можна побачити, що для СОД характерні наступні теплові втрати: з відхідними газами – 20–32 %; з наддувним повітрям – 14–19 %; з охолоджуючою водою – 4–12%; масло – 4–8%; втрати в навколишнє середовище через теплове випромінювання – 1,2–2,1%.



а)



б)

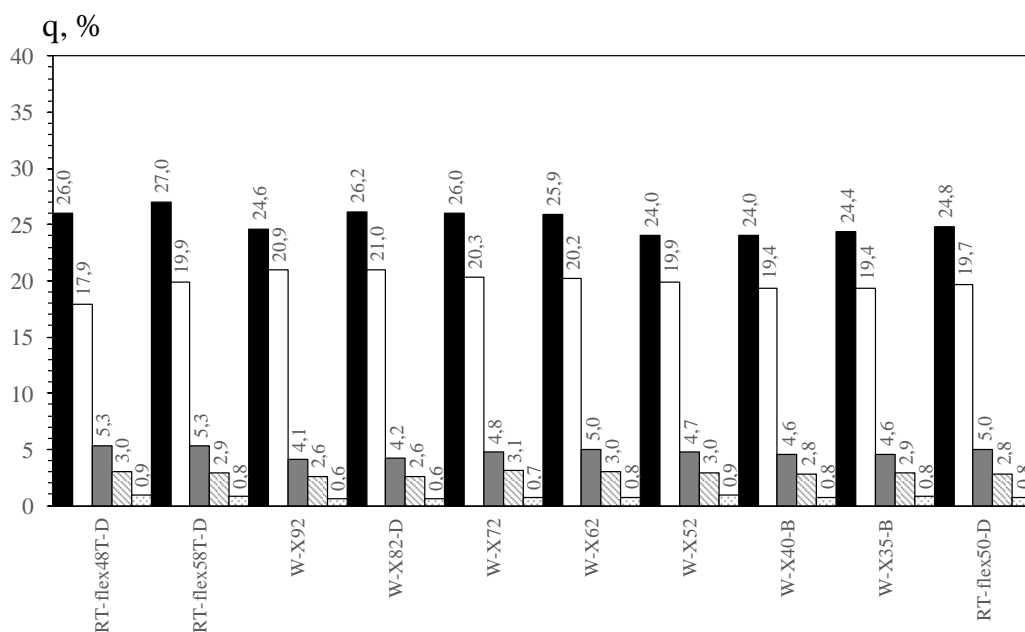
Рис. 1.2 Теплові втрати малооборотних двигунів фірми MAN B&W

(віднесеної до теплової енергії згорання палива):

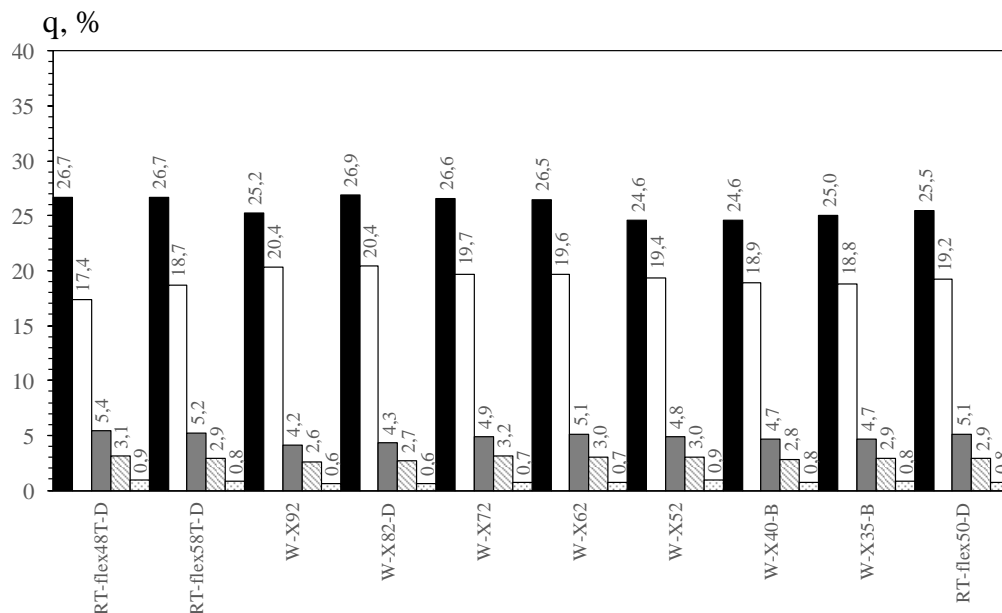
а) – характеристики ДВЗ відповідно вимогам Tier II;

б) – характеристики ДВЗ відповідно вимогам Tier III

- Відхідні гази
- Вода системи охолодження
- Навколишнє середовище
- Наддувне повітря
- Масло



а)

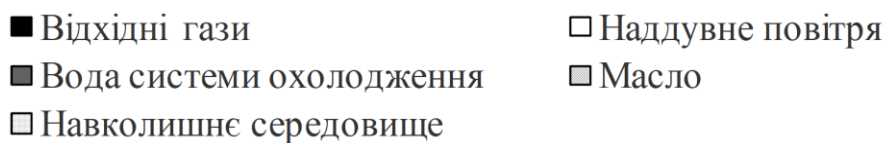


б)

Рис. 1.3 Теплові втрати малооберткових двигунів фірми Wartsila

(віднесеної до теплової енергії згорання палива):

- а) – характеристики ДВЗ відповідно вимогам Tier II;
 б) – характеристики ДВЗ відповідно вимогам Tier III



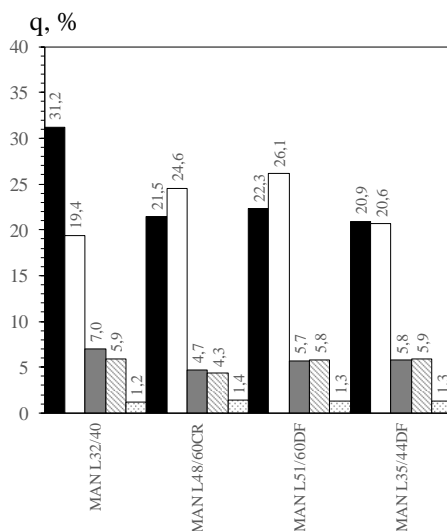


Рис. 1.4 Теплові втрати середньооберткових двигунів фірми MAN B&W
(віднесено до теплової енергії згорання палива)

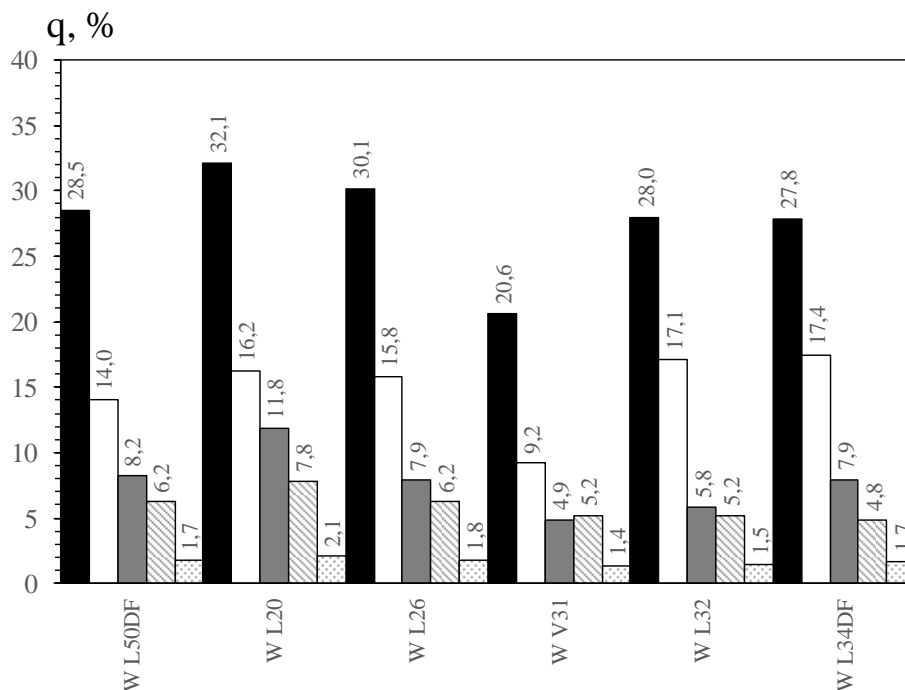
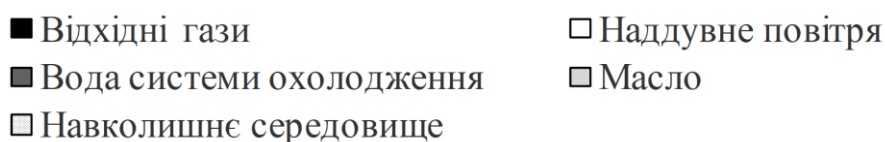
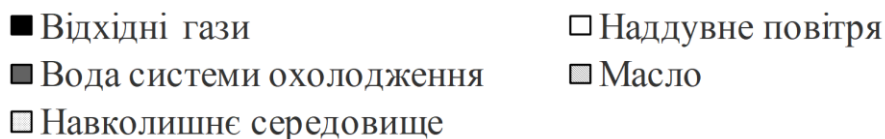


Рис. 1.5 Теплові втрати середньооберткових двигунів фірми WARTSILA
(віднесено до теплової енергії згорання палива)



На сьогоднішній день вдосконалення використання вторинних енергетичних ресурсів для енергетичних установок на базі ДВЗ здійснюється за наступними напрямками [8, 7, 24, 25]:

1) *Використання теплоти продуктів згоряння з метою виробництва пари в утилізаційному котлі.* Пару можуть вироблятися для різних технологічних потреб (система опалення, парових нагрівачі системи кондиціонування повітря, системи підігріву палива і масла, технологічні споживачі пари для термічної обробки харчової продукції, господарсько-побутові потреби, система гарячого водопостачання та інші. При потужності енергетично установки більше 5 МВт теплова потужність УК може перевершити потреби в теплоті, і пара може бути використана для приводу утилізаційного турбогенератора, який забезпечує електроенергією споживачі замість дизель-генераторів електростанції. На транспортних суднах електрична потужність турбогенератора більше навантаження суднової електростанції, і її використовують для передачі на гребний гвинт через спеціальний електродвигун. Скорочення питомої витрати палива b_e складає 2–3%.

2) *Перехід на утилізаційні котли із контурами двох тисків.* Пара контуру високого тиску (0,8–1,2 МПа) використовується в утилізаційному турбогенераторі, а пара контуру низького тиску (0,2–0,3 МПа) використовується для потреб теплофікації. Це забезпечує більш повне використання пари та збільшує додатково потужність утилізаційного турбогенератора (УТГ) на 15–30 %.

3) *Турбокомпресорний наддув.* Застосування в ДВЗ наддуву з приводом компресора від газової турбіни, що використовує теплоту продуктів згоряння, дає можливість підвищити потужність двигуна. При цьому доцільно здійснювати охолодження наддувного повітря перед ресивером. Охолодження реалізується зазвичай в поверхневих теплообмінних апаратах водою. Як розвиток цього напрямку є застосування трисекційного охолоджувача наддувного повітря (ОНП), де високотемпературна секція (120–150°C) використовується для підігріву води для технічних або технологічних потреб (підігрів високов'язкого палива, система опалення), Середньотемпературна секція використовується як економайзер УК, а в низькотемпературній здійснюється доохолодження повітря до температури 45–55°C.

4) *Метод високотемпературного охолодження ДВЗ* [7, 25]. При підтримці температури охолоджуючої води ДВЗ не менше 90 °С має місце перерозподіл теплових втрат, тобто $Q_{\text{ох.с}}$ зменшується на 20%, а теплові втрати з відхідними газами $Q_{\text{г}}$ збільшуються на 10 %. Підвищення температури продуктів згоряння (випускних газів) на 30°С дає збільшення потужності УТГ на 15–30 % [24].

5) *Технології комбінованого виробництва енергії*. Є одним з перспективніших напрямів для енергетичних установок з метою виробництва теплоти, холоду та електричної або механічної енергії є застосування (тригенераційні технології) [26–30]. Для виробництва холоду доцільно використовувати тепловикористовуючі холодильні машини. Серед них найбільш відомі – це абсорбційні (АБХМ) та ежекторні холодильні машини (ЕХМ). Однак, енергетична ефективність ЕХМ не така велика в зрівнянні з більш розповсюдженими АБХМ [31, 32]. Шляхами підвищення ефективності ЕХМ є використання регенерації теплоти [31, 33, 34] і підвищення степені розширення в струминному апараті [34, 35]. Прикладами таких технологій є, наприклад, підвищення ефективності кондиціонування машинного відділення установки автономного енергозабезпечення за рахунок зонального повітропостачання ДВЗ та охолодження повітря на вході ТК до 7–10°С [36, 37]. Також перспективними є технології застосування багатопотокових систем трансформації скидної теплоти газопоршневих двигунів в холод, які забезпечують узгодження режимів сумісної роботи АБХМ і когенераційних газопоршневих двигунів з мінімальними втратами теплоти, підвищення термодинамічної ефективності трансформації скидної теплоти зі збільшенням теплового коефіцієнта системи утилізації [38, 39]. В роботах [40–44] представлено використання абсорбційного термотрансформатора з градирнею мокрого типу для забезпечення глибокого охолодження наддувного повітря газопоршневих ДВЗ.

Цікавим напрямком тут також є використання теплонасосних технологій для забезпечення охолодженням повітря на вході і раціонального використання низько- та високопотенційної теплоти відповідно для нагріву та випаровування холодоагенту АБХМ або ЕХМ [45, 46].

б) *Водопаливні емульсії*. Застосування водопаливних емульсій дає змогу забезпечити підвищення ефективності роботи утилізаційних котлів і теплоутилізаційних контурів когенераційних та тригенераційних установок на базі як ДВЗ так і газотурбінних двигунів (ГТД) за рахунок інтенсифікації теплообміну та зменшення швидкості процесів низькотемпературної корозії і забруднення поверхонь нагріву, зниження емісії шкідливих речовин в атмосферу [47, 48].

Всі перераховані фактори мають місце як для установок транспортних суден, так і для стаціонарних енергетичних установок.

1.2. Аналіз сучасних способів використання упорскування води для стаціонарних та судових енергетичних установок на базі ДВЗ.

Дизельні судові енергетичні установки (СЕУ) є найбільш поширеними енергоустановками [7, 25, 49]. В якості головних двигунів в дизельних СЕУ застосовуються ДВЗ – дизель. Дизелі бувають малооборотними, які приєднуються до валопроводу безпосередньо (пряма передача); середньооборотні з передачею потужності на гвинт через зубчасту або гідравлічну передачу; високооборотні з зубчастою або електричною (через гребний електродвигун) передачею потужності на гвинт.

Охолодження наддувного повітря ДВЗ проводиться з метою забезпечення нормальних умов експлуатації турбокомпресора і збільшення масового заряду повітря в циліндрах. Повітря охолоджується в холодильниках різних конструкцій: кругло-трубчастих, плоско-трубчастих з гофрованими загальними пластинами, з поверхнею, виконаної з профільних листів та інш. Охолодження наддувного повітря на кожні 10 К збільшує масу, що надходить в робочий циліндр повітря на 2,0–2,5% і призводить до зниження середньої температури робочого циклу і теплонапруженості деталей дизеля при підвищеному тиску наддуву [50].

Зростання температури повітря або заряду в компресорі залежить від ступеня підвищення тиску, ККД компресора і теплообміну зі стінками, тобто від конструкції компресора. При високих ступенях підвищення тиску температура на впуску двигуна

може приймати високі значення (якщо не застосовується охолодження наддувного повітря), що негативно впливає на двигун:

1) для наповнення циліндра визначальною є густина заряду на впуску. Підвищення густини за певних умов може бути значно менше, ніж підвищення тиску. В разі ізоентропійного стиснення відношення густини дорівнює відношенню тисків.

2) з підвищенням температури наддувного повітря значно зростає термічна напруженість двигуна, так як загальний температурний рівень робочого циклу залежить від температури початку стиснення в циліндрі, тобто в першу чергу від температури повітря на впуску.

На двигунах з наддувом охолодження наддувного повітря є найважливішим і найпростішим засобом збільшення потужності, яке тим ефективніше, чим вище ступінь підвищення тиску в компресорі π_k . Поряд зі зменшенням втрат теплоти і поліпшенням механічного ККД (більш висока потужність без підвищення рівня тиску) охолодження наддувного повітря сприяє також зниженню питомої витрати палива [51].

Для охолодження наддувного повітря в сучасних дизелях можуть застосовуватися різні способи охолодження: поверхневе, випарне, водоконтактне, турбодетандерне, охолодження із застосуванням вихрового ефекту. При поверхневому охолодженні в залежності від конструкції можуть бути пластинчасті і трубчасті теплообмінники, які набули більшого поширення, а по виду теплоносія охолоджувачі можуть бути водо-повітряні і повітряно-повітряні [52].

Зниження температури наддувного повітря зазвичай складає 40–70°C. Величина втрат тиску в системі газовихлопу згідно з вимогами фірм-виробників для сучасних ДВЗ з наддувом повинна бути не більше 4,9 кПа.

Таким чином, застосування охолоджувачів наддувного повітря в сучасних двигунах забезпечує поліпшення їх паливно-економічних і екологічних показників. При цьому особливо важливою є розробка теплообмінних систем в ОНП із мінімальними енергетичними втратами в тепломасообмінних процесах.

Використання води для підвищення характеристик, наприклад, авіаційних двигунів застосовувалося практично з моменту створення тих чи інших типів двигунів [7, 53].

Форсування поршневих ДВЗ шляхом упорскування води особливо широко застосовувалося в ході Другої Світової війни американськими (Pratt & Whitney) і німецькими (Daimler Benz і BMW) двигунобудівниками [54]. Вода додавалася в уже готову паливно-повітряну суміш, охолоджуючи її, і потрапляла разом з нею в камеру згоряння. Від контакту з розпеченою поверхнею поршня і стінок циліндра вода миттєво перетворювалася на пару. Попереднє охолодження паливо-повітряної суміші дозволяло підвищити ефективність згоряння палива.

Для підвищення ефективності циклу поршневого ДВЗ використовують різні схеми безпосереднього упорскування води [53, 55]. У робочому циклі поршневого двигуна, починаючи з моменту займання паливо-повітряної суміші, тиск і температура такі, що дають можливість, організувати упорскування води можна на будь-якій стадії циклу після початку процесу згоряння. Відомі схеми подачі води у впускний патрубок, з метою охолодження свіжого заряду [53, 54].

На зараз існує ряд рішень для реалізації упорскування води в циклі ДВЗ: технічним питанням упорскування води і пароутворення (конструкція поршнів і головок, способи отримання пара), конструкції ДВЗ в цілому, питання застосування упорскування води для утилізації енергії продуктів згоряння [53].

Розробка таких рішень велася в США [56–78], Україні та колишньому СРСР [79–91], а також в країнах Євросоюзу [92–97].

Способи упорскування води можна розділити на чотири групи [53, 98]:

- 1) утилізація енергії продуктів згоряння за допомогою парової турбіни [87, 58];
- 2) використання додаткових циклів стиснення-розширення пара в циліндрі або в додатковому циліндрі, з перепуском відхідних газів з основного;
- 3) упорскування води або пари в ході процесу згоряння.

Найбільш опрацьованими, на даний момент є перші два способи утилізації енергії відхідних газів за допомогою води.

Паровий турбокомпаунд застосовують в прототипах автомобілів фірми BMW, а шеститактний цикл реалізований відомим конструктором і винахідником Б. Кроуером) в його експериментальному двигуні [99]. Разом з тим, упорскування води в ході процесу згоряння палива конструктивно не реалізовано.

У робочому циклі поршневого двигуна починаючи з моменту займання паливо-повітряної суміші, тиск і температура такі, що відповідна їм точка лежить вище точки кипіння води. Отже, організувати упорскування води можна на будь-якій стадії циклу після початку процесу згоряння [53].

Застосування упорскування води дозволяє [7, 53, 54]:

- 1) знизити ймовірність детонації в двигунах з іскровим запалюванням;
- 2) знизити втрати тепла в систему охолодження, за рахунок зниження середньої температури циклу;
- 3) максимально реалізувати тепловий потенціал продуктів згоряння, за рахунок збільшення маси робочого тіла.

Упорскування води в ДВЗ можна забезпечити, використовуючи різні схеми, як по організації циклу, так і за конструктивним виконанням. Упорскування води можна здійснювати однією порцією або багатостадійно, по аналогії з сучасною системою впорскування дизельних двигунів Common Rail.

Протягом останніх років провідними фірмами-виробниками суднових двигунів внутрішнього згоряння велися інтенсивні роботи по вдосконаленню робочого процесу двигунів з використанням упорскування води в циліндр. Таким чином, вирішувалися завдання зниження токсичності їх вихлопу, підвищення економічності, зниження теплової та механічної напруженості [98].

Фірма MAN для скорочення викидів NOx досліджувала можливість зволоження наддувного повітря. Для цього німецькою компанією Munters Euroform була розроблена система, названа Humid Air Motor (HAM), яка дозволяє підвищити вологість повітря до 99% [7, 100]. Випробування системи показало, що на експлуатаційному режимі кількість NOx скоротилася на 70–80%. Автори пояснюють це тим, що підвищений вміст пари у наддувному повітрі зрізає піки температур в камері згоряння.

У ранніх розробках фірми Wårtsilå використовувався пристрій насичення повітря, що надходить в зону горіння Combustion Air Saturation System (CASS). Водяний аерозоль (дисперсний потік) через сопла вводився прямо у повітряний потік наддувного повітря відразу після турбонагнітача. Після нагрівання суміш знову насичується шляхом введення більше води (рис. 1.6). Таке рішення забезпечило зниження NO_x до 3 г/(кВт·год) [101, 102] (рис. 1.7), що є більш ефективним ніж застосування водопаливної емульсії (рис. 1.8).

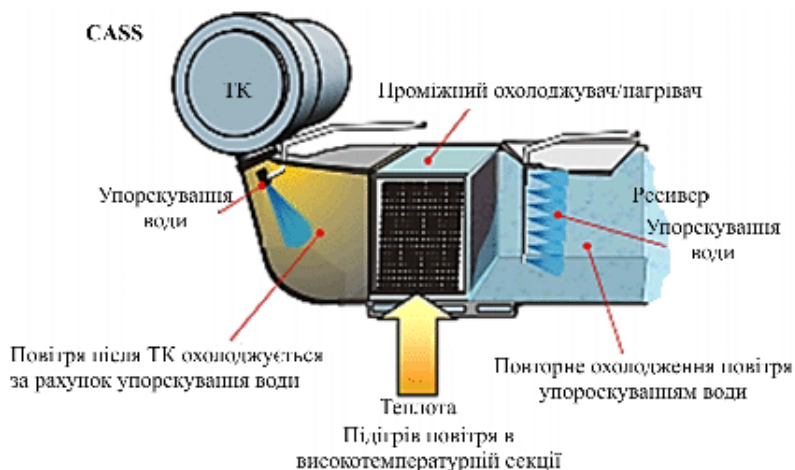


Рис. 1.6. Спосіб вприску води в наддувне повітря після компресора двигуна фірми Wårtsilå

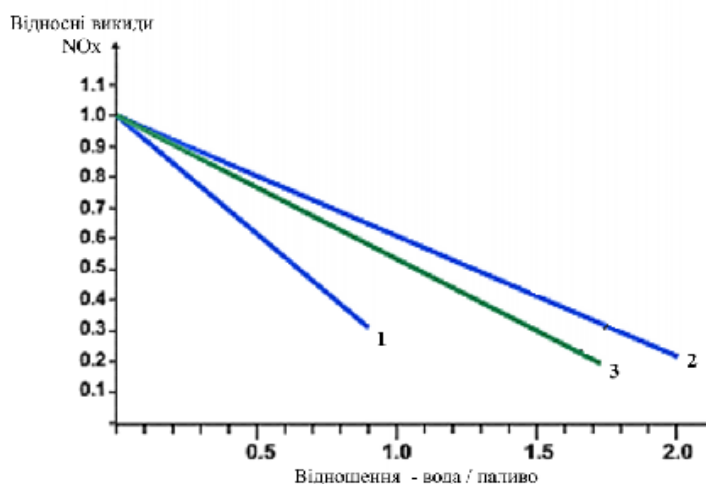


Рис. 1.7. Ефективність методів зволоження фірми Wårtsilå:

1 – прямий вприск води в циліндри; 2 – насичення наддувного повітря для двигуна марки W20; 3 – насичення наддувного повітря для двигуна марки W32

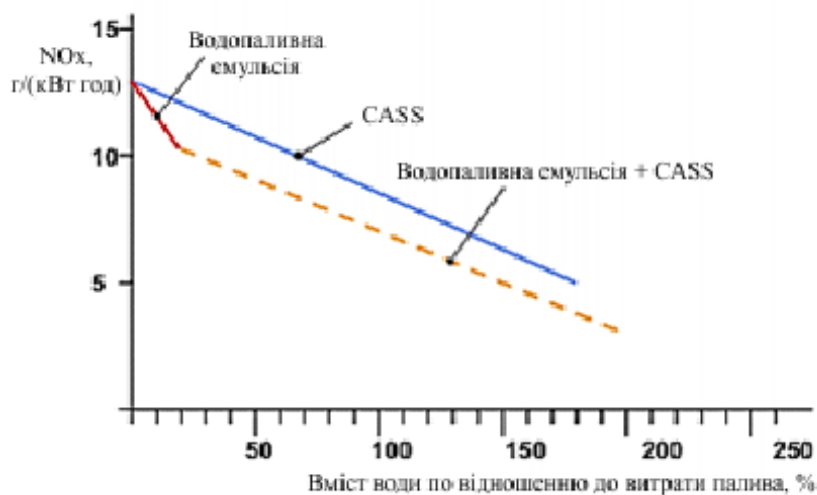


Рис. 1.8. Порівняння ефективності зниження викидів оксиду азоту NOx різними способами для двигуна Wärtsilä 46

У наступних розробках фірма Wärtsilä пішла по шляху безпосереднього упорскування води в камеру згорання [103]. Упорскування 15–70 % води від маси циклової подачі палива дозволяє досягти зниження вмісту NOx на 50%, при цьому втрата економічності не перевищувала 2–3 г/(кВт·год). Пряма інжекція води [103], як правило, зменшує викиди NOx не впливаючи негативно на вихідну потужність (рис. 1.9). Співвідношення вода/паливо зазвичай знаходиться в межах 0,4–0,7. Прямий вприск води в циліндр використовують для палива з низьким вмістом сірки (нижче 1,5%).

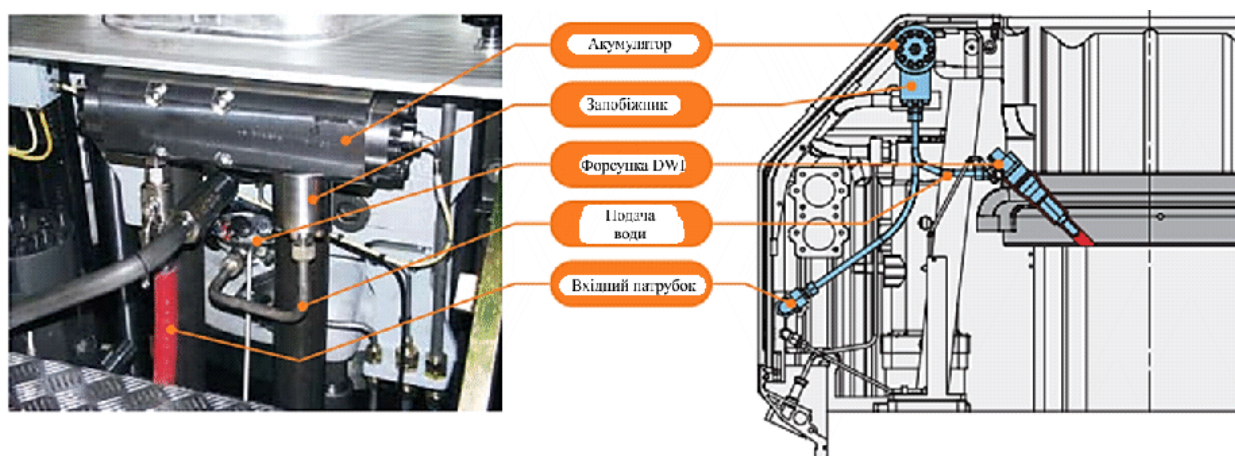


Рис. 1.9. Спосіб прямого вприску води в циліндр суднового двигуна фірми Wärtsilä

Фірма Mitsubishi Heavy Industries досліджувала роздільне упорскування палива і води (SFWI) через один розпилювач, обладнаний спеціальним золотниковим

пристроєм, що дозволяє в періоди між упорскуваннями заповнювати водою частину внутрішньої порожнини, прилеглої до голки форсунки. При упорскуванні послідовно витісняється паливо, вода і знову паливо, формуючи у факелі розпилу чітко виражені шари [104, 105].

Недолік всіх розглянутих методів полягає в тому, що упорскування води знижує середню температуру циклу в зоні горіння, і, як наслідок, ефективність робочого процесу. Цей недолік може бути усунутий за рахунок вибору оптимального методу подачі води. Упорскування води на початку процесу стиснення не тільки знижує максимальну температуру робочого процесу, а й зменшує витрати роботи на стиснення, збільшуючи, тим самим, сумарну роботу за цикл [106].

1.3. Аналіз використання технологій рециркуляції відхідних газів для енергетичних установок.

Провідні двигунобудівні фірми Світу такі як MAN Diesel, Wartsila, Caterpillar та інш. проводять постійні дослідження щодо виявлення впливу на навколишнє середовище шкідливих токсичних речовин, що входять до складу відхідних газів суднових двигунів, а також ведуть пошуки ефективних способів, які б дозволили б скоротити ці викиди. Фундаментальні практичні дослідження були здійснено під керівництвом Регістра Ллойда (Великобританія) [107–112]. Основними шкідливими компонентами в відхідних газах є діоксид вуглецю CO₂, оксидів азоту NO_x, монооксиду вуглецю CO (табл. 1.3).

Табл. 1.2. Дані Регистру Ллойда по токсичним викидам СЕУ

Компонент	МОД, кг/т палива	СОД, кг/т палива
NO _x	84	59
CO	9	8
CO ₂	3165	3250
HC	2,5	2,7

В ході досліджень було встановлено, що оксиди азоту утворюються в зонах з високою температурою, які мають місце в фазах кінетичного і дифузного згорання.

Найбільш висока температура виникає в локальних зонах при кінетичному згорянні, коли ймовірність виникнення таких зон найбільш висока. Тому, чим більше жорсткість процесу згорання, тим, як правило, більше оксидів азоту виділяється з відхідними газами [113].

Міжнародні вимоги щодо викидів оксидів азоту NO_x , оксидів сірки SO_x і твердих частинок визначаються конвенцією MARPOL (додаток VI – "Положення про запобігання забрудненню повітря з суден") [114]. Відповідно до правил, викиди NO_x з будь-якого дизельного двигуна, що встановлено на судні, побудованому після 1 січня 2016 року, повинні відповідати так рівню Tier III при роботі в зоні контролю викидів NO_x .

Що стосується викидів SO_x , то вони залежать від вмісту сірки в паливі. Правила MARPOL стосовно SO_x застосовуються до всіх суден, незалежно від дати будівництва судна. При плаванні всередині зони контролю викидів SO_x ($\text{SO}_x \text{ ECA}$), вміст сірки не повинна перевищувати 0,1%. За межами $\text{SO}_x \text{ ECA}$ вміст сірки не повинен перевищувати 3,5 %, а після 1 січня 2020 року – 0,5 % сірки. Визначені обмеження MARPOL (додаток VI) наведено на рис. 1.10 [114]. Обмеження рівня Tier II повинні задовольнятися всіма видами і типами суден, які збудовані 1 січня 2011 року чи пізніше. Ліміти Tier III є вимогами, які необхідно виконувати у визначеному контролі викидів NO_x .

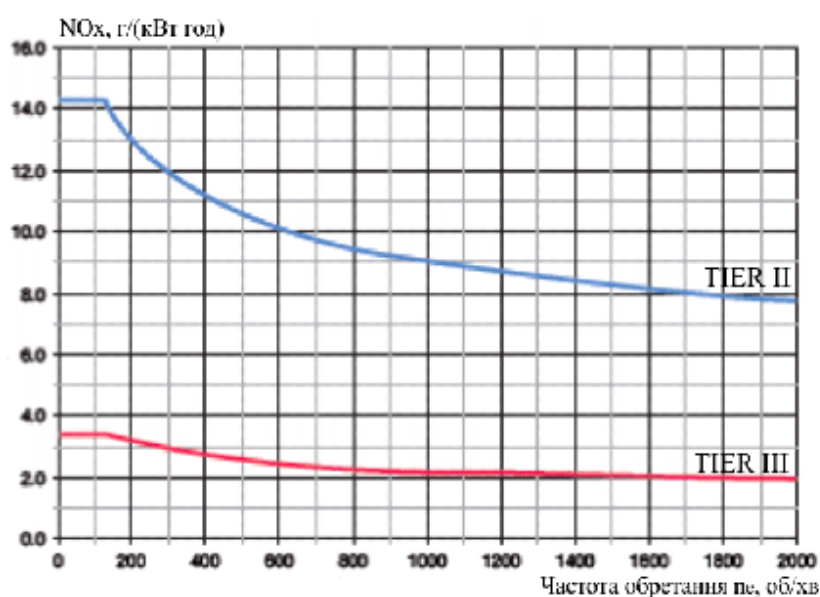


Рис. 1.10. Визначені обмеження викидів NO_x , які погоджені MARPOL (додаток VI)

Такі жорсткі умови щодо викидів шкідливих речовин в навколишнє середовище викликають необхідність в застосуванні більш ефективних і складних способів їх нейтралізації [113].

Існує цілий ряд способів і методів зниження викидів шкідливих газів на сучасних суднах (табл. 1.3) [115]. Найбільш ефективним способом зниження викидів оксидів NOx і SOx є використання рециркуляції відхідних газів (EGR-технологія): зменшення викидів NOx складає 70 %, зменшення SOx – 19 %, але при цьому збільшується викиди оксидів CO₂ на 2–3 %.

Табл. 1.3. Порівняння ефективності методів зниження викидів шкідливих газів на сучасних суднах

Метод	CO ₂ , %	NO _x , %	SO _x , %
Застосування турбонаддуву сумісно із регульованими кільцевими соплами	-1...-3	–	-1...-3
Системи утилізації теплоти продуктів згоряння	-8...-10	-8...-10	-8...-10
Системи рециркуляції продуктів згоряння (EGR-технологія)	+2...+3	-70	-19
Система автоматичного моніторингу енергетичної установки	-1	–	-1
Застосування скрубера	-3	–	-98
Застосування водопаливних емульсій	+1...+2	-30...-35	+1...+2

Компанія MAN пропонує два альтернативних способи зниження викидів NOx рівня Tier III для двотактних малооборотових дизельних двигунів [114, 115]:

- 1) рециркуляція відпрацьованих газів (EGR);
- 2) селективне каталітичне відновлення (SCR).

Технологія SCR полягає в обробці відхідних газів з використанням каталізаторів і добавки для зниження NOx, що утворюється в процесі горіння.

Відпрацьовані гази, що йдуть на рециркуляцію за EGR-технологією скорочують процентний вміст кисню в камері згоряння, в результаті чого знижуються швидкість згоряння і температура в локальних зонах. Крім того, в газах, що рециркулюються, міститься багато води. Рециркуляція збільшує обсяг залишкових газів, в горючій суміші циліндра, знижуючи температуру горіння суміші і зменшуючи

часовий інтервал дії в локальних зонах високої температури (понад 2200 К) [113]. На рис. 1.11 показана порівняльне компонування EGR і SCR систем на малообертовому двигуні фірми MAN.



Рис. 1.11. Розташування систем EGR і SCR на малообертовому двигуні фірми MAN

Ефективність рециркуляції можна оцінити коефіцієнтом рециркуляції (ступеню рециркуляції) [116–118] EGR або K_p :

$$EGR = 100 \cdot G_{\text{рец}} / G_{\text{м.з}}, \%$$

де $G_{\text{рец}}$ – кількість продуктів згоряння, що відводиться на рециркуляцію; $G_{\text{м.з}}$ – сумарний масовий заряд, який йде в циліндри.

Системи рециркуляції можна класифікувати за трьома групами: за температурою рециркуляційних газів; за методом, що використовується для створення різниці тисків в контурі рециркуляційних газів; за тиском рециркуляційних газів [119].

Класифікація за температурою рециркуляційних газів:

- 1) високотемпературна рециркуляція – відхідні гази рециркулюють без охолодження, що призводить до збільшення температури повітря в ресивері;
- 2) повністю охолоджені рециркуляційні гази – відхідні гази повністю охолоджуються перед змішуванням зі свіжим повітрям в теплообміннику-охолоджувачі. В цьому випадку може мати місце конденсація вологи на теплообмінних поверхнях, а краплі рідини, що утворилася, можуть викликати корозійний та інший небажаний ефект.
- 3) частково охолоджені рециркуляційні гази – для того, щоб уникнути конденсації рідини, температура відхідних газів після теплообмінника-охолоджувачі підтримується не нижче температури точки роси.

Класифікація на основі метода, що використовується для створення різниці тисків в контурі рециркуляційних газів:

1) система з довгою конфігурацією (long route system): різниця тисків між рециркуляційними газами і повітрям створюється завдяки низькій швидкості газу і малому тиску повітря;

2) система з короткою конфігурацією (short route system) – для контролю швидкості рециркуляційних газів використовується турбіни змінної насадки (VNT). Такі системи мають єдиний вхід, що знижує ефективність системи розділення відхідних газів. В дослідженнях [120] використовували EGR-інжектор, який дозволяв рухатися газам аксіально.

Класифікація на основі тиску рециркуляційних газів [121]:

1) система низького тиску (low pressure route system) – рух рециркуляційних газів забезпечується з нижньої ступені турбіни до верхньої ступеня компресора;

2) система високого тиску (high pressure route system): рециркуляційні гази передаються з верхнього ступеня турбіни до нижнього ступеня компресора. до недоліку такого способу слід віднести значне підвищення питомої витрати палива двигуном.

Для задоволення вимог Tier III щодо NO_x, судна, що плавають в зоні ЕСА мають або працювати на паливі з низьким вмістом сірки, або здійснювати очищення відхідних газів від оксидів SO_x, для чого встановлюється спеціальна скруберна система. Система EGR та система SCR здатні працювати на високосірчистому паливі, але в цьому випадку система відхідних газів повинна бути обладнана системою очищення SO_x [114].

Рециркуляція відхідних газів за технологією EGR є методом, що значно зменшує формування NO_x у судових дизельних двигунах. Використовуючи цей метод можна повністю задовольнити вимоги Tier III стосовно NO_x. У системі EGR, після процесу охолодження і очищення, частина відхідних газів рециркулюється до повітряного ресивера. Таким чином, частина кисню в повітрі, що використовується в процесі горіння, замінюється оксидом CO₂. Це, в свою чергу, зменшує вміст кисню O₂ і швидкість горіння, тим самим знижуючи максимальну температуру горіння, а

від так зменшуючи інтенсивність утворення NOx [117, 119, 122–127]. Скорочення викидів NOx практично лінійне до степені рециркуляції відхідних газів [114, 115, 128].

Підвищена кількість рециркуляційних газів викликає недопалення палива і збільшення викидів CO, CO₂ і сажі. Тому кількість (частину у загальному обсязі відхідних газів) рециркуляційних газів треба обмежувати, тобто необхідно шукати компроміс між ефектом рециркуляції щодо NOx та ефективності згоряння (у вигляді недопалених вуглеводнів). Це, у свою чергу, накладає обмеження на верхню межу ступеня рециркуляції [118].

Так звана "внутрішня" рециркуляції відхідних газів притаманна всім ДВЗ внаслідок перекриття тактів випуску та впуску. Деяка кількість залишкових відпрацьованих газів, яка залежить від кута перекриття клапанів, повторно повертається до камери згоряння разом зі свіжою робочою сумішшю. На двигунах зі змінними фазами клапанного розподілення можливе регулювання викидів NOx шляхом зміни частки "внутрішньої" рециркуляції відхідних газів. Практично всі рециркуляційні заходи сучасних ДВЗ діють за принципом "зовнішньої" рециркуляції відхідних газів [118].

Певна частина відхідних газів двигуна, проходячи крізь електромагнітний клапан, розбавляє свіжу робочу суміш. Рециркуляцією відхідних газів на сучасних двигунах керують пневматичні або механічні системи, які виконують дозування газів, що повертаються у циліндри пневматичними чи механічними пристроями. Дозування здійснюється відповідно до частоти обертання колінчастого вала, тиску у впускному тракті та температурному режимі двигуна (температури охолоджувальної води та деталей циліндро-поршневої групи).

Підтверджено випробуваннями, що рециркуляція в оптимальному конструктивному оформленні може знизити викиди NOx на 50–60 % [109, 115, 118, 126–129]. Найвищою є ефективність рециркуляції на режимах часткових навантажень. При повному навантаженні двигуна або поблизу нього на використання рециркуляції накладаються конкретні обмеження [118].

Одним з недоліків усіх схем рециркуляції є те, що на клапанах ДВЗ і трактах випуску та впуску утворюються відкладення у вигляді нагару від відхідних газів, що

стає причиною старіння (втрати параметричної надійності) рециркуляційного засобу по мірі ресурсного напрацювання [118].

Дослідження на бензиновому двигуні засвідчили також, що оптимальний коефіцієнт рециркуляції становить $K_p = 8-10 \%$. При такому K_p викиди NO_x зменшуються на 35-40 % без суттєвих змін енергетичної ефективності двигуна [130, 131].

Використання рециркуляції у газових двигунах також приводить до зниження викидів NO_x у 2–3 рази, однак при цьому помітним стає збільшення викидів CO [118].

При використанні рециркуляції відхідних газів має місце підвищена витрата палива через сповільнену швидкість виділення теплоти [113] при $K_p = 20 \%$ витрата палива збільшується на 10-20 г / (кВт · год) [132–136].

1.4. Сучасний стан і аналіз напрямів підвищення енергетичної ефективності стаціонарних та суднових ГТУ

Протягом останніх десятиліть газотурбінні установки (ГТУ) отримали велике розповсюдження у якості теплових двигунів для суднобудування та наземної енергетики завдяки модульності конструкцій, пристосованості до автоматизації, високій надійності та технологічності, відносно невеликим інвестиційним витратам.

ГТУ простої схеми (рис. 1.12) мають порівняно невисоку теплову економічність. Це пов'язано, насамперед, з тим, що велика частина потужності (40–60%), що виробляється турбінами, витрачається на привод ступенів компресорів. При цьому витрата потужності тим більша, чим вище температура повітря навколишнього середовища, що надходить в компресори [137–142]. Зростання температури зовнішнього середовища на кожен $1^\circ C$ призводить до зменшення вихідної потужності ГТУ на 0,5–0,9 % [138, 143].

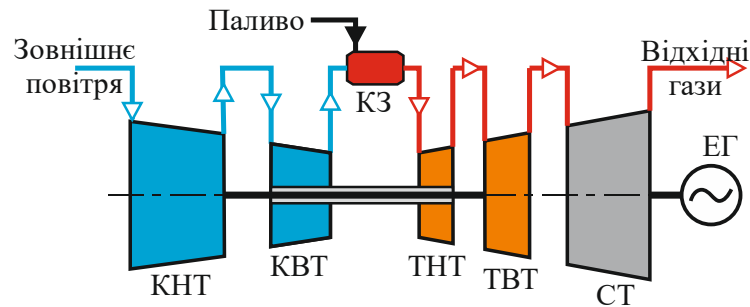


Рис. 1.12. Принципова схема ГТУ:

КНТ – компресор низького тиску; КВТ – компресор високого тиску; ТНТ – турбіна низького тиску; ТВТ – турбіна високого тиску; СТ – силова турбіна; КЗ – камера згоряння; ЕГ – електрогенератор.

Одним із шляхів покращення експлуатаційних характеристик ГТУ, підвищення потужності та зменшення витрати палива є перехід до складного циклу. Існують наступні способи підвищення ефективності циклів ГТУ [140, 143–147]:

- 1) проміжний підігрів газу в процесі розширення;
- 2) проміжне охолодження повітря в процесі підвищення тиску;
- 3) регенерація теплоти відхідних газів ГТУ;
- 4) утилізація теплоти відхідних газів ГТУ в паротурбінному теплоутилізаційному контурі;
- 5) утилізація теплоти відхідних газів ГТУ з організацією її роботи за контактним газопаротурбінним циклом.

Серед наведених способів підвищення ефективності ГТУ одним з перспективних є застосування проміжного охолодження в процесі стиснення в компресорі, тобто підвищення ефективності роботи компресора шляхом ізотермування процесу стиснення повітря (наближення кінцевої температури стиснення до початкової) [137]. Звідси, без втрати потужності знижується температура газів на вході в турбіну, що сприятливо позначається на ресурсі ГТУ або з'являється можливість підвищити потужність ГТУ без зниження ресурсу її роботи [138, 148, 149].

Робота компресора або його окремих ступенів пропорційна температурі на вході. Отже цілком виправдане прагнення до проміжного охолодження повітря. Це можна здійснити, принаймні, двома шляхами [150]:

1) зовнішнім охолодженням, тобто через поверхню теплообміну. Таке охолодження можна здійснити, об'єднуючи ряд послідовних ступенів компресора з установкою в проміжках газового тракту теплообмінників. Зовнішнє охолодження повітря скорочує роботу стиснення, але в той же час безповоротно виводить частину теплоти з циклу [143, 151];

2) змішуванням циклового повітря з дисперговою водою, тобто упорскування води у вигляді крапель на вході компресора або по його тракту між ступенями [143, 152]. При цьому краплі води, що випаровуються відводять теплоту від повітряного потоку, охолоджуючи його [137, 147, 149, 153–155]. Варто зауважити, що досягнення необхідного тиску води не вимагає значної роботи.

В табл. 1.4. наведено основні технічні характеристики сучасних ГТУ з проміжним охолодженням циклового повітря між компресорами:

Табл. 1.4. Основні технічні характеристики ГТУ з проміжним охолодженням повітря [139, 142, 156].

Параметри ГТУ	WR-21	"Надежда"	LM6000-PC SPRINT	LMS 100
Фірма-виробник	"Rolls Royce plc", "Westinghouse Electric Corp.", Великобританія	ВАТ "Невский завод", Росія	"General Electric Company", США	"General Electric Company", США
Потужність N_e (ISO), кВт	25250	16300	46800	98600
Питома витрата палива b_e , кг/кВт·ч	0,175	0,163	0,171	0,158
КПД η_e , %	41,2	44,1	41,9	45,5
Ступінь підвищення тиску π_k	16,2	9,55	30,5	40
Витрата повітря $G_{пв}$, кг/с	73	58,5	133	204
Температура газу перед турбіною T_{T2} , К	1255	817	1144	1653

Параметри Г'ТУ	WR-21	"Надежда"	LM6000-PC SPRINT	LMS 100
Температура газу на виході $T_{\text{вих}}$, К	628	415	714	689
Частота обертання силової турбіни, об/хв	3600	5500	3600	3600
Маса, т	54,4	42,0	204,0	–

У 90-х роках "Rolls Royce plc" разом із "Westinghouse Electric Corp." за замовленням військово-морського відомства Департаменту оборони США створила судновий газотурбінний агрегат WR-21 потужністю 25 МВт, який повинен був замінити на флоті двигун LM2500 "General Electric Co.". Із метою підвищення ефективності були застосовані водночас проміжне охолодження повітря між компресорами та регенерація тепла відпрацьованих газів. (рис. 1.13) [156].

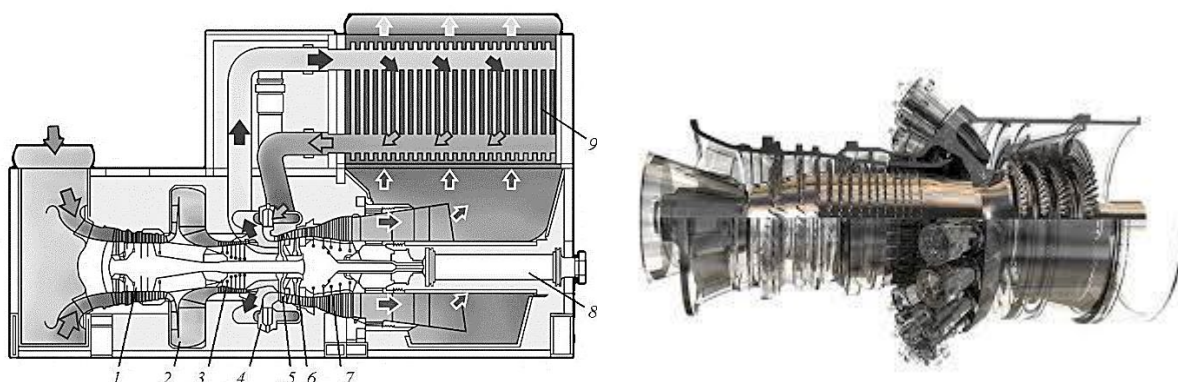


Рис. 1.13. Г'ТУ фірми "Rolls Royce plc" марки WR-21:

1 – КНТ; 2 – повітроохолоджувач; 3 – КВТ; 4 – КЗ; 5 – ТВТ; 6 – ТНТ; 7 – СТ; 8 – вал відбирання потужності; 9 – регенератор

Схема проміжного охолодження компресорного повітря – двоконтурна. Повітря, що виходить із КНТ, охолоджується в теплообміннику, в якому циркулює за замкнутим контуром прісна вода з добавкою гліколю 50/50 % і витратою теплоносія 24600 кг/год. У свою чергу, тепло від прісної води відбирається у другому контурі теплообміну, через який прокачується забортна вода.

Перший контур повітроохолоджувача вписаний у конструкцію агрегату, що забезпечує мінімальні втрати тиску повітря при проходженні його через теплообмінні

поверхні. Основними елементами повітроохолоджувача є п'ять теплообмінних пластинчастих матриць, виготовлених з мідно-нікелевого сплаву. Повітроохолоджувач протягом експлуатації може бути байпасований – і повітря в цьому випадку може надходити з КНТ у КВТ безпосередньо (рис. 1.14). Система проміжного охолодження спроектована з урахуванням мінімального обслуговування в експлуатації. Очищення теплообмінника з повітряної сторони здійснюється автоматично під час роботи агрегату за допомогою спеціальних промивних форсунок, які також можуть використовуватися і для промивання проточної частини КВТ [157].

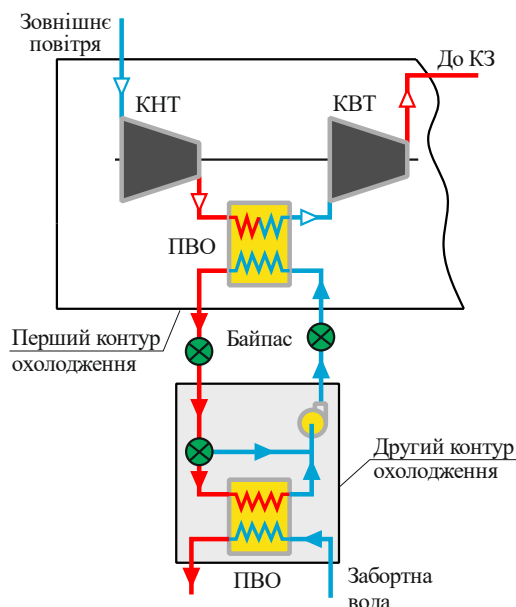


Рис. 1.14. Двоконтурна схема проміжного охолодження компресорного повітря

Незважаючи на високі показники ефективності (42,3% на номінальному режимі та 41,4 % на режимі 0,4 від номінального) й успішно проведені в 1999–2000 рр. тестові випробування, замовлень на його виготовлення поки не отримано [156].

ВАТ "Нєвський завод" у 2000-х роках підготував перспективний проект – газотурбінний агрегат "Надежда" (рис. 1.15) потужністю 16 МВт. З метою забезпечення високої економічної ефективності, ресурсозбереження, надійності й екологічної безпеки в агрегаті використаний регенератор в основному циклі, охолодження повітря між компресорами і підігрів мережної води в утилізаторі. Застосування даної теплової схеми дозволяє збільшити ККД агрегату до 44% [139].

Теплообмінне устаткування для установки розроблено Нижньгородським науково-виробничим центром "Анод". Для його створення використовується

принципово нова конструкція теплообмінної поверхні із змійовиків з малим радіусом вигину, яка за своїми показниками якості значно перевершує застосовувані в даний час прямиотрубні, пластинчасті і звичайні змійовикові. Застосування такої поверхні для агрегату "Надежда" в повітроохолоджувачі ТВ-16Н дозволило значно поліпшити його питомі характеристики [139, 142].

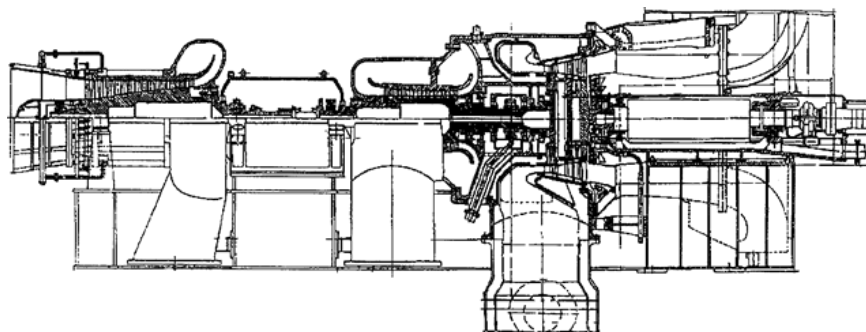


Рис. 1.15. Подовжній переріз газотурбінного агрегату "Надежда"

Секції повітроохолоджувача виконані з однакових шестигранних теплообмінних модулів, які через перехідники об'єднані колекторами підведення і відведення повітря в трубну систему. У поперечному перерізі секції мають форму прямокутника. Колектор повітря має форму циліндра, з однієї сторони якого розташований патрубок для підведення чи відведення повітря, а з іншої люк для огляду і ремонту трубної системи. Сумарний гідравлічний опір повітроохолоджувача складає 2%, розмір труб: 18x2 мм, матеріал труб – Ст. 20, маса секції – 23 т [139].

У 2005 р. General Electric запровадила в промислову експлуатацію першу сучасну газову турбіну LMS100 (рис. 1.16) номінальною потужністю 100 МВт з використанням технології проміжного охолодження повітря в компресорі ГТУ. Ця ГТУ забезпечує на сьогодні найвищий ККД у відкритому циклі. Унікальна особливість LMS100 полягає у використанні проміжного охолодження в межах секції стиснення повітря в компресорі. Сьогодні це єдиний у світі серійно виготовлюваний агрегат подібного типу [156].

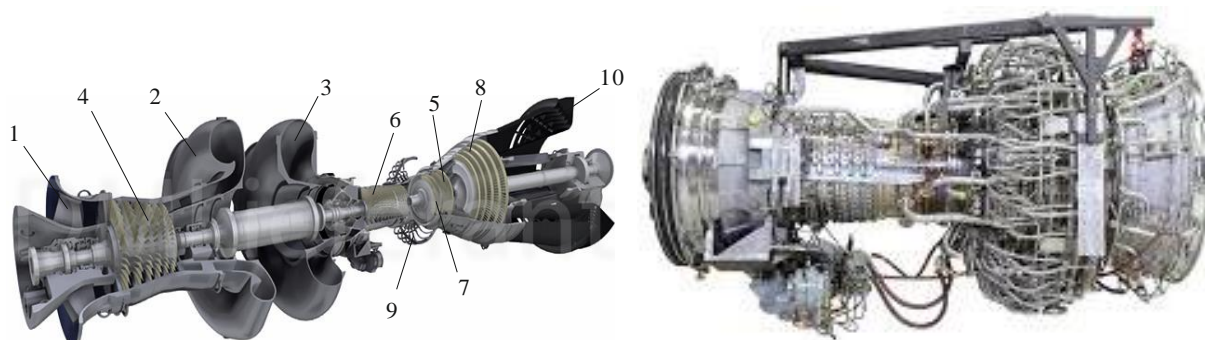


Рис. 1.16. Газова турбіна LMS100: 1 – підведення повітря; 2 – колектор відведення повітря на проміжне охолодження; 3 – колектор підведення повітря до КВТ; 4 – КНТ; 5 – ТНТ; 6 – КВТ; 7 – ТВТ; 8 – СТ; 9 – кільцева КЗ; 10 – дифузор.

Відведення повітря від КНТ до зовнішнього проміжного охолоджувача та повернення його до КВТ здійснюються за допомогою аеродинамічно досконалих завиткових пристроїв. Стандартне компонування передбачає водяне охолодження компресорного повітря (рис. 1.17, а). Використовувані водяні охолоджувачі являють собою типові кожухотрубчасті теплообмінники. (Маса кожного більше 100 т.) Їхнє з'єднання з ГТД здійснюється за допомогою повітропроводів та ресиверних камер. Повітряні повітроохолоджувачі оснащуються розвинутою теплообмінною поверхнею з орєбренням. Для компонування їхніх трубок використовується так звана А-конфігурація (рис. 1.17, б), яка задовольняє стандарту API 661 та прийнята для повітряних конденсаторів паротурбінних установок.

Проміжне охолодження дозволило збільшити міру підвищення тиску повітря π_k до 40, що в сукупності з початковою температурою газу 1653 К забезпечило ККД 46 % [143, 156]. Це представляє наступний етап еволюції газових турбін зі збільшенням ККД практично на 10 % у порівнянні з іншими газовими турбінами [158].

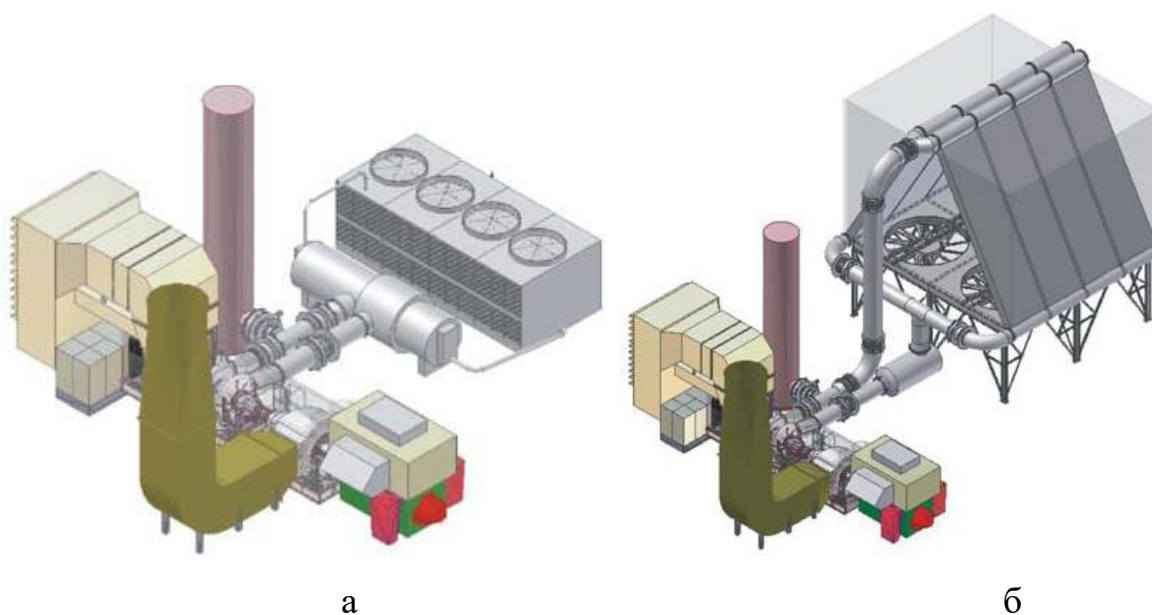


Рис. 1.17. Компонування агрегатів з водяним (а) та повітряним (б) повітроохолоджувачами: а – 1 – вхід повітря; 2 – труба байпасування повітря та глушник; 3 – охолоджувальна башня; 4 – водяний повітроохолоджувач; 5 – генератор; 6 – вихлопна труба; 7 – блок допоміжних механізмів; б – 1 – вхід повітря; 2 – труба байпасування повітря та глушник; 3 – повітряний повітроохолоджувач; 4 – сепаратор вологи; 5 – генератор; 6 – вихлопна труба; 7 – блок допоміжних механізмів

Основною перевагою ГТУ порівняно з поршневими двигунами внутрішнього згорання є можливість політропного розширення робочого тіла (продуктів згорання) до атмосферного тиску. Одним із способів підвищення ефективності ГТУ є додаткове розширення продуктів згорання нижче атмосферного тиску в допоміжній турбіні, яка встановлюється після основної (силової) турбіни, тобто застосування турбіни перерозширення. Отримана в турбіні перерозширення потужність витрачається на стиснення відпрацьованих газів до атмосферного тиску компресором, а надлишкова потужність (понад споживаної компресором) може передаватися на гребний вал або використовуватися для приводу електрогенератора [159, 160].

Схема додаткового контуру ГТУ із турбіною перерозширення і цикл такої установки наведено на рис. 1.18. Принцип роботи установки полягає в наступному: газ із тиском P_4 , що дорівнює атмосферному, і високою температурою (400–600 °С) після основної (силової) турбіни надходить на допоміжну турбіну, де політропні

розширюється до тиску $P_5 = 0,35 \cdot 10^5$ Па (процес 4–5 на рис. 1.18, б). З метою зменшення роботи стиснення в компресорі газ охолоджують в холодильнику (процес 5–6). Внаслідок наявності аеродинамічного опору ΔP в теплообмінному апараті тиск $P_6 < P_5$. Холодний газ з температурою, наприклад, $t_3 = 50$ °С (в залежності від температури охолоджуючої середовища) стискається турбокомпресором до атмосферного тиску (політропний процес 6–7). На T–S - діаграмі (рис. 1.18, б) ізобарний процес 7–1, що замикає цикл є умовним.

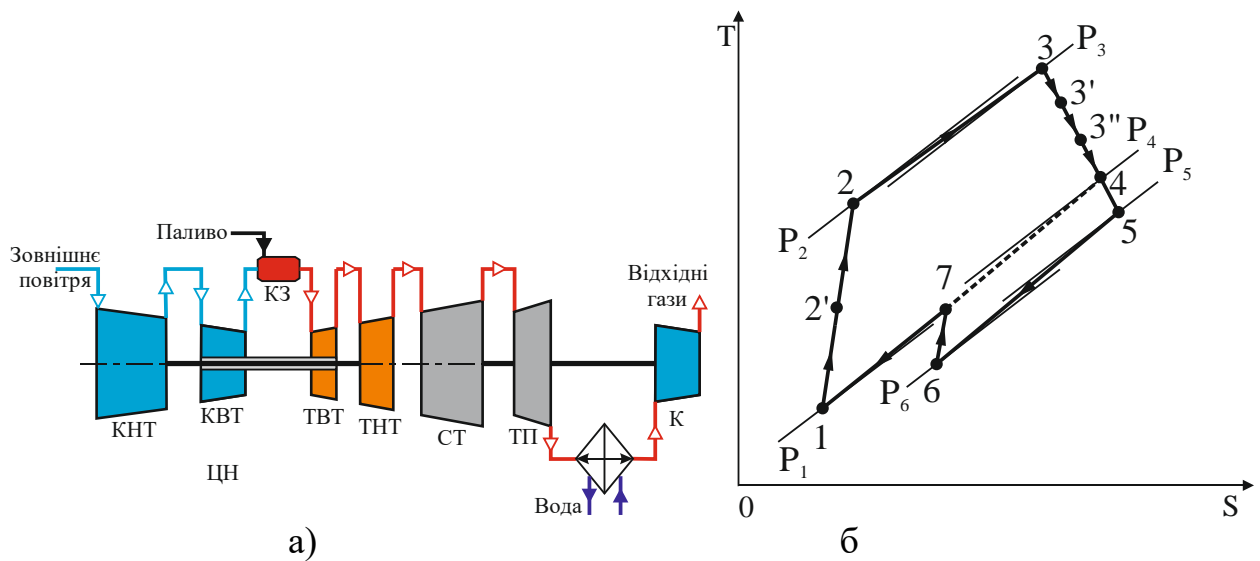


Рис. 1.18. Схема (а) та цикл (б) установки із турбіною перерозширення:
 ГТ – турбіна ГТУ; КС – камера згоряння; Т – турбіна перерозширення; К1, К2 – компресор; ОГ – охолоджувач газа

В процесі функціонування за силовою турбіною ГТУ створюють розрядження порядку 0,09 МПа, що веде до зростання питомої потужності і економічності на 14–18 % [160]. Недоліком такого рішення для ГТУ є складна і габаритна конструкція, яка вимагає наявності турбіни перерозширення і дотискуючого компресора, що веде до зниження ефективності в цілому.

1.5. Принципи та перспективи застосування струминних апаратів в контурах використання вторинної теплоти енергетичних установок.

Струминними апаратами називаються пристрої, в яких здійснюється процес інжекції або ежекції, що полягає в передачі кінетичної енергії одного потоку іншому потоку шляхом безпосереднього контакту (змішування) [35, 161]. Потоки, які змішуються можуть перебувати в одній і тій же фазі (рідина, пара, газ) або в різних фазах (наприклад, пара і рідина, газ і тверде тіло та ін.). У процесі змішування фазовий стан змішуваних потоків може залишатися незмінним або ж змінюватися (наприклад, пара може перетворитися в рідину). Потік, що вступає в процес змішування з більшою швидкістю, називається робочим, з меншою швидкістю – ежектованим. Як правило, в струменевих апаратах відбувається спочатку перетворення потенційної енергії і теплоти в кінетичну енергію. У процесі руху через проточну частину струменевого апарату відбувається вирівнювання швидкостей змішуваних потоків, а потім зворотне перетворення кінетичної енергії змішаного потоку в потенційну енергію або теплоту. Зазвичай тиск змішаного потоку на виході з струминного апарату вище тиску ежектованого потоку перед апаратом, але нижче тиску робочого потоку.

Основні елементи апарату: робоче сопло, приймальня камера, камера змішання, дифузор (рис. 1.19).

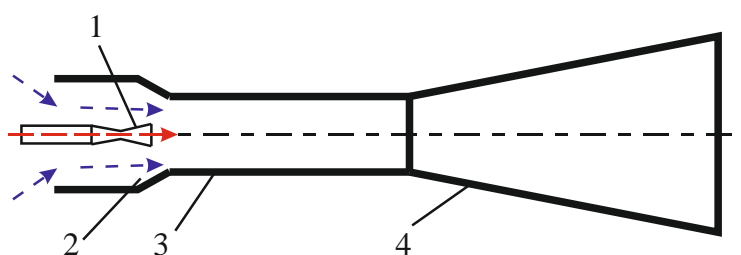


Рис. 1.19. Принципова схема ежектора [35]

Потоки робочого та ежектованого середовища надходять в камеру змішання, де відбувається вирівнювання швидкостей, що супроводжується підвищенням тиску. З камери змішання потік надходить в дифузор, де відбувається подальше зростання тиску. Тиск змішаного потоку на виході з дифузора вище тиску ежектованого потоку, що надходить в приймальну камеру. Підвищення тиску ежектованого потоку без

безпосередньої витрати механічної енергії є важливою якістю струменевих апаратів. Завдяки цій якості використання струменевих апаратів в багатьох галузях техніки дозволяє отримувати більш прості і надійні технічні рішення в порівнянні з застосуванням механічних нагнітачів (компресорів, насосів, газодувок, вентиляторів і ін.).

Простота схем включення струменевих апаратів в різні установки поряд з простотою їх конструкції, а також простотою їх виготовлення забезпечили широку область використання цих апаратів в техніці. Процеси, що відбуваються в струменевих апаратах, залежать в першу чергу від агрегатного стану взаємодіючих середовищ. З цих позицій можна все струменеві апарати розбити на наступні три групи:

1) апарати, в яких агрегатний стан робочого та ежектованого середовища однаковий;

2) апарати, в яких робочий і ежектований потоки знаходяться в різних агрегатних станах, що не змінюються в процесі змішування цих потоків;

3) апарати із змінним агрегатним станом середовищ. У цих апаратах робочий і ежектовані потоки до змішання знаходяться в різних фазах, а після змішування – в одній фазі, тобто в процесі змішування змінюється агрегатний стан одного з потоків.

До першої групи належать газо-, пароструменеві компресори, ежектори і інжектори, а також струменеві насоси. До другої групи належать струменеві апарати для пневмотранспорту, водоповітряні ежектори і струменеві апарати для гідротранспорту. До третьої групи відносяться пароводяні інжектори і струменеві підігрівачі.

Робота рівнофазних апаратів з пружними середовищами залежить значною мірою від ступеня стиснення інжектованого середовища, а також від ступеня розширення робочого середовища. За ступенем стиснення і ступеня розширення рівнофазові струменеві апарати для пружних середовищ можна класифікувати в такий спосіб [35]:

1) апарати з великим ступенем розширення і помірним ступенем стиснення. Такі апарати називаються газоструминними або пароструминними компресорами. Робочою і ежектованим середовищами в цих апаратах є пара або газ. Ступінь розширення робочого потоку в компресорах велика. Ставлення тисків робочого і ежектованого потоків перед компресором у багато разів більше критичного відношення тисків. Ступінь стиснення, що розвивається такими апаратами, зазвичай знаходиться в межах $2,5 > p_c/p_{я} > 1,2$. До них відносяться апарати для підвищення тиску відпрацьованої пари, газу в мережі та ін.

2) апарати з великим ступенем розширення і великим ступенем стиснення. Такі апарати зазвичай застосовуються в установках, де потрібно підтримувати глибокий вакуум – газоструминні або пароструминні ежектори. Ступінь стиснення, що створюється такими апаратами – $P_c / P_H > 2,5$;

3) апарати з великим ступенем розширення і малим ступенем стиснення – газоструминні або пароструминні інжектори. Робоче і ежектоване середовище в цих апаратах є пара або газ. Ступінь розширення робочого потоку в інжекторах значна, але ступінь стиснення мала і складає $< 1,2$. До таких апаратів відносяться: дугтьові інжектори топкових пристроїв котлів і котельних установок, повітряні обдувальні інжектори, газові інжекційні пальники та ін.

На практиці застосовуються також рівнофазові струменеві апарати, в яких властивості стисливості робочого і ежектованого потоків не виявляються – струминні насоси. Робочим і ежектованим середовищем в цих апаратах в більшості випадків є рідина. До таких апаратів відносяться водоструминні насоси для відкачування води з свердловин і колодязів; елеватори, які широко використовуються в теплофікаційних системах для приєднання опалювальних установок до водяних теплових мереж та ін. Робочим і ежектованим середовищем в струменевих насосах може бути також газ або пара, але в цьому випадку ступінь розширення робочого тіла повинна бути значно менше критичного відношення тиску, а також повинна бути мала ступінь стиснення $< 1,2$.

Разнофазові струменеві апарати залежно від пружних властивостей взаємодіючих середовищ можна розділити на три типи:

- 1) апарати з пружною робочим і непружним ежектованим середовищем. До них відносяться пневмотранспортні струменеві апарати (газ ежектує сипуче тверде тіло або рідину);
- 2) апарати з непружним робочим і пружним ежектованим середовищем. До них відносяться рідинно-газові ежектори, наприклад водо-повітряні ежектори;
- 3) апарати, в яких обидві середовища непружні. До них відносяться апарати для гідротранспорту твердих сипучих тіл, в яких рідина ежектує сипуче тверде тіло. стояння одного з взаємодіючих потоків, можна розділити на два типи.

Газові ежектори використовуються зокрема для зниження температурного поля продуктів згорання газотурбінного двигуна [162]. В даній роботі метою дослідження було зниження температури газовихлопу і отримання рівномірного поля температури на виході з ежектора. Рівномірність поля температур означає, що гарячий потік продуктів згорання повністю перемішався з повітрям, який ежектує з навколишнього середовища.

Газорідинні ежектори отримали широке застосування в пожежній техніці, які використовуються для отримання водо-повітряного струменя і подачі суміші на відстань, для гасіння вогнищ полум'я [162].

В даний час розроблені різноманітні конструкції ежекторів. При аналізі існуючих ежекторних конструкцій в різних областях їх застосування можна виділити наступні основні види.

Широке застосування отримали струменеві ежектори (рис. 1.20, *a*) [33, 35, 163–165]. Призначені для перекачування середовищ в різних агрегатних станах. Існують різні типи, конструкції, в залежності від середовища, що перекачується, заданих параметрів, призначення і застосування і служать для перекачування розчинів солей, кислот, забруднених рідин з розчиненими агресивними домішками, з виваженими абразивними частинками. Так само служать для змішування різних рідин, з різною густиною і агрегатними станами. Застосовується як гідротранспорт сипучих, абразивних матеріалів по трубопроводах. Перевагами струменевих ежекторів служать: відсутність рухомих деталей, малі габаритні розміри і маса, простота

обслуговування. До недоліків можна віднести, що для установки в кожну конкретну технологічну схему потрібна індивідуальна підгонка параметрів.

Струменеві ежектори широко використовують при виготовленні струменевих насосів. Існують широко розповсюджені конструкції парового (рис. 1.20, б) [35, 164] та пароструминного ежекторів (рис. 1.20, в) [165].

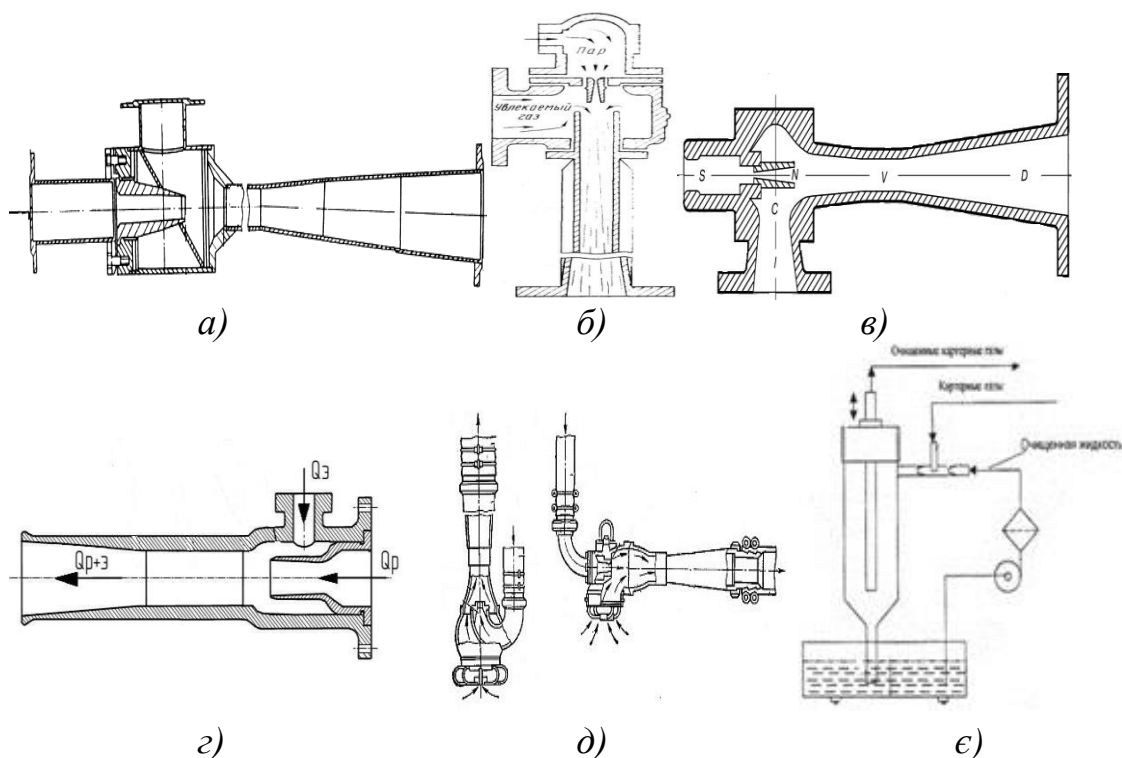


Рис. 1.20. Типові конструкції ежекторів: а) – струменеві ежектори; б) – паровий ежектор; в) пароструминний ежектор; г) – газоструминні ежектори; д) – водоструминні насоси; е) – ежектори в картері автомобіля

Великого поширення набули конструкції газоструминних ежекторів (рис. 1.20, г) [35]. Область застосування газоструминних ежекторів:

1) відкачування гарячих, заплених, вибухонебезпечних, радіоактивних, біологічно небезпечних газів і повітря з летючими ефірними, спиртовими, фенольними і т.п., вентилування замкнутих приміщень, глухих вибоїв, колодязів, колекторів;

2) організація екстреної повітроподачі, подача високотемпературних димових газів в сушильні установки;

3) завантаження, вивантаження і пневмотранспорт вугільного пилю, золи, цементу, гіпсу, деревної стружки, зерна, борошна, цукрової пудри, сухого молока, концентратів, сорбентів, інших сипучих середовищ і т.д.

Водоструминні насоси – це струменеві насоси, в якому одне рідке середовище переміщується із зовнішнім потоком іншого рідкого середовища (рис. 1.20, д) [35, 165]. Областю застосування водоструминних (гідроструминних) ежекторів є: створення і підтримання вакууму в вакуумних деаераторах, конденсаторах парових турбін, конденсація вихлопу пароструминних ежекторів, турбін, іншого енергетичного обладнання, відсмоктування повітря і газу з металургійних ливарних форм і т.д.

Відомо також, що відпрацьовані гази, які утворилися при роботі двигуна містять не тільки вуглекислий газ (CO_2) і воду (H_2O), а й побічні токсичні продукти згоряння (оксиди азоту, що міститься в повітрі; сірчисті з'єднання, які присутні в паливі і маслах нафтового походження; хімічні елементи, наприклад, свинець і барій, що входять до складу палива і масла). Для нейтралізації цих з'єднань застосовуються ежектори в картері автомобіля (рис. 1.20, е) [167].

Також існують вакуумні одноступінчасті і багатоступінчасті ежектори, базові та лінійні ежектори, компактні ежектори [35, 164].

Перспективним напрямком застосування струминних (ежекторних) технологій є створення контурів утилізації теплоти енергетичних установок на базі тепловикористовуючих холодильних машин.

Тепловикористовуючі холодильні машини, на відміну від класичних і найбільш розповсюджених парокompресорних холодильних машин, виробляють холод споживаючи при цьому в основному низькопотенційну теплову енергію, а також невелику кількість електричної енергії на привод циркуляційного насосу.

Останнім часом, у зв'язку із активним розвитком енергозберігаючих і енергоефективних технологій для суднової та стаціонарної (в т.ч. муніципальної) енергетики, одним з перспективних напрямів є використання тепловикористовуючих холодильних машин для систем кондиціонування повітря та рефрижерації у складі установок комбінованого виробництва енергії (когенерації, тригенерації).

На сьогоднішній день, серед тепловикористовуючих холодильних машин застосовують наступні: абсорбційні холодильні машини; турбокомпресорні холодильні машини; ежекторні холодильні машини [33, 168, 169].

Вельми перспективним є застосування ежекторних холодильних машин (ЕХМ), які по енергетичній ефективності хоча і поступаються абсорбційним холодильним машинам [170], зате перевершують їх за малогабаритні показниками. В якості робочого тіла (холодоагента) можуть застосовуватися вода і низькокиплячі речовини (хладони). Володіючи всіма перевагами водяних ЕХМ, хладонові вигідно відрізняються від останніх відсутністю вакууму, можливістю отримання більш низьких температур ($t_0 = -30 \dots +15 \text{ }^\circ\text{C}$) [33, 168, 169, 171], простотою і компактністю. Однак, їх теплова ефективність недостатньо висока: тепловий коефіцієнт $\zeta = 0,2-0,4$ [168, 169, 172].

Систематичні дослідження ЕХМ на низькокиплячих речовинах (хладонах) почали проводитися з 50–60-х років ХХ сторіччя [34, 168, 169, 172–200]. Підвищення енергетичної ефективності ЕХМ здійснювалося в наступних напрямках:

- вибору раціонального робочого тіла із максимальним значенням теплового коефіцієнта [31, 34, 171, 173–175, 178, 182, 186, 189, 191, 201, 202];
- вдосконалення конструкції проточної частини струминного апарату [33, 35, 166, 172, 194, 198, 201, 203, 204–206];
- розробки раціональних схемних рішень та циклів ЕХМ [31, 33, 168, 169, 198–200, 207, 209, 210];
- виключення зі складу ЕХМ складних за конструкцією та в експлуатації насосів високого тиску [195–197, 211–213].

Принципова схема та цикл традиційної ЕХМ показані на рис. 1.21. ЕХМ працює наступним чином: ежектор всмоктує пару з випарника, використовуючи енергію робочої пари високого тиску (точка 8), що надходить із генератора пари і розширюється в його соплі до тиску (точка 9) дещо меншого, ніж тиск пари на виході з випарника (точка 2), та стискає її до тиску конденсації (точка 4): процеси 6–1 та 7–8 – кипіння у випарнику та генераторі робочої пари високого тиску; 8–9 – розширення робочої пари в соплі ежектора; 1–2 – зниження тиску пари, всмоктуваної з випарника,

у приймальній камері ежектора; 2–3 та 9–3 – змішування холодної пари з випарника та пари на виході з сопла ежектора; 3–4 – підвищення тиску парової суміші в камері змішування та в дифузорі ежектора. Стиснена ежектором пара конденсується в конденсаторі (процес 4–5). Рідкий холодоагент розділяється на два потоки: перший дроселюється у дросельному вентилі (процес 5–6) та випаровується у випарнику (процес 6–1), другий – стискується в насосі до високого тиску (процес 5–7) та випаровується в генераторі (процес 7–8).

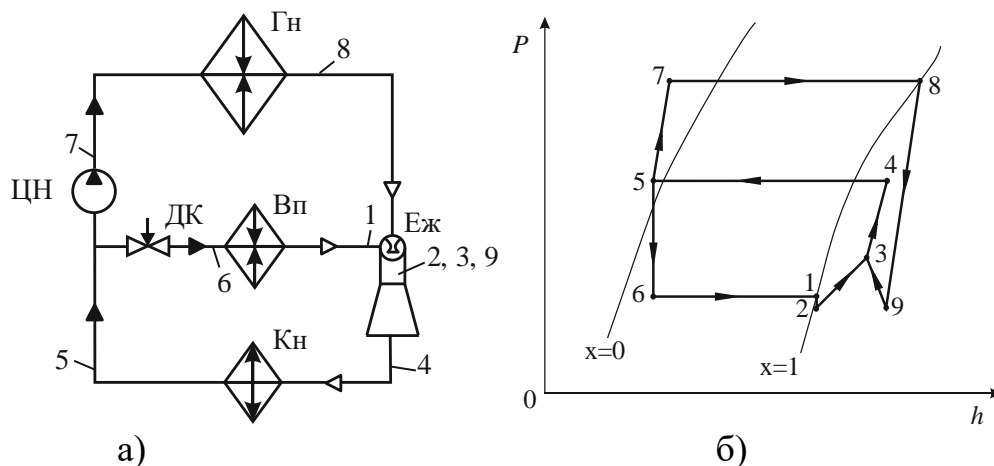


Рис. 1.21. Схема (а) та цикл (б) ежекторної холодильної машини: Еж – ежектор; Кн – конденсатор; ДК – дросельний вентиль; Вп – повітроохолоджувач; Цн – насос; Гн – генератор робочої пари

Теоретичне та експериментальне дослідження ЕХМ проводилося з використанням холодоагентів R11, R12, R21, R40, R113, R114, R123, R134a, R141b, R142b, R152a, R290, RC318, R500, R600, R600a, R717, R744 [31, 34, 168, 169, 171, 173–175, 178, 182, 186, 191, 201, 202, 205]. За результатами досліджень [190, 191] встановлено, що одними з найбільш ефективними з точки зору енергетичної, економічної, екологічної та експлуатаційної ефективності є холодоагенти R142b і R600.

Одним з перспективних напрямків є також застосування ЕХМ у складі когенераційних або тригенераційних установок, де ЕХМ може застосовуватися для систем кондиціонування повітря разом із абсорбційною холодильною машиною (каскадний цикл) або із парокompresорною холодильною машиною [173–175]. Такі схемні рішення можуть бути використанні разом із забезпеченням раціональної

організації робочих процесів в теплообмінних апаратах ЕХМ (конденсатор, генератор пари, випарник) за рахунок інтенсифікації процесів теплопередачі [214], що дозволяє додатково підвищити тепловий коефіцієнт ζ .

1.6. Особливості теплофізичних процесів в аеротеромопресорах за наявності ефекту термогазодинамічної компресії.

З метою пошуку резервів підвищення ефективності утилізації теплоти енергетичних установок тепловикористовуючими контурами на основі як тепловикористовуючих холодильних машин, так методів і способів охолодження циклового, наддувного повітря або повітря на вході, можна звернутися до ефекту термогазодинамічної компресії (термопресії). Ефект термогазодинамічної компресії полягає в підвищенні тиску при одночасному зниженні температури в процесі випаровування дрібнодисперсної рідини, яка впорскується в потік пари (газу), що рухається із швидкістю біля звукової [215, 216].

В техніці широко використовуються процеси, в яких рух газу по каналах відбувається при різноманітних зовнішніх діях. До них можна віднести зміну площі поперечного перетину каналу, обмін енергією з навколишнім середовищем у вигляді передачі механічної енергії або теплоти, тертя о стінки каналу, зміна витрати газу унаслідок підведення рідини у потік, процес механічної і теплової взаємодії крапель рідини з потоком газу та ін.

Інтенсивне підведення тепла викликає збільшення аеродинамічного опору, а відведення – його зменшення [215, 217]. При інтенсивному відведенні тепла і відповідної організації робочого процесу виявляється можливим не тільки значне зменшення опору, але і збільшення повного тиску в потоці газу. В цьому випадку за рахунок переважаючої теплової дії (відведення теплоти) відбувається підтискання газового потоку [215, 217].

Відведення теплоти може здійснюватися шляхом випарного охолодження уприскуваної в газовий потік охолоджуючої рідини. Можливість протікання процесу з підвищенням повного тиску потоку при випарному охолодженні вперше

теоретично була показана в роботі [215].

Апарат, в якому за рахунок відведення теплоти від газового потоку відбувається збільшення повного тиску газу, отримав назву *аеротермопресора (або термопресора)* [218–222].

Відведення теплоти може здійснюватися шляхом контактного теплообміну через стінки каналу і шляхом випарного охолодження уприскуваної в газовий потік охолоджуючої води. Можливість протікання процесу з підвищенням повного тиску потоку при випарному охолодженні вперше теоретично була показана Л.А. Вулісом [215] в 1946 р.

Питання теорії робочого процесу, конструювання і експериментального дослідження термопресора широко представлені в роботах [216, 223–230].

В реальному термопресорі процес розширення газу відбувається в добре спрофільованому соплі практично адіабатно. У вузьку частину сопла, де потік газу рухається із швидкістю $(0,5...0,9)M$, подається потік охолоджуючої води, що механічно дрібно розпилюється. В ділянці випаровування відбувається взаємодія цих потоків, що виражається в розгоні і дробленні крапель і деякому гальмуванню газового потоку, підігріві і випаровуванні крапель, охолодженню газу. Утворюється двофазний потік, що рухається із великою швидкістю, в якому відбуваються процеси тепло- і масообміну, зміна складу парогазорідинної суміші і всіх параметрів потоку. Ці процеси в тому або іншому ступені продовжуються і в дифузорі, де відбувається загальне уповільнення потоку і збільшення статичного тиску.

В аеротермопресорі (рис. 1.22) процес розширення газу відбувається дозвуковому соплі адіабатно. Рекомендована швидкість газу (пари) складає $(0,5–0,9)M$. В секцію сопла (конфузора) подається охолоджуюча рідина, що механічно дрібно розпилюється спеціальною форсункою. На ділянці випаровування відбувається взаємодія цих потоків, і, як наслідок, відбувається розгін, дроблення, підігрів і випаровуванні крапель, а також охолодження газу. Утворюється двофазний потік, в якому відбуваються процеси тепло- і масообміну, зміна складу парогазорідинної суміші, а також всіх параметрів газового (парового) потоку. Ці процеси продовжуються в дифузорі, де відбувається загальне уповільнення потоку і

збільшення статичного тиску [216, 231, 221].

Розгляд роботи реального термопресора, проведений рядом авторів [216, 219, 221, 232], показує, що при русі паро-газорідинної суміші в секції випаровування можна виділити три характерні режими (рис. 1.22):

1) Режим I: вплив опору крапель рідини переважає над позитивним ефектом випаровування і визначає поведінку газового потоку. Відбувається збільшення швидкості, зниження статичного тиску, а температура рідини підвищується, наближаючись до температури насичення.

2) Режим II: визначальним процесом є випаровування рідини. Швидкість потоку зменшується, а повний і статичний тиск зростають. В цьому режимі позначається уповільнююча дія газу на рідину, оскільки в деякій області рідина може мати швидкість, більшу, ніж швидкість газу. Поступово швидкість випаровування зменшується. Це викликано тим, що зменшується площа поверхні крапель і знижується різниця в швидкості і температурі фаз.

3) Режим III: поверхневе тертя (на режимі I і II було відносно незначним) стає переважаючим чинником.

Робочий процес реального аеротермопресора бажано організувати так, щоб звести до мінімуму втрати енергії в режимі I і повністю виключити режим III (рис. 1.22) [222]. Потік повинен поступати в дифузор зразу ж після закінчення режиму II або режим II повинен поширюватися також і на дифузор. В дифузорі відбувається зниження швидкості парогазової суміші і підвищення статичного тиску. Важливо, щоб цей процес відбувався при мінімальному аеродинамічному опорі – для цього можна запропонувати вприскувати рідини більше ніж необхідно для випаровування, таким чином забезпечуючи неповне випаровування.

Далі в секції випаровування і дифузорі відбуваються описані вище процеси. Проте в цьому випадку ефективність роботи підвищується унаслідок кращого розпилення і перемішування охолоджуючої рідини з потоком газу.

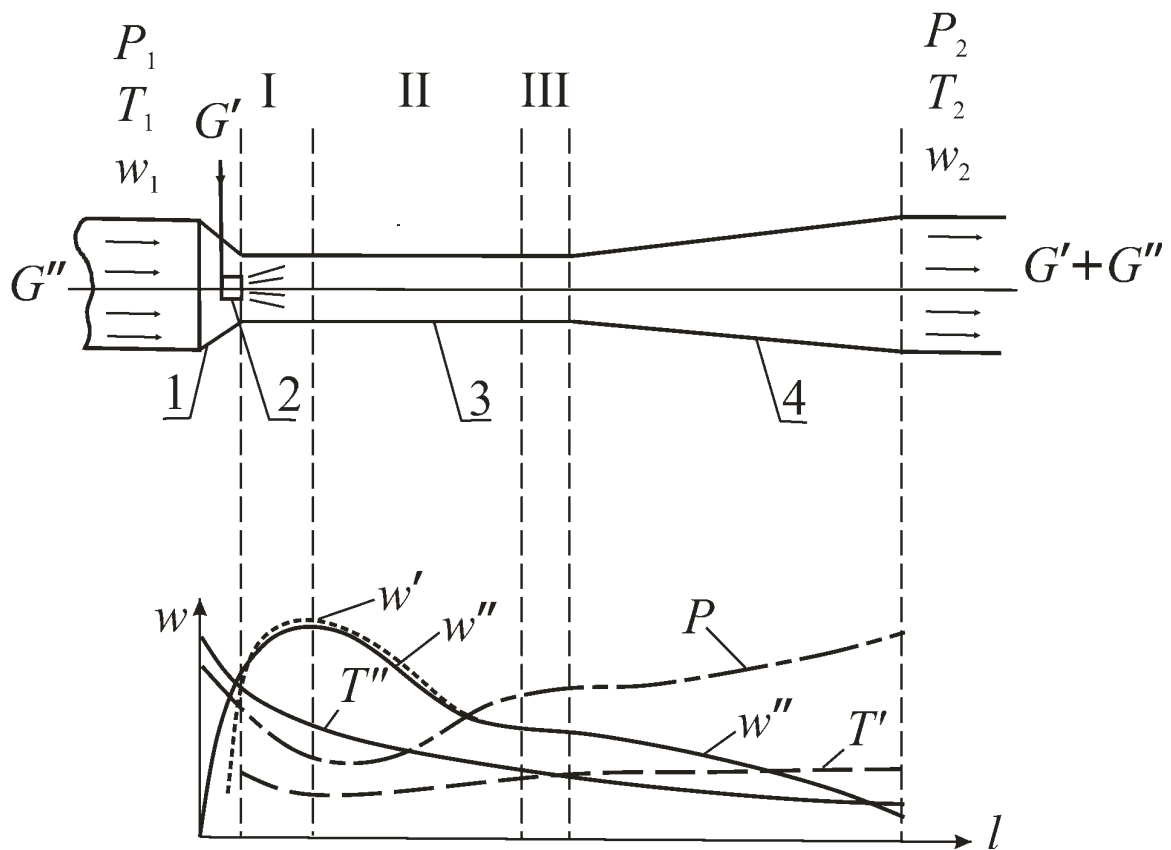


Рис. 1.22. Основні режими робочого процесу аеротермопресора [216].

Підвищення початкової температури газу до певної величини сприятливо позначається на роботі аеротермопресора [221]. Висока початкова температура забезпечує інтенсивний процес випаровування, в зв'язку, з чим робота може відбуватися при більш високих швидкісних режимах, оскільки протягом майже всього процесу випаровування забезпечується значна різниця температур між фазами. Проте при дуже високих початкових температурах втрати енергії на розгін і транспортування рідини можуть перевищити позитивний ефект випаровування ступінь, оскільки, підвищення повного тиску зменшуватиметься із зростанням початкової температури [216].

На сьогоднішній день, накопичено достатньо великий досвід застосування аеротермопресора та технологій на його основі для охолодження відхідних газів енергетичних установок на базі ДВЗ та ГТУ, повітря [215–217, 221, 223, 225–227, 233, 234], а також проміжного охолодження в двоступінчастих аміачних парокомпресорних холодильних машинах [228].

Аеротермопресор можливо також використати як засіб підвищення енергетичної ефективності ЕХМ, наприклад, для охолодження пари перед конденсатором. При цьому аеротермопресор буде являти собою багатофункціональний апарат (теплообмінник), в якому буде відбуватися охолодження пари холодоагенту та одночасне підвищення тиску. З одного боку, це дозволить збільшити тепловий коефіцієнт ζ ЕХМ за рахунок збільшення коефіцієнта ежекції U при зменшенні степені підвищення тиску в ежекторі ЕХМ. З іншого боку, зменшить теплове навантаження на конденсатор ЕХМ при охолодженні пари холодоагенту до стану насичення.

Треба відзначити, що ефективність застосування ефекту термогазодинамічної компресії в тепловикористовуючих ЕХМ багато в чому залежить від термодинамічних та теплофізичних властивостей холодоагенту. Тому доцільним є визначення такого холодоагенту, який би забезпечив найбільше підвищення тиску (термогазодинамічна компресія) при однакової ефективності охолодження пари. Раціональний вибір такого холодоагенту забезпечить максимальне підвищення теплового коефіцієнту ЕХМ ζ , а відтак, більш ефективне використання вторинних енергетичних ресурсів енергетичних установок.

1.7. Висновки по розділу та постановка завдань досліджень.

1) Наведено аналіз сучасного стану і особливостей утилізації теплоти вторинних енергетичних ресурсів енергетичних установок. Показано аналіз структури теплових втрат в енергетичних установках на базі ДВЗ. Виявлено резерви скорочення споживання паливно-енергетичних ресурсів енергетичними установками

шляхом утилізації їх скидної теплоти. Показано, що найбільш доцільним є утилізація теплоти відхідних газів і циклового або наддувного повітря енергетичних установок.

2) Проведено аналіз сучасних способів використання упорскування води для стаціонарних та суднових енергетичних установок на базі ДВЗ з метою покращення енергетичних та екологічних характеристик.

3) Проаналізовано способів використання технологій рециркуляції відхідних газів для енергетичних установок та виявлені резерви для застосування випарного (контактного) охолодження для підвищення енергетичної ефективності цих технологій.

4) Проаналізовано існуючі способи підвищення енергетичної ефективності для стаціонарних та суднових ГТУ. Показано, що одним із перспективних напрямків підвищення ефективності є застосування проміжного охолодження циклового повітря контактними та поверхневими теплообмінними апаратами. Обґрунтовано доцільність застосування ефекту термогазодинамічної компресії в системах утилізації теплоти відхідних газів енергетичних установок, зокрема в контурах перерозширення, з метою підвищення енергетичної ефективності самих установок.

5) Обґрунтовано доцільність застосування ефекту термогазодинамічної компресії в системах охолодження циклового або наддувного повітря енергетичних установок. аеротермопресорне охолодження може дозволить з одного боку забезпечити інтенсивне охолодження повітря, а з другого – забезпечить значно більш ефективне розпилення води в потоці газу зі швидкістю біля звукової.

6) Показані та проаналізовані принципи та перспективи застосування струминних апаратів в контурах використання вторинної теплоти енергетичних установках, а тому числі як контактних апаратів для охолодження повітря та відхідних газів в ДВЗ та ГТУ або компресорів в тепловикористовуючих холодильних машинах.

7) Показані та проаналізовані особливості реалізації робочих процесів при наявності ефекту термогазодинамічної компресії в аеротермопресорі та виявлені основні напрямки підвищення його ефективності та підвищення надійності в процесі експлуатації.

8) На основі здійсненого аналізу сформульовані основні задачі дослідження, а також мета, об'єкт та предмет дослідження, які наведені в основній характеристиці роботи, що представлено у вступі.

РОЗДІЛ 2. МЕТОДОЛОГІЯ НАУКОВОГО ДОСЛІДЖЕННЯ. ОБҐРУНТУВАННЯ НАПРЯМУ ДОСЛІДЖЕННЯ. ПОСТАНОВКА НАУКОВОЇ ПРОБЛЕМИ ТА ГІПОТЕЗ.

2.1. Сучасний стан і особливості охолодження наддувного повітря ДВЗ. Обґрунтування гіпотези підвищення ефективності ДВЗ застосуванням аеротермопресорних технологій.

Охолодження наддувочного повітря застосовують для досягнення двох цілей: підвищення потужності і зниження теплового навантаження деталей циліндр поршневої групи двигуна. Охолодження повітря дозволяє збільшити його густину а отже і масу заряду циліндра двигуна. Збільшення маси заряду повітря в циліндрі дозволяє спалювати більшу кількість палива і виконати основну задачу наддуву – збільшити потужність двигуна.

Постійність потоку газу в турбіну дозволяє отримати більш високі значення ККД турбокомпресора, що, в свою чергу, дає можливість у сучасних двигунах повністю перейти на газотурбінний наддув, відмовившись від використання підпоршневих порожнин та інших механічних нагнітачів у якості додаткових засобів забезпечення двигунів повітрям.

Охолодження заряду циліндру, поряд з підвищенням потужності двигуна, дозволяє покращити умови роботи деталей циліндропоршневої групи завдяки зниженню температури поршня, втулки і кришки циліндра, органів газообміну. У сучасних потужних суднових двигунів охолодження наддувочного повітря дозволяє підвищити навантаження двигунів до значень середнього ефективного тиску $p_e = 1400\text{--}2500$ кПа без перевищення допустимих значень величин показників теплової та механічної завантаженості двигунів. Згідно теплової та механічної завантаженості двигунів. Згідно опитних даних, застосування проміжного охолодження наддувочного повітря дозволяє підвищити потужність двигуна приблизно на 2,5–3,0% на кожні 10% зниження температури повітря.

Із зменшенням температури наддувного повітря, збільшенням повітряного заряду циліндра (коефіцієнт надлишку повітря α) і зниженням теплонапруженості ЦПГ (середньої температури газів в циклі) скорочується відведення теплоти від газів через стінки циліндра до охолоджуючої води, а, відтак, зростає кількість теплоти, що корисно витрачається, в циклі, що знижує питому витрату палива і підвищує індикаторний ККД. Тепловідвід до охолоджуючої води скорочується практично на ту ж величину, що і тепловміст наддувного повітря, і для тепловозів, наприклад, складає близько 3,0 % при зниженні тепловмісту на 3,75 %.

При зниженні температури наддувного повітря також має місце поліпшення екологічних показників ДВЗ в результаті зниження середньої температури в циклі. За даними для тепловозних ДВЗ [54] вміст оксидів азоту (NO_x) зменшується на 17 %, окислу вуглецю (CO) – на 15 %, димності випускних газів – на 20 % .

Компресори агрегатів турбонаддува сучасних суднових ДВЗ мають відносно високі ступені підвищення тиску $\pi_k = 3-5$. При цьому потужності компресора і турбіни приблизно рівні, а турбіна використовує практично весь теплоперепад випускних газів. В цьому випадку отримати додаткову енергію можна, тільки скорочуючи роботу стиснення в компресорі і розвантажуючи таким чином турбіну. Резерв потужності, що утворилася при цьому (різниця потужностей турбіни і компресора) можна використовувати для приводу, наприклад, повітряної холодильної машини (ПХМ) для охолодження зовнішнього повітря на вході в ТК і збільшення масового заряду циліндрів повітрям (збільшуючи при цьому подачу палива і зберігаючи незмінним коефіцієнт надлишку повітря, підвищують циліндрову потужність ДВЗ) або ж передавати надлишок потужності турбоагрегату на вал ДВЗ, тобто зменшити питому ефективну витрату палива b_e ДВЗ.

Зменшити роботу стиснення в компресорі можна охолодженням повітря, яке стискається, або ж проміжним охолодженням повітря між ступенями стиснення.

Проміжне охолодження наддувного повітря між ступенями стиснення можливо у разі застосування підтискаючого (бустерного) нагнітача в якості першої ступені. При цьому скорочується робота стиснення, але вже виключаються недолік, пов'язаний з попаданням краплинної вологи в проточну частину компресора. Можна

чекати, що таке промозлодження буде ефективним засобом підвищення циліндрової потужності при експлуатації ДВЗ в тропічних умовах при вологості повітря, близькій до стану насичення.

На рис. 2.1 наведено схеми систем охолодження наддувного повітря з одно та багато-ступінчастим стисненням повітря. За ОНП завжди встановлюються віддільники рідини (ВР), оскільки в ОНП має місце значне випадіння вологи.

Сучасні теплові двигуни мають достатньо високу організацію робочих процесів, що забезпечує високі економічні показники. Подальше вдосконалення ДВЗ з метою підвищення їх ефективності представляє собою досить складну задачу. В такому випадку раціональним резервом підвищення ефективності є вдосконалення систем, що обслуговують ДВЗ. Наприклад, системи охолодження наддувного повітря. Застосування традиційних систем (рис. 2.1) не дозволяє у повній мірі реалізувати усі резерви для вдосконалення.

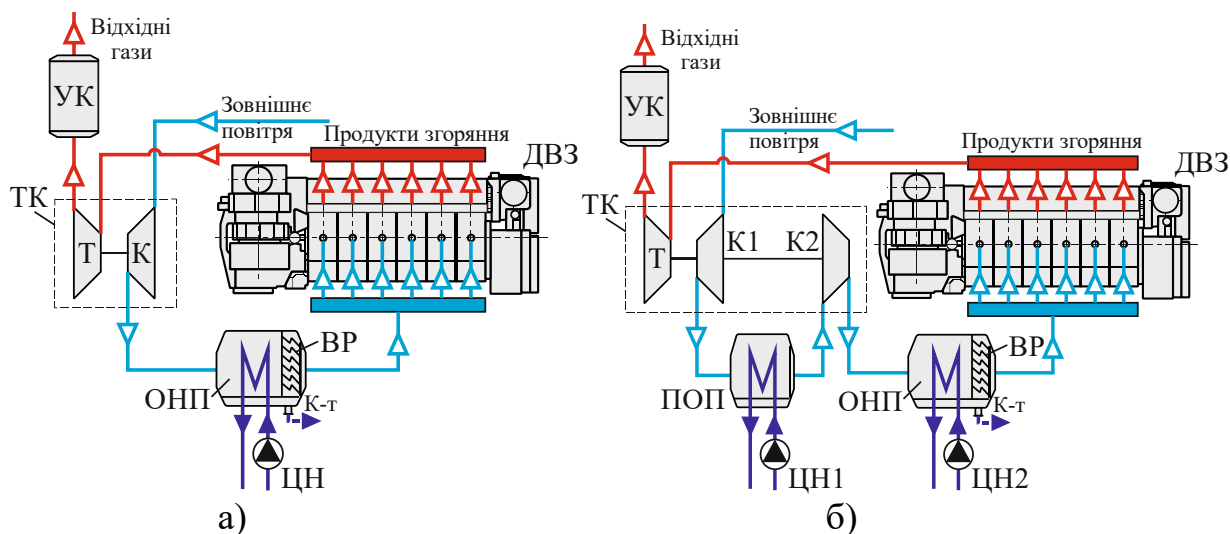


Рис. 2.1. Схеми систем охолодження наддувного повітря:

а) – одноступінчасте стискання наддувного повітря у ТК; б) – двоступінчасте стискання наддувного повітря у ТК; ВР – віддільник рідини; ОНП – охолоджувач наддувного повітря; ПОП – проміжний охолоджувач повітря; ТК – турбокомпресор; Т – турбіна; К, К1, К2 – компресори; ЦН1, ЦН2 – циркуляційні насоси; УК – утилізаційний котел.

В роботах [235] запропоновано комплексне використання внутрішнього охолодження повітря в компресорі турбонаддувного агрегату шляхом впрыску

охолоджуючої рідини і турбодетандерної системи для глибокого охолодження наддувного повітря. Така комплексна система дозволила забезпечити оптимальні параметри повітря на вході в циліндри двигуна, а також перерозподілити складові теплового та енергетичного балансу в сторону підвищення показників ДВЗ. Для тропічних умов експлуатації зниження питомої витрати палива склало 10–15 г/(кВт·год). при базовому $b_e = 260$ г/(кВт·час). Температура повітря в наддувному ресивері знижується для гвинтового компресора з 80–90 °С (базовий варіант) до 40 °С (з урахуванням додаткового охолодження в звичайному ОНП). Максимальна температура газу в циліндрі $T_z = 1700$ – 1800 К. Внутрішня потужність відцентрового компресора складає 44 кВт проти 50 кВт в базовому варіанті (зниження споживаної компресором потужності 12%), температура повітря за відцентровим компресором (при $\pi_k = 2,25$) 165 °С проти 260 °С. Витрата повітря 0,35 кг/с, його початкова температура на всмоктуванні компресора $t_0 = 40$ °С, кінцева температура стиснення з уприскуванням води 65 °С, витрата уприскуваної води 0,0096 кг/с, тобто 27 г на 1 кг повітря.

Недоліками цього способу є:

1) упродовження випарного охолодження стримується трудністю створення форсунок-розпилювачів, що забезпечують утворення крапель розміром не більше 4,5 мкм. Крупні ж краплі, по-перше, викликають ерозію лопаток компресора, а по-друге, через їх неповне випаровування мають місце непродуктивні витрати потужності компресора на транспортування баластної води, що не випарилася, і це, у свою, чергу зводить нанівець позитивний ефект;

2) падіння ефективності у разі підвищеного вологовмісту зовнішнього повітря (в літній час або в тропічних умовах) і, відповідно, скорочення його вологопоглинаючої здатності.

Такий спосіб з уприскуванням буде ефективним тільки у випадку відповідного дрібного (високодисперсного) розпилу рідини. Застосування механічних форсунок для організації розпилу не досить ефективно, до того ж це призводить до додаткових аеродинамічних опорів і звісно втрат тиску, що зменшує ефект від вприскування води. Зважаючи на це термопресорне охолодження може дозволити з одного боку

забезпечити інтенсивне охолодження повітря, а з другого – забезпечить значно більш ефективне розпилення води в потоці газу зі швидкістю біля звукової.

Відомий спосіб використання енергії відхідних газів дизельних ДВЗ в газовій турбіні, що приводить надувний компресор підвищеного тиску (понад тиск наддуву), із наступним зниженням температури стисненого повітря спочатку у водяному охолоджувачі наддувного повітря (ОНП), точніше охолоджувачі ГПС, а потім у процесі розширення в турбодетандері до необхідного тиску наддуву двигуна [236–240]. У роботах [42, 43, 44, 241] показана доцільність використання надлишкової енергії відхідних газів дизельних ДВЗ у турбодетандерних холодильних машинах (ТДХМ) для попереднього охолодження зовнішнього повітря на вході ТК.

Зважаючи на вище викладене сформульовано наступні гіпотези:

1) охолодження наддувного повітря ДВЗ аеротермопресором забезпечує підвищення ККД та скорочення споживання палива завдяки зниженню температури та збільшенню тиску стисненого (наддувного) повітря і, як наслідок, зменшенню витрат потужності на стискання;

2) екологічне зволоження наддувного повітря ДВЗ аеротермопресором (термопресором) забезпечує зменшення викидів оксидів азоту у відпрацьованих газах;

3) змінні умови експлуатації енергетичних установок, а отже і теплового навантаження на аеротермопресорні апарати для охолодження наддувного повітря, потребують раціональної організації процесів термогазодинамічної компресії та визначення раціональної проектної величини підвищення тиску, яка забезпечувала б максимальний ефект (виробництво енергії, економію палива).

Наведені гіпотези обумовлюють наступний напрям дослідження – забезпечення ефективного перетворення енергії в ДВЗ застосуванням аеротермопресора (термопресора) для випарного контактного охолодження наддувного повітря з метою підвищення ККД, зменшення витрат палива та зменшення викидів оксидів азоту NO_x .

2.2. Використання технології упрскування води в газотурбінних установках. Обґрунтування підвищення енергетичної ефективності ГТД упрскування води в аеротермопресорами.

Головною метою при розробці технології упрскування води в компресор – було зниження роботи стиснення повітря (рис. 2.2) [229, 242, 243]. У 1968 р. фірмою Brown Boveri отримано патент на схему газотурбінної установки з упрскуванням води [244, 245]. Схема НАТ (Humidified Advanced Turbine або Humidified Air Turbine) запатентована в США [246] в 1989 р., в її основі лежить використання вологого повітря в циклі ГТУ шляхом упрскування води після компресора [247]. Наступним кроком вдосконалення подібної схеми було доповнення багатоступінчатим стисненням повітря і розширенням газу, в результаті з'явилося позначення СНАТ (Cascaded Humidified Advanced Turbine) [248, 249].

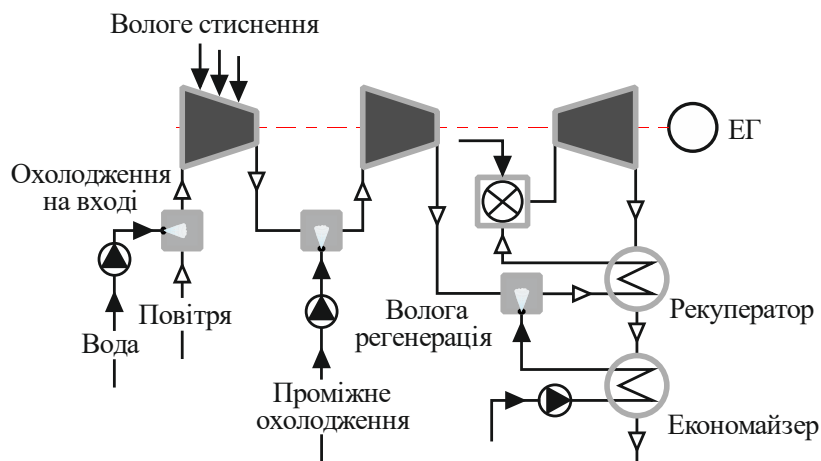


Рис. 2.2. Узагальнююча схема упрскування води (пари) на різних етапах по тракту газотурбінної установки.

В експериментальній двовальній газотурбінній установці АРТJ-100А було досліджено проміжне охолодження розпиленням рідини, тестування проводилося в Японії у 1984 році. Після випарного охолодження відносна вологість повітря становила 90%.

Варто відзначити вітчизняний проект, який реалізовано на ДП НВКГ "Зоря-Машпроект", а саме газопаротурбінну технологію "Водолій" (ГПТТ "Водолій"). Ця технологія не має аналогів в світовій науці та практиці і побудована на принципово

нових наукових та технічних рішеннях, які забезпечують різке скорочення витрат паливних ресурсів та низьке забруднення навколишнього середовища [250]. ГПТТ "Водолій" хоча і має достатньо високий ефективний ККД (42,02 %), але знаходиться на початку шляху свого подальшого вдосконалення, одним з яких є застосування контактного способу охолодження циклового повітря в межах перехідника між компресорами низького та високого тиску. Завдяки технології випаровування перегрітої відносно температури насичення води, її кількість можна збільшити до 7 % від витрати повітря, що забезпечує значне зменшення споживання роботи на привід компресора високого тиску. Отримане зменшення споживання роботи і одночасне збільшення при цьому кількості робочого тіла в циклі енергетичної установки надасть можливість підвищити її потужність з 16 до 20 МВт, а ефективний ККД при цьому зросте з 42 до 46 % [149].

Двоступеневе стиснення з проміжним упорскуванням води для охолодження було реалізовано фірмою General Electric (GE) під маркою SPRINT (Spray inter cooling). Розробки в цій галузі почали проводитися давно. Компанія GE успішно використовує запатентовану технологію SPRINT, що передбачає проміжне охолодження робочого тіла за рахунок упорскування диспергованої рідини між компресорами низького та високого тиску газової турбіни LM6000 PC (рис. 2.3), однією з найпопулярніших конверсійних газових турбін в діапазоні 40–50 МВт [156, 158, 251]. Система SPRINT дозволила підвищити вихідну потужність турбіни в умовах ISO більше, ніж на 8 %, а при температурі навколишнього середовища 32 °C показники вийшли на 32 % [143].

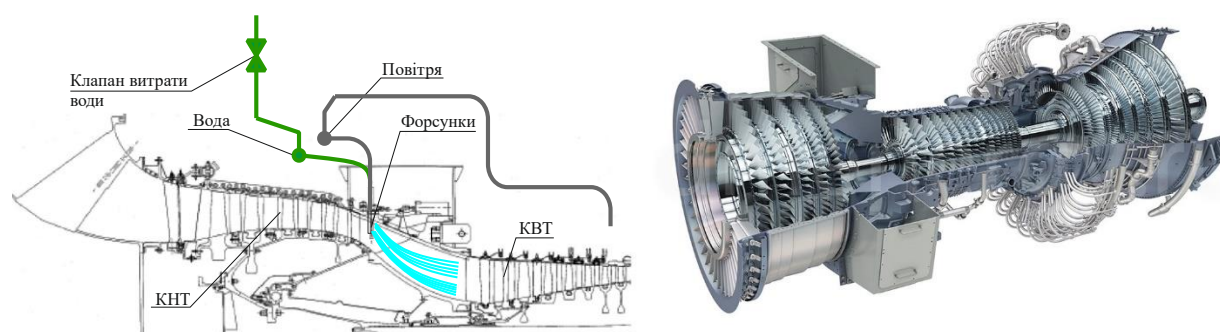


Рис. 2.3. Газова турбіна LM6000 PC SPRINT з проміжним охолодженням між компресорами низького та високого тиску [251].

Розпилювання води здійснюється через 24 форсунки, які знаходяться в перехіднику між компресорами [252]. Для розпилювання використовується повітря, яке відбирається від клапана перепуску, розташованого над 8-м ступенем КВТ. Подача води контролюється виходячи з графіка генерованої двигуном потужності. Для зниження впливу атмосферного повітря можливою є також подача води до вхідного пристрою КНТ. За даними на 2006 р. компанія продала близько 80 агрегатів з LM6000 PC SPRINT [251, 156].

Для підтримання вироблюваної потужності в жаркі літні дні "Hitachi, Ltd." розробила спеціальну систему впорскування води в проточну частину компресора ("Water Atomization Cooling"). Система "WAC" дозволяє за рахунок охолодження компресорного повітря на 5–10 % збільшувати потужність ГТД. Іншими її перевагами є деяке зниження концентрації оксидів азоту у відпрацьованих газах та очищення поверхні лопаток компресора. Кількість подаваної води не перевищує 1 % від масової витрати робочого тіла через компресор.

Способи розпилення води. В реальних умовах досягнення ефективного проміжного охолодження пов'язане з необхідністю вирішення ряду інженерних проблем, обумовлених наявністю негативних факторів супутніх упорскуванню води в тракт компресора [253]:

- 1) організація високодисперсного і рівномірного розпилення води, що упорскується.
- 2) сепарація крапель упорскуваної води на лопатках і корпусі компресора та пов'язані з цим можливі ускладнення в його роботі. Через недостатньо дрібне розпилення упорскуваної води, вже на перших ступенях компресора (за площею упорскування) відбувається інтенсивна сепарація крапель на робочих лопатках з утворенням плівок рідини, які під дією відцентрових і коріолісових сил рухаються по поверхні лопаток в радіальному, а під дією сил тертя повітряного потоку – ще й в поздовжньому напрямку. Рухомі плівки зриваються з кромки лопаток, в результаті чого формуються так звані вторинні краплі, значна частина яких потім сепарується на корпус компресора.

3) забезпечення достатньої інтенсивності випаровування упорскуваної води і супутнього йому охолодження потоку повітря, що стискається. З поверхні крапель, що знаходяться в потоці повітря, випаровується в кілька разів менше вологи, (частка випаровування з поверхні крапель, як правило, становить не більше 20%) ніж з поверхні плівок рідини на лопатках і корпусі компресора.

4) механічні втрати, зумовлені прискоренням крапель в потоці і гальмуванням обертових лопаток робочих коліс краплями при їх багаторазовому осадженні і зриві з поверхонь лопаток і корпусу; а також тертям, рідких плівок на поверхні лопаток і корпусі компресора. В результаті знижується внутрішній ККД ступенів і компресора в цілому.

5) захист поверхонь лопаток від краплеударної ерозії, що виникає при зіткненні з ними крапель упорскуваної води.

Дієвим способом запобігання сепарації крапель на поверхні лопаток є здійснення високодисперсного розпилу введеної рідини, при якому краплі мають здатність, рухаючись за повітряним потоком, обтікати лопатки, без співударяння з ними. Для цього необхідна реалізація технологій упорскування, що дозволять забезпечити тонке розпилення упорскуваної води у вигляді туману [254, 255].

Ефективність "вологого" стиснення в першу чергу залежить від інтенсивності випаровування і теплообміну крапель з потоком повітря, яка починає різко зростати при зменшенні ефективного діаметра розпилення крапель до 3 мкм. Відбувається це в результаті значного збільшення сумарної площі поверхні крапель, яка, в свою чергу, обернено пропорційна її середньому діаметру. При цьому сепарація крапель настільки малого розміру на поверхні лопаток майже відсутня, відповідно, різко знижуються і пов'язані з нею механічні втрати. Однак сучасні механічні та пневматичні форсунки не дозволяють здійснити розпилення води з отриманням ефективного діаметра крапель менше 30 мкм [253].

Діапазон діаметрів крапель в залежності від типу найбільш поширених форсунок [256] наведено в табл 2.1.

Табл. 2.1 Характерні показники способів розпилення [256].

Способи розпилення	Тиск, МПа	Діаметр крапель, мкм	КПД, %	Енерговитрати на розпилення, кВт/т води
Гідравлічний	0,2–0,4	250–300	0,05–0,07	2–4
	1,0–1,5	100	0,02–0,03	2–4
	3,0–4,0	50	< 0,009	2–4
Пневматичний	Газ: 0,14–0,70 Рідина: 0,07–0,40	40–90	–	50–60

Одним з методів забезпечення більш ефективного розпилення є використання перегрітої щодо температури насичення рідини. В процесі витікання такої рідини через сопло розпилюючого пристрою відбувається її вибухове скипання, в результаті чого рідина дробиться на тонкі фрагменти [148, 257, 258].

Серед багатьох сучасних компаній (Spraying Systems Co, Bete Fog Nozzle, Amfog Nozzle Technology) [259] досить неординарне рішення проблеми розпилення запропоноване компанією Mee Industries Inc [260, 261]. Для подачі води в потік циклового повітря були розроблені форсунки спеціальної конструкції (діаметр вихідного отвору становить 0,1–0,4 мм), в яких розпилення реалізується за рахунок ударної дії. Вода під високим тиском (7–14 МПа) подається на головку форсунки, після чого розбивається завдяки "штирю" на маленькі крапельки, діаметр яких не перевищує 30 мкм [261]. За даними Mee Industries Inc підвищення ККД ГТУ з використанням системи контактного охолодження у літню пору року сягає 2–4 %. Незважаючи на відносно широке розповсюдження, такі системи вимагають доволі складного насосного обладнання подачі води та створюють відомі труднощі при експлуатації системи під високим тиском [262].

Перспективним напрямком є реалізація технології TOPHAT (Alpha Power Systems). Суть її полягає в упорскуванні на вхід компресора через відцентрові форсунки води, перегрітої щодо температури насичення. При виході цієї води з

каналів форсунок різко падає її тиск і в обсязі утворених крапель відбувається вибухове закипання, в результаті якого вони дробляться на більш дрібні краплі [263]. Проведений аналіз ефективності та питомої потужності ГТУ показує, що ТОРНАТ-цикл має істотно більш високі значення ККД (57,4 %) та питомої потужності (430 кВт/кг) в порівнянні з простими циклами [143]. У 2001 році ця технологія вперше була реалізована на одній з електростанцій в Голландії, і в даний час впроваджується в газотурбінній енергетиці [253].

Найбільш інтенсивно процес випаровування краплі відбувається безпосередньо в факелі розпиленої води. Зокрема, відомо, що за першу секунду крапля, що має початковий діаметр 14 мкм встигає зменшитися до розміру менше 5 мкм. Крім того, в ході проведених експериментальних досліджень було встановлено, що якщо діаметр краплі води в проточній частині компресора не перевищує 10 мкм, то вплив відцентрових сил на краплю стає практично непомітним і краплі рухаються за потоком повітрям. З цієї точки зору, в ідеальному випадку встановлені форсунки системи "вологого стиснення" повинні на вході в компресор утворювати краплі з діаметром не більше 20–25 мкм [262].

В роботі [264] наведено результати експериментального дослідження поведінки факелу розпилення води, отриманого способом вибухового скипання. Виявлено, що при упорскуванні перегрітої води 220-240 °С та тиску перед форсункою 4–8 МПа можна забезпечити необхідне тонке розпилення: 65-70% крапель по масі мають діаметр в діапазоні 0,2–3,0 мкм. Такі результати виникають при використанні, як відцентрових форсунок, так і струминних [264]. Досліди по визначенню дисперсних характеристик повітряно-крапельного потоку показали, що для обох типів форсунок вони дуже близькі: як розподілення, так і швидкість розльоту крапель, в першу чергу, визначається не конструкцією форсунки, а "вибуховим" утворенням крапель в процесі інтенсивної генерації парової фази на виході з сопла форсунок [262]. Дослідження роботи промислової газотурбінної установки ТВ3-117 ($N_e = 1,0$ МВт), підтвердили ефективність обраної технології. Упорскування перегрітої до 220–250 °С води в кількості 1,3–1,8% від витрати повітря на вході в компресор дозволило збільшити вихідну потужність ГТУ на 10-12% [265].

Реалізація процесу контактного охолодження вимагає великих витрат води, оскільки охолоджувальна вода у вигляді пари разом з відпрацьованими газами викидається в навколишнє середовище. Для уникнення сольових відкладень на деталях компресорів, зволоження циклового повітря необхідно здійснювати добре очищеною водою. Це, в свою чергу, призводить до значних витрат коштів на водопідготовку. Однак, якщо воду, яку подають в компресор, відділяти на виході з установки, наприклад, шляхом її конденсації з відпрацьованих газів, як це робиться в установках типу "Водолій", то цей недолік усувається. В цьому випадку проблема підвищення ефективності енергоустановки шляхом ізотермування процесу стиснення повітря в компресорі ГТД впорскуванням охолоджувальної води переходить до реального технічного використання [137, 149].

Проведений аналіз розглянутих технологій проміжного охолодження циклового повітря ГТУ доводить доцільність використання цих систем для підвищення експлуатаційних характеристик та надійності роботи газотурбінних двигунів.

Зважаючи на вище наведене було сформульовано наступні гіпотези:

1) проміжне охолодження циклового повітря ГТД аеротермопресором забезпечує зростання потужності завдяки збільшенню масової витрати робочого тіла, підвищення ККД та скорочення споживання палива завдяки зниженню температури стисненого повітря і, як наслідок, зменшенню витрат потужності на стискання;

2) проміжне охолодження циклового повітря ГТД аеротермопресором забезпечує зростання потужності завдяки більш ефективному розпилу рідини в самому аеротермопресорі завдяки забезпеченню неповного випаровування крапель і зменшенню їх діаметра (дисперсності) менше 30 мкм, і, як наслідок, підвищення ККД та скорочення споживання палива завдяки зменшенню витрат потужності на стискання в компресорі за рахунок наближення процесу стискання до ізотермічного;

3) аеротермопресор є багатофункціональним апаратом в якому реалізується три основні функції: стиснення повітря (газу) – компресор; охолодження повітря (газу) – теплообмінник; забезпечення високодисперсного розпилу рідини (води) – форсунка. Така багатофункціональність дозволяє, з одного боку, підвищити ККД

енергетичної установки, зменшити витрату палива, збільшити потужність за рахунок зменшення витрат на стиснення робочого тіла, збільшення витрати робочого тіла в циклі.

Наведені гіпотези обумовлюють наступний напрям дослідження – забезпечення ефективного перетворення енергії в ГТД застосуванням аеротермопресора для випарного контактного проміжного охолодження циклового повітря з метою підвищення ККД і зменшення витрат палива енергетичною установкою.

2.3. Обґрунтування застосування аеротермопресорних технологій в системах рециркуляції газів ДВЗ з метою зменшення енергетичних витрат.

Наслідком використання сучасних енергетичних установок є збільшення використання палива і викидів шкідливих речовин в навколишнє середовище. Найбільша доля при цьому належить енергетичним установкам на базі ДВЗ за рахунок забрудненню токсичними речовинами, які містяться у продуктах згорання.

Утворення шкідливих газів (діоксид вуглецю CO_2 , оксиди азоту NO_x , монооксид вуглецю CO , оксид сірки SO_x) залежить від організації робочих процесів в ДВЗ. Тому вирішення проблеми слід шукати в розвитку технологій, що пов'язані з екологізацією двигунів. Ефективним шляхом в цьому напрямку є штучна нейтралізація шкідливих речовин у відхідних газах, наприклад, рециркуляція газів (EGR-технологія), що має перспективи до застосування на суднах морського флоту.

Екологізація теплових двигунів вступає в протиріччя із їх енергетичною ефективністю, адже заходи із зменшення викидів вимагають додаткових зовнішніх енергетичних витрат. Особливості утворення оксидів азоту NO_x вимагають необхідність до зниження максимальної температури горіння палива, а з іншого боку зниження цієї температури зменшує паливно-енергетичну ефективність ДВЗ.

Звідси актуальним є створення таких еколого- і енергоефективних технологій, які б забезпечили зменшення викидів в навколишнє середовище і при цьому нівелювали негативний вплив на паливно-енергетичну ефективність ДВЗ.

Перспективним напрямком є, на сьогоднішній день, застосування струминних аеротермопресорних технологій, в основі яких лежить використання процесу термогазодинамічної компресії, який у свою чергу, дозволить забезпечити охолодження і одночасне підвищення тиску газового потоку в схемно-конструктивних рішеннях із нейтралізації шкідливих речовин у продуктах згоряння палива.

Вдосконаленню системи рециркуляції відхідних газів присвячено багато робіт, в тому числі [134, 266]. В роботі [113] експериментальним і теоретичним шляхом обґрунтовано ефективність застосування для дизелів, що знаходяться в експлуатації, системи рециркуляції, яка дозволяє знизити NO_x при частці рециркуляції $K_p = 9\%$ на 35%, CO на 90% і сажистих частинок на 50%. Питома витрата палива при застосуванні комплексної системи зниження токсичності відхідних газів збільшується на 4% (при потужності 75% від номінального). Показана також ефективність застосування охолодження рециркуляційних газів. Наприклад, зниження температури на вході в дизель на 60 °C (з 200 °C до 140 °C) призводить до додаткового зниження NO_x на 3% і одночасного зменшення витрат палива на 2% [113].

Так як молекули CO_2 і води мають більш високу теплоємність, то дещо знижується температура згоряння. Відповідно даних [267] підвищений масова витрата дає близько 93% ефекту зниження температури відхідних газів, тоді як збільшення питомої теплоємності дає близько 7%. Охолодження рециркуляційних газів призводить до зменшення викидів NO_x і частинок при порівнянних ступенях рециркуляції K_p .

Дослідження [268] показали, що при навантаженні 50% рециркуляція знижує оксиди азоту на 22,5% при збільшенні витрати палива на 4%, а разом з випарним охолодженням оксиди азоту знижуються на 28,5%. Витрата палива в порівнянні з роботою без випарного охолодження практично не змінюється.

Авторами дослідження [119] проведено експериментальне дослідження для спостереження впливу рециркуляції відхідних газів на температуру та непрозорість відхідних газів. Показано, що збільшення ступеня рециркуляції знижує температуру

відхідних газів. При рециркуляції з $K_p = 21$ % зниження температури відхідних газів складає приблизно 10 °C [119].

В роботі [115] показано результати застосування рециркуляції відхідних газів для двигуна фірми MAN 12K90ME9, який встановлено як головний на судні контейнеровозі. Ступінь рециркуляції на номінальному і часткових навантаженнях двигуна склав $K_p = 30$ – 40 %, при цьому викиди NO_x скоротилися до 80 %, викиди SO_x скоротилися на 25 %, твердих частинок (PM) на 50 %, але це призвело до збільшення питомої витрати палива на 5 – 6 г / (кВт·год). Підвищення питомої витрати палива на малооборотних двигунах до 5 г / (кВт·год) також підтверджується в роботі [114].

Типова система рециркуляції для суднового головного малооборотного двигуна включає в себе скруббер, охолоджувач, уловлювач водяного туману, вентилятор і систему підтримки розчину NaOH з насосом і баком. Слід зауважити, що компоненти системи достатньо габаритні (рис. 2.4), насоси системи очищення, системи охолодження і вентилятор (або електрокомпресор) вимагають витрат електричної енергії.

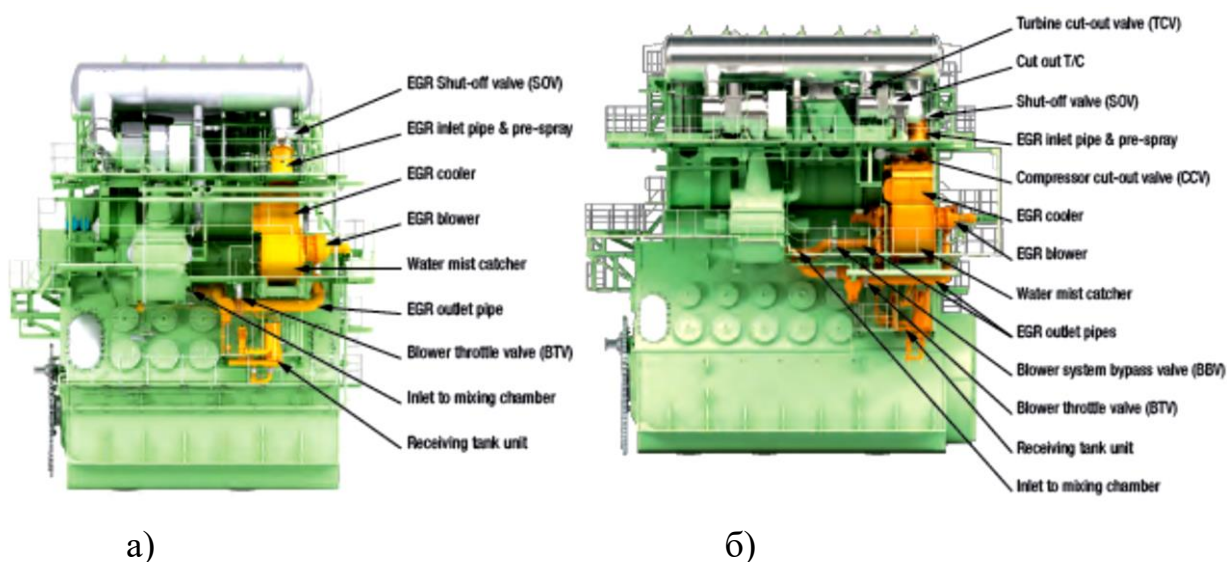


Рис. 2.4. Компонівка системи рециркуляції відхідних газів для двигуна фірми MAN марки 7G80ME-C: а) – із байпасуванням; б) – метод cut-out matching.

Для суднових двотактних дизелів використовують дві основні схеми для EGR-технології [114, 115, 128]:

- 1) система рециркуляції байпасування, з одним наддувним турбокомпресором (застосовується для двигунів із діаметром циліндру до 700 мм);
- 2) система рециркуляції з двома або більше турбокомпресорами (застосовується для двигунів із діаметром циліндру більше 700 мм).

Скрубер системи рециркуляції є важливим елементом системи очищення газів. Напрямок вхідного потоку відхідних газів до скрубера системи рециркуляції зазвичай радіальний, а вихідний – вертикально зверху [128]. Скрубер повинен бути обладнаний вологозбірником. Очищені рециркуляційні відхідні гази проходять через сепаратор крапель перед входом. Скрубер завжди повинен бути встановлений вертикально. Горизонтальне розташування не є можливо, оскільки ефективне очищення відхідних газів вимагає протитоку при взаємодії між газами і водою, що розпилюється. У процесі очищення вода відкачується з вологозбірником через теплообмінник до верхньої частини скрубера. Вода вприскується в потік відхідних газів з розпилювальних насадок у скрубери, а також подається в середню частину скрубера для покращення ефективності видалення SOx. Вода поглинає оксиди сірки SOx та інші компоненти та охолоджує відхідні гази. До недоліків цих апаратів слід віднести великі габарити та масу, а також необхідність застосування в конструкції висококорозійно-стійких матеріалів, щоб запобігти небезпеки низькотемпературної корозії.

Ще одним недоліком системи рециркуляції газів є збільшення протитиску відхідних газів через додаткові втрати тиску в скрубери та теплообміннику-охолоджувачі, а це, у свою чергу, сприяє погіршенню паливної економічності двигуна.

Слід зауважити, що в системі рециркуляції відхідних газів є ще один дуже важливий елемент – теплообмінник-охолоджувач газу. Створення надійного і ефективного теплообмінника для охолодження рециркуляційних газів являє собою складну задачу через відкладення і забруднення, що виділяються цими газами. Наявність великої кількості частинок в відхідних газах дизелів робить більш складним забезпечення надійності роботи системи рециркуляції через забруднень і відкладення. Тверді частинки, що надходять в циліндр з рециркуляційними газами, збільшують його знос. Все це зменшує викиди окислів азоту, але зростає утворення

диму і виникають проблеми з очищенням деталей. На основі численних досліджень можна зробити висновок про вкрай необхідну розробку **ефективного теплообмінника (охолоджувача) продуктів згоряння палива в системі рециркуляції** [135, 268–270].

Зважаючи на вище наведене було сформульовано наступну гіпотезу: охолодження відхідних газів ДВЗ аеротермопресором в системах рециркуляції дозволяє зменшити протитиск в системі газовихлопу та, як наслідок, нівелювати негативний вплив зменшення максимальної температури в циклі ДВЗ за рахунок зменшення енергетичних витрат.

Наведена гіпотеза обумовлює наступний напрям дослідження – забезпечення ефективного перетворення енергії в ДВЗ застосуванням аеротермопресора для випарного контактного охолодження (рециркуляційних) відпрацьованих газів, як наслідок, зменшення протитиску в системі газовихлопу і підвищення ККД та зменшення витрат палива енергетичною установкою.

2.4. Обґрунтування напряму вирішення науково-прикладної проблеми.

Діаметр краплі робить великий вплив на довжину ділянки випаровування і швидкісний режим: із зменшенням первинного розміру краплі довжина ділянки випаровування і втрати на тертя значно зменшуються.

Необхідного ефективного розпилу можна добитися збільшенням числа Маха M на вході в камеру випаровування або використанням спеціальних форсунок при достатньо високих тисках рідини, що упорскується. В роботі [221, 223] була випробувана та показала позитивний ефект комбінована система розпилу, при якій основна частина води вводилася в потік з дуже малою швидкістю, а інша (5–8 %) через форсунку.

По даним [36] упорскування води збільшує коефіцієнт тертя на 10–20 % і для того, щоб уникнути наступного підвищення втрат необхідно знижувати аеродинамічний опір конструктивних елементів системи упорскування, що знаходяться всередині каналу (проточній частині). З цією метою необхідно розміщувати

пристрій для упорскування рідини в потоці з малою швидкістю газу (перед соплом – конфузором) та конструювати їх більш оптичної форми.

Створення вдосконаленої конструкції для розпилу рідини досить складно, особливо при великих витратах газу. На сьогоднішній день, пристрої для вприскування, що застосовується в аеротермопресорах, являють собою прості конструкції для пневматичного розпилу рідини, що підводиться до потоку газу з малою швидкістю, або відцентрові форсунки для невеликих тисків із відносно грубим і малоефективним розпилем [160, 216, 220, 221, 228, 230].

Одним з ефективних способів зниження гідравлічного опору в проточній частині аеротермопресора є забезпечення дисперсного режиму течії в проточній частині аеротермопресора (камера випаровування та/або дифузор). Такий режим можливо забезпечити за рахунок неповного випаровування рідини в каналі, тобто упорскування рідини понад необхідну кількість для випаровування.

Звідси можна сформулювати наступну гіпотезу: – неповне випаровування рідини в аеротермопресорі (термопресорі) забезпечує зменшення гідравлічного опору повітря (газу) в проточній частині за рахунок встановлення дисперсно-кільцевого або дисперсного режиму течії, і, як наслідок, підвищення зростання повного тиску на виході з аеротермопресора (термопресора), а відповідно, забезпечує підвищення ефективності його застосування в енергетичних установках – зменшенню витрат на стискання робочого тіла, а, відповідно, і витрат палива.

Застосування аеротермопресорів (термогазодинамічних охолоджувачів) стримується відсутністю даних їх натурних випробувань у складі системи охолодження, математичної моделі, що давали б змогу розробляти раціональні способи організації теплофізичних процесів термогазодинамічного охолодження, методології їх раціонального проектування та визначення раціональних параметрів, які забезпечують досягнення максимального ефекту зі збільшення потужності і ККД та зменшення питомої витрати палива при різних умовах експлуатації, і, відповідно, теплового навантаження.

Зважаючи на вище сформульовані гіпотези та напрями дослідження сформульовано науково-прикладну проблему, яка вирішується в дисертаційному дослідженні:

Науково-прикладна проблема – розвиток науково-технічних основ аеротермопресорних технологій використання вторинної теплоти енергетичних установок для охолодження робочого тіла.

2.5. Основні методи наукового дослідження.

Методи, які застосовано в науковому дослідженні можна розділити на дві основні групи: загальнонаукові та спеціальні [271–274].

Загальнонаукові методи дослідження.

1. Спостереження – застосовано при проведенні експерименту під час вимірювань, а також для інтерпретації результатів вимірювання;

2. Фізичний експеримент. Експеримент має дві взаємопов'язані функції: досвідчена перевірка гіпотез і теорій щодо застосування аеротермопресорної системи охолодження в енергетичних установках, а також щодо впливу особливостей робочих процесів при наявності термогазодинамічної компресії та формування нової наукової **концепції** – використання скидного енергопотенціалу із застосуванням ефекту термогазодинамічної компресії забезпечує підвищення потужності та ККД енергоустановок і скорочення споживання палива завдяки збільшенню витрати робочого тіла (повітря) та його проміжному охолодженню з відповідним зменшенням витрат потужності на стискання, безпечну експлуатацію ГТД і ДВЗ без попадання крапель в компресори ГТД і ДВЗ, або із забезпеченням безпечного випаровування крапель в наступній ступені компресора, причому без втрат тиску робочого тіла – повітря, як у разі найбільш поширеного контактного охолодження упорскуванням води, а й навпаки, з його зростанням на 5–10 %.

Експеримент є формою емпіричного метода дослідження, який складається з наступного: спостереження; вимірювання; моделювання; прогнозування; перевірка прогнозу.

При проведенні експерименту дотримувалися наступних послідовно виконувальних етапів:

- планування і побудова (мета, тип, засоби, методи проведення) – розроблена експериментальна установка для дослідження робочих процесів в аеротермопресорі. Експериментальна установка включає в себе сам аеротермопресор з набором елементів проточної частини різної геометрії, допоміжних елементів (компресор високого тиску, насоси, фільтри та інш.), системи вприскування рідини в проточну частину із набором пристроїв для вприскування, системи регулювання продуктивності, вимірювальної багатоканальної системи із можливістю реєстрації і запису в відповідну базу даних;

- контроль – здійснювався за допомогою відповідної системи регулювання подачі повітря, а також його параметрів (тиск, температура, вологість, відносна вологість, наявність домішок), системи вприскування рідини, розробленої вимірювальної системи, а також моделюванням (симуляцією) початкових параметрів, що відповідають реальним умовам експлуатації енергетичних установок, зокрема, параметрам циклового повітря ГТД і наддувного повітря ДВЗ;

- інтерпретація результатів – здійснювалася на основі побудованих графіків і таблиць експериментальних даних із врахуванням похибок, а також методами обробки цих даних з метою виявлення їх достовірності.

3. Вимірювання – застосовано під час проведення експерименту. Для оцінки достовірності здійснених вимірювань враховувалися наступні методичні похибки: похибка, обумовлена неадекватністю фізичної та математичної моделі аеротермопресора реальному аеротермопресору та задачі вимірювання; інструментальна похибка (обумовлена метрологічними властивостями засобів вимірювання: термометри, манометри, витратомір, вимірювальна система електронного мікроскопу); суб'єктивна – при вимірюванні діаметру крапель за допомогою електронного вимірювального мікроскопу.

4. Формалізація застосовано для відображення об'єкта і предмета дослідження мовою математики. Такий метод застосовано при математичному моделюванні робочих процесів термогазодинамічної компресії та випаровуванні краплі в потоці

газу (повітря) в проточній частині з метою визначення раціональних геометричних характеристик проточної частини аеротермопресора. При цьому було застосовано низку відомих залежностей та фізичних законів (закон зберігання енергії, закон сплошності, закон зберігання імпульсу, закон звернення впливу, другий закон термодинаміки та інш.);

5. Гіпотетико-дедуктивний метод – виведення дедуктивно пов'язаних гіпотез із наступним висновком про вибір напрямків дослідження. Висунені гіпотези відповідають логічній послідовності: для застосування термопресорних технологій охолодження в енергетичних установках на базі ДВЗ; в енергетичних установках на базі ГТД; в технологічних установках і тепловикористовуючих холодильних машинах; для визначення раціональних (оптимальних) параметрів робочих процесів в аеротермопресорі. Гіпотези розбиті на три групи, кожна з яких відповідає науковому напрямку, що є елементом вирішення науково-прикладної проблеми (рис. 2.6).

6. Порівняння – застосовано для визначення якісних і кількісних характеристик предмета дослідження, а саме дозволяє виявити і зіставити рівні у розвитку струминних технологій та провести аналогії щодо технологій для охолодження циклового повітря, наддувного повітря, рециркуляційних газів, тепловикористовуючих холодильних машин, а також дозволяє визначити тенденції розвитку таких технологій.

7. Аналіз і синтез – застосовано для аналізу літературних джерел та відомих експериментальних даних щодо застосування аеротермопресора в різних галузях техніки для визначення об'єкту та предмету дослідження, а також для формування узагальнень і висновків на основі яких, в свою чергу, сформульовані основні наукові результати.

8. Моделювання – застосовано для побудови фізичної моделі термопресорної системи, яка складається, у свою чергу, з математичних моделей процесів в аеротермопресорі, а також моделі взаємозв'язку аеротермопресорної системи охолодження із енергетичною установкою. При моделюванні процесів в аеротермопресорі були розроблені математичні моделі процесу випаровування краплі

при вприскуванні в камеру випаровування, а також математична модель процесу термогазодинамічної компресії, яка враховує вплив процесу випаровування краплі, властивостей вологого газу (повітря), структури двофазного потоку рідина-газ (вода-повітря) і геометричних характеристик проточної частини аеротермопресора.

9. Методи індукції та дедукції – застосовано для співставлення результатів математичного моделювання з отриманими експериментальними даними. Дозволяє узагальнити результати експерименту і зробити висновки про залежності, що характерні для протікання робочих процесів в аеротермопресорі, а саме: структура двофазного потоку в елементах проточної частини, вплив гідродинамічного опору на ефективність аеротермопресора, вплив режимних факторів (витрата рідини, дисперсність, початкова швидкість рідин і газу (повітря), швидкість в камері випаровування, наявність неповного випаровування), спосіб подачі (розпилення), рідини, вплив початкової температури і тиску, довжина ділянки випаровування крапель, початковий діаметр краплі рідини.

10. Системний підхід – застосовано загальнонаукові методологічні принципи, в основі яких лежить розгляд та аналіз об'єкту дослідження, а саме процеси перетворення енергії в двигунах та енергоустановках, у якості системи. При системному підході було виявлено залежності процесів термогазодинамічної компресії, випаровування краплі в потоці газу, режимів роботи та ефективності енергетичної установки від положення і функцій в системі з урахуванням того, що властивості енергетичної установки із застосованими термопресорними технологіями незведені до суми властивостей її основних елементів.

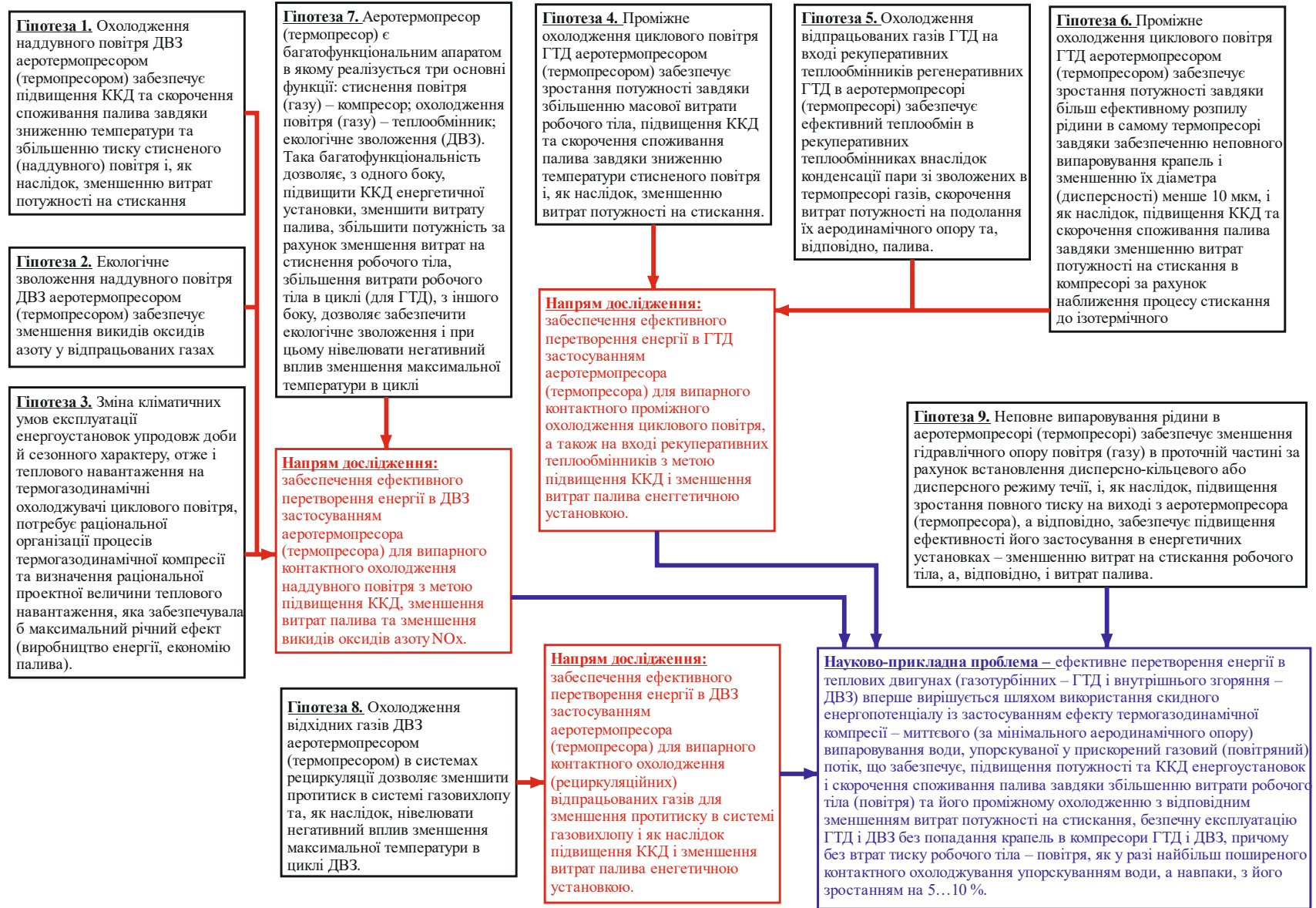


Рис. 2.5. Структурно-логічна схема застосування гіпотетико-дедуктивного методу дослідження

Спеціальні методи дослідження.

1. Математично-статистичний – застосовано для математичної обробки отриманих експериментальних даних. Перевірено математичну модель на адекватність і показано, що наведену і розроблену математичну модель можна застосовувати для моделювання робочих процесів аеротермопресорі. При цьому для оцінки похибки отриманих даних застосовано метод статистичної перевірки гіпотез, які основні на розподілі Стюдента. Визначалася також методична похибка із врахуванням теплової інерційності. Для оцінки похибок, а також для отримання емпіричних залежностей показників аеротермопресора застосовано програмний комплекс MathLab і SigmaPlot.

2. Порівняльно-розрахунковий – застосовано для визначення термодинамічної та енергетичної ефективності термопресорної системи охолодження у складі енергетичної установки. Для використання цього метода було розроблено власний програмний комплекс, який дозволяє:

- моделювати всі робочі процеси в аеротермопресорі;
- здійснювати розрахунок основних конструктивних елементів аеротермопресора із врахуванням розробленої методології раціонального проектування;
- розрахувати енергетичну ефективність та основні показники ГТД і ДВЗ при застосуванні термопресорних систем охолодження із врахуванням зміни кліматичних та гідрометеорологічних умов, а також часткових режимів роботи енергетичної установки;
- розрахувати показники тепловикористовуючих холодильних машин (ежекторної та абсорбційної холодильної машини) при включенні в схему термопресора;
- розрахувати показники системи рециркуляції газів ДВЗ із врахуванням охолодження відпрацьованих газів в термопресорі.

Програмний комплекс розроблено на основі мови програмування Visual Basic, а також програми Excel.

Розрахунок характеристик аеротермопресора (тиск повітря P_n , температура повітря T_n , швидкість повітря w_n , швидкість води w_w та інш.) і його основних геометричних параметрів проточної частини при заданих умовах експлуатації двигуна енергетичної установки здійснювався за методиками [215, 222, 228, 275]. При розрахунку враховувалися втрати тиску в сопловій частині (конфузорі), робочій камері, дифузорі, а також при лобовому опорі крапель упорснutoї води.

Розрахунок основних параметрів роботи ДВЗ проводився за допомогою програмних комплексів Diesel-RK [276] і CEAS (MAN B&W) [12] з урахуванням зміни відповідних параметрів повітря на вході в циліндри двигуна, а також із врахуванням часткових режимів роботи. Для використання наведених програмних комплексів було розроблено додаткову управляючу програму, в якій визначались параметри вологого газу (повітря) на вході та виході з турбокомпресора, який охолоджується в аеротермопресорі, як вхідні дані для програм Diesel-RK і CEAS.

У дослідженні використовується обчислювальна модель, розроблена для застосування аеротермопресорів у газотурбінних циклах, яка враховує особливості розрахунку газотурбінних циклів і схем, особливості термогазодинамічного стиснення газів (циклового повітря) і розрахунок процесів тепловологості повітря під час контактного теплообміну. На основі обчислювальної моделі розроблено програмний пакет, що дозволяє визначати параметри повітря та робочої рідини (газу) у характерних точках циклу, параметри паливно-енергетичної та термодинамічної ефективності ГТД.

Розрахунок циклів газотурбінних робіт проводився за відомими методиками, які наведено в роботах [138, 142]. Розрахунок процесів теплоти та вологості (охолодження, зволоження повітря та нагрівання циклічного повітря) здійснювався класичними залежностями з урахуванням контактного теплообміну в газотурбінних установках [277], а також у системах кондиціонування повітря [33, 278]. При аналізі схемних рішень для підвищення ефективності ГТУ були розглянуті відомі класичні схеми [140,

141, 143, 145]: простий цикл; цикл з проміжним охолодженням між компресорами з використанням поверхневого охолоджувача; цикл із контактним охолоджувачем повітря між ступенями компресорів; цикл із регенерацією теплоти відпрацьованих газів; цикл із контактним охолоджувачем повітря перед компресорами.

2.6. Висновки по розділу 2.

1) Проаналізовано сучасний стан і особливості охолодження наддувного повітря ДВЗ. Обґрунтовано гіпотези підвищення ефективності ДВЗ застосуванням аеротермопресорних технологій.

2) Показано особливості використання технології упорскування води між компресорами ГТУ. Обґрунтовано підвищення енергетичної ефективності ГТУ упорскування води в циклове повітря струминним апаратом – аеротермопресором, в якому реалізовується ефект термогазодинамічної компресії.

3) Обґрунтовано напрям застосування контактного охолодження із застосуванням ефекту термогазодинамічної компресії в системах рециркуляції відхідних газів енергетичних установок на базі ДВЗ, з метою зменшення енергетичних втрат.

4) Наведено обґрунтування та сформульовано напрям вирішення науково-прикладної проблеми дисертаційного дослідження, а також наведено та обґрунтовано використання загальнонаукових і спеціальних методів наукового дослідження.

РОЗДІЛ 3 ОСНОВНІ ПОЛОЖЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ ТА ФІЗИЧНОЇ МОДЕЛЕЙ ТЕХНОЛОГІЇ АЕРОТЕРМОПРЕСОРНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ

3.1. Обґрунтування вибору основних елементів математичної моделі технології аеротермопресорного охолодження циклового повітря енергетичних установок.

Фізичною моделлю аеротермопресорного охолодження циклового повітря енергетичних установок є математична модель, складена з ідеальних фізичних об'єктів, до яких слід віднести наступні:

- 1) аеротермопресор, де реалізується власне термогазодинамічна компресія;
- 2) система вприскування та отримання дисперсного потоку рідини;
- 3) енергетична установка на базі теплового двигуна (ГТД, ДВЗ).

Математична модель способу (технології) аеротермопресорного охолодження циклового (наддувного) повітря енергетичної установки включає в себе:

- 1) математична модель робочих процесів аеротермопресора (власне самого аеротермопресора);
- 2) математична модель процесів стиснення вологого повітря в компресорі двигуна енергетичної установки (ДВЗ, ГТД);
- 3) алгоритм визначення робочих параметрів двигуна енергетичної установки із застосуванням відомих методик розрахунку.

Математична модель аеротермопресора повинна враховувати: особливості виникнення термогазодинамічної компресії у камері випаровування; випаровування краплі в потоці вологого повітря (газу), що рухається зі швидкістю близькою до звукової; особливості дроблення та трансформації дисперсного потоку в основних елементах проточної частини аеротермопресора; особливості процесу вприскування рідини в потік вологого газу (повітря); втрати на тертя в елементах проточної частини

аеротермопресора; особливості протікання процесів теплообміну при фазовому переході (кипіння) у випарній камері.

Звідси математична модель аеротермопресора повинна включати в себе наступні компоненти:

- 1) математичну модель випаровування краплі рідини (води) в потоці вологого газу (повітря), що рухається зі швидкістю близькою до звукової;
- 2) математичну модель робочого процесу термогазодинамічної компресії в камері випаровування.

Завдання створення математичної моделі технології аеротермопресорного охолодження циклового повітря енергетичних установок, а також методології раціонального проектування таких технологій вирішувалося відповідно до наступного алгоритму:

- 1) створення інформаційної бази, що містить характеристики роботи енергетичних установок на базі ГТД, ДВЗ, ПТУ, аеротермопресора та допоміжного обладнання, умови теплотехнічної експлуатації, методики теплогідродинамічних розрахунків і проектування, схемно-конструктивні рішення;
- 2) аналіз причин низької теплової ефективності двигунів енергетичних установок, пов'язаних із підвищеними температурними режимами повітря на вході та специфічними умовами технічної експлуатації (зміна кліматичних умов протягом року, часткові режими роботи випадку транспортних енергетичних установок);
- 3) розробка математичної, фізичної та комп'ютерної моделей системи аеротермопресорного охолодження циклового повітря, що включають відповідні моделі аеротермопресора та двигуна енергетичної установки;
- 4) перевірка математичної моделі на адекватність експериментальним даним;
- 5) встановлення закономірностей впливу режимних і конструктивних параметрів на енергетичну ефективність енергетичних

установок на базі ГТД і ДВЗ;

б) визначення раціональних схемно-конструктивних рішень системи аеротермопресорного охолодження циклового повітря для енергетичних установок;

7) узагальнення результатів у вигляді методології раціонального проектування високоефективних систем охолодження циклового повітря енергетичних установок;

8) впровадження методик теплогідродинамічного розрахунку аеротермопресора та комп'ютерних програм, рекомендацій та схемно-конструктивних рішень в практику проектування та експлуатації сучасних енергетичних комплексів.

3.2. Обмеження та допущення математичної моделі.

Основні припущення, прийняті при розробці математичної моделі процесу термогазодинамічної компресії:

1) відсутен теплообмін поверхні аеротермопресора із навколишнім середовищем;

2) параметри вологого газу (повітря) відповідають параметрам на нагнітанні компресора ГТД або ДВЗ енергетичної установки;

3) кількість рідини (води), що упорскується, відповідає режимам роботи (включаючи часткові режими, режими підвищених навантажень) енергетичної установки (температура, тиск, відносна вологість циклового повітря або наддувного повітря двигуна);

4) на режими роботи енергетичної установки впливають зміни кліматичних і гідрометеорологічних умов (температура, тиск, відносна вологість, вологовміст повітря на вході);

5) задача моделювання двофазних потоків у аеротермопресорі (камера випаровування) ставилася як стаціонарна;

б) задача теплового розрахунку аеротермопресора із фазовим

переходом (в т.ч. у камері випаровування) розв'язувалася у спряженій постановці – з урахуванням зменшення тиску;

7) при розрахунках зменшення тиску (в т.ч. при фазових переходах) прийнято класичні моделі, що враховують тертя о стінки проточної частини аеротермопресора, а також вплив місцевих опорів (розширення, звуження);

8) при розрахунку втрат на тертя враховувалося наявність дисперсного потоку в проточній частині аеротермопресора (камера випаровування, дифузор);

9) випаровування крапель рідини здійснюється в камері випаровування і дифузорі аеротермопресора;

10) випаровування крапель рідини здійснюється до повного насичення вологого газу (повітря), тобто до значення відносної вологості $\varphi = 100\%$, при цьому випаровування в усьому апараті може бути не повним;

11) при визначенні параметрів вологого газу (повітря) розглядалися граничні умови третього роду, тобто при відомих у вхідному перетині температурі, тиску, відносної вологості і законах тепловіддачі визначали густину теплового потоку та тепловий потік на ділянці трубки довжиною dz . З теплового балансу по газу (повітрю) і рідині (вода) знаходилася його температура, тиск і відносна вологість на виході з ділянки dz , а виходячи з падіння тиску в наслідок гідравлічного опору та підвищення тиску в наслідок термогазодинамічної компресії обчислювали тиск на виході з ділянки dz , які служили вхідними параметрами для наступної ділянки проточної частини аеротермопресора.

12) при числовому інтегруванні камери випаровування крок вибирали таким, щоб підвищення тиску не перевищувало $\Delta P_{\text{атп}} = (P_2/P_1) = 0,01\% (1,0001)$, що дозволяє перейти від кінцевих різниць температур і тиску до повних диференціалів;

13) в аеротермопресорі краплі води впорскуються в рухомий потік повітря з навколосвуковою швидкістю ($M = 0,35-0,95$);

14) фізичні властивості, витрата і склад газу по довжині проточної частини аеротермопресора залишаються постійними;

15) площа поперечного перерізу камери випаровування постійна (форма камери – циліндрична).

Розрахунок процесів тепломасообміну в нестационарних умовах, які мають місце в процесах термогазодинамічної компресії, ведеться з урахуванням випаровування окремої краплі, при цьому для моделі випаровування краплі прийняті наступні припущення:

1) форма краплі – сферична і не змінюється при русі в проточній частині аеротермопресора;

2) стан шару пари біля поверхні краплі – насичений;

3) процеси внутрішньої теплопередачі здійснюються шляхом теплопровідності;

4) поширення пари здійснюється молекулярним шляхом;

5) дисперсний потік є монодисперсним (з урахуванням середньорозрахункового діаметру краплі);

6) вектори швидкостей крапель на вході в камеру випаровування прийнято рівними між собою та направленими паралельно вісі камери випаровування аеротермопресора;

7) процес випаровування краплі починається на вході в камеру випаровування;

8) для визначення довжини ділянки камери випаровування враховується час випаровування крапель;

9) на краплі рідини не впливають процеси перемішування друг із другом, тобто вони не деформуються, не зливаються і повторно не подрібнюються при зштовхуванні;

10) вприскування рідини здійснюється в приймальній камері аеротермопресора;

11) в конфузорній частині (конфузорі) аеротермопресора допускається додаткове дроблення крапель вприснутої рідини;

12) при досягненні термодинамічної рівноваги температура крапель залишається постійною, а також дорівнює температурі мокрого термометра.

При порівнянні роботи аеротермопресора (із упорскуванням рідини, врахуванням втрат, у т.ч. пов'язаних із гідродинамічним опором всередині проточної частини) з ідеальним аеротермопресором слід також враховувати по відношенню до ідеального наступні допущення:

- 1) незворотні втрати, що пов'язані з охолодженням та рухом газу, всередині каналу відсутні;
- 2) фізичні властивості, витрата і склад газу по довжині проточної частини аеротермопресора залишаються постійними;
- 3) охолодження газу проходить тільки в секції випаровування та / або в дифузорі;
- 4) площа поперечного перерізу камери випаровування постійна (форма камери – циліндрична);

3.3. Вхідні та вихідні дані для математичної моделі.

Вхідні та вихідні дані до математичної моделі аеротермопресорного охолодження циклового повітря енергетичних установок наведені в табл. 3.1.

Таблиця 3.1. Вхідні та вихідні дані для математичної моделі технології аеротермопресорного охолодження циклового (наддувного) повітря енергетичних установок.

Параметр	Позначення	Одиниця вимірювання
1. Вхідні параметри		
1.1. Аеротермопресор		
1.1.1. Вологий газ (повітря)		
Температура на вході в приймальну камеру	$T_{атп1}$	К
Відносна вологість на вході в приймальну камеру	$\varphi_{атп1}$	%

Параметр	Позначення	Одиниця вимірювання
Вологовміст на вході в приймальну камеру	$d_{атп1}$	г/кг
Тиск на вході в приймальну камеру	$P_{атп1}$	Па
Масова витрата на вході в приймальну камеру	$G_{п.атп1}$	кг/с
Питомий об'єм на вході в приймальну камеру	$V_{атп1}$	м ³ /кг
Швидкість на вході в приймальну камеру	$W_{п.атп1}$	м/с
Швидкість на вході в камеру випаровування	$W_{п.кв}$	М
1.1.2. Геометрія проточної частини		
Діаметр приймальної камери	$D_{пр.к}$	м
Діаметр конфузора	$D_{к1}$	м
Кут конусності конфузора	α	°
Діаметр камери випаровування	$D_{кв}$	м
Довжина камери випаровування	$L_{кв}$	м
Відносна довжина (калібр) камери випаровування	\bar{l}	–
Діаметр дифузора на виході	$D_{д2}$	м
Кут конусності дифузора	β	°
1.1.3. Система вприскування		
Тип форсунки для розпилення рідини (води)	гідродинамічна, механічна, пневматична	
Форма факелу розпиленої рідини (води)	конус полий або повний	
Кут конуса розпилення	γ	°
Довжина сталого факелу розпиленої рідини (води)	b	м
Масова витрата рідини (води) на виході з форсунки	G_{w1}	кг/с
Тиск рідини (води) на вході в форсунку	P_{w1}	Па
Температура рідини (води) на виході з форсунки	T_{w1}	К
Швидкість руху крапель рідини (води) на виході з форсунки	W_{w1}	м/с
Середній діаметр (дисперсність) крапель рідини (води) на виході з форсунки	δ_{w1}	м

Параметр	Позначення	Одиниця вимірювання
Середній діаметр (дисперсність) крапель рідини (води) на вході в конфузور	δ_{w2}	м
Відстань розташування точки вприску форсунки від вхідного перетину конфузора	$l_{\phi 1}$	м
Розташування вісі форсунки відносно вісі проточної частини аеротермопресора	$l_{\phi 2}$	м
1.2. Енергетична установка		
Кількість циклового повітря, що приймає участь у робочому циклі	$G_{\text{п}}$	кг/с
Температура повітря на вході	$T_{\text{п1}}$	К
Відносна вологість повітря на вході	$\varphi_{\text{п1}}$	%
Вологовміст повітря на вході	$d_{\text{п1}}$	г/кг
Тиск повітря на вході	$P_{\text{п1}}$	Па
Густина повітря на вході	$\rho_{\text{п1}}$	кг/м ³
Потужність двигуна енергетичної установки (задана або номінальна)	N_e	кВт
Нижня теплотворна здатність палива	H_u	кДж/кг
Тип двигуна	ГТД, ДВЗ	
2. Вихідні параметри		
2.1. Аеротермопресор		
2.1.1. Вологий газ (повітря)		
Температура на виході з дифузора	$T_{\text{атп2}}$	К
Відносна вологість на виході з дифузора	$\varphi_{\text{атп2}}$	%
Вологовміст на виході з дифузора	$d_{\text{атп2}}$	г/кг
Тиск на виході з дифузора	$P_{\text{атп2}}$	Па
Масова витрата на виході з дифузора	$G_{\text{п.атп2}}$	кг/с
Питомий об'єм на виході з дифузора	$V_{\text{атп2}}$	м ³ /кг
Швидкість на виході з дифузора	$w_{\text{п.атп2}}$	м/с
Швидкість на виході з камери випаровування	$w_{\text{п.кв2}}$	М
2.1.2. Крапельна волога (дисперсний потік)		
Масова витрата рідини (води) на виході з дифузора	G_{w2}	кг/с
Степінь сухості вологого газу (повітря) на виході з дифузора	$X_{\text{п2}}$	—

Параметр	Позначення	Одиниця вимірювання
Температура рідини (води) на виході з дифузора	T_{w2}	К
Швидкість руху крапель рідини (води) на виході на виході з дифузора	w_{w2}	м/с
Середній діаметр (дисперсність) крапель рідини (води) на виході з дифузора	δ_{w2}	м
2.2. Енергетична установка		
Потужність двигуна енергетичної установки	N_{e2}	кВт
ККД установки	η_{e2}	%
Питома витрата палива	g_{e2}	г/(кВт·год)
Питома потужність	\bar{N}	кВт/(кг/с)

3.4. Основна структура математичної моделі.

При упорскуванні води між ступенями компресорів (ГТУ або ДВЗ), в компресорі буде стискуватися гетерогенна суміш вологого повітря і рідини у формі крапель. При стисненні температура потоку зростає і рідина (вода) випаровується, таким чином охолоджуючи циклове (наддувне) повітря. Однак, наявність крапель рідини, в потоці, що стискується викликає небезпеку зношення лопаток компресора в наслідок ерозії. Окрім того існують визначені рекомендації щодо дисперсності потоку на вході в компресор, які визначені цілою низькою робіт. З іншого боку, наявність неповного випаровування в аеротермопресорі забезпечить випаровування при наявності дисперсного або дисперсно-кільцевого режиму як в камері випаровування так і в дифузорі аеротермопресора. Це, в свою чергу, знизить втрати тиску в наслідок гідродинамічного опору. Тому, необхідна розробка математичної моделі, яка врахує процеси термодинаміки газового потоку, тепломасообміну і гідродинаміки для визначення довжини ділянки випаровування крапель рідини, часу випаровування, діаметра крапель (дисперсність), а також зміни

тиску та температури (в т.ч. втрати тиску) на локальних ділянках проточної частини аеротермопресора.

Математична модель аеротермопресора повинна враховувати в собі особливості системи та способу упорскування форсункою, а також основні робочі режими аеротермопресора і спосіб відводу теплоти (рис. 3.1).

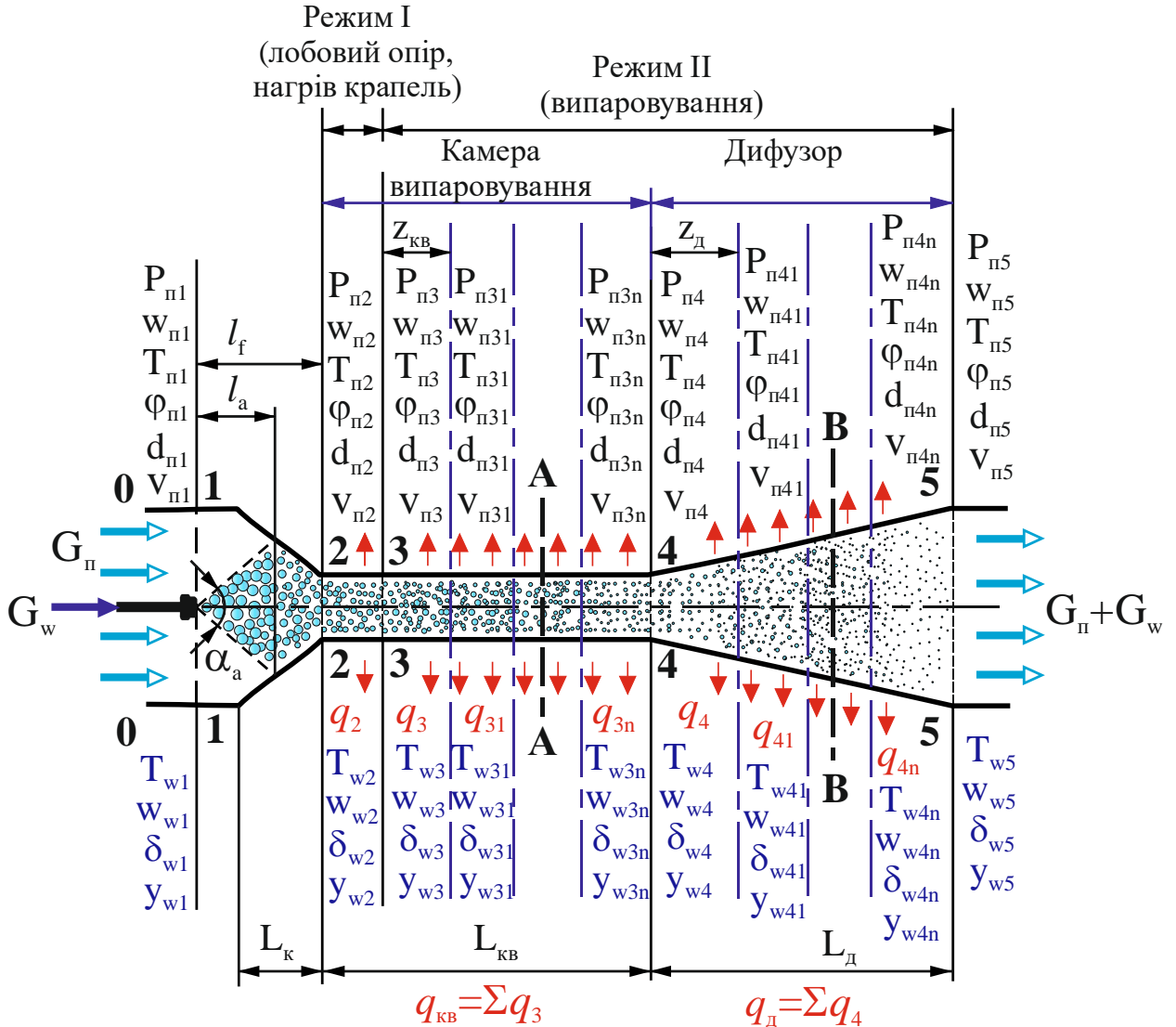


Рис. 3.1. Структурна схема математичної моделі аеротермопресора

При упорскуванні рідини понад необхідну для випаровування необхідно зазначити виникнення дисперсного режиму течії двофазного потоку (рис. 3.2):

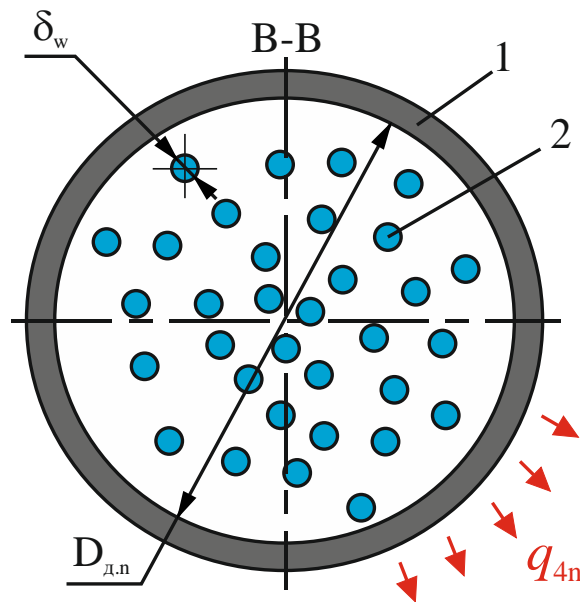


Рис. 3.2. Структурна схема моделі випаровування краплі за наявності дисперсного режиму: 1 – стінка дифузора; 2 – крапля рідини, яка розпилена форсункою; δ_w – діаметр краплі; $D_{д.п}$ – діаметр проточної частини дифузора на відповідній ділянці n ; В-В – перетин, що відповідає рис. 3.2; $q_{4п}$ – кількість теплоти, що відводиться від повітря (охолодження) до рідини на відповідній розрахунковій ділянці n дифузора.

При достатньому рівні організації випаровувального охолодження в камері випаровування в проточній частині аеротермопресора (камера випаровування або дифузор) можна очікувати виникнення дисперсного режиму течії потоку. Однак, якщо упорснутої рідини буде менше або дорівнювати кількості необхідної тільки для охолодження газу (повітря) на задану величину, то на виході з дифузора дисперсність буде в загальні відсутня, тобто вся рідина випариться. При такій організації робочого процесу виникає небезпека виникнення режиму III (рис. 1.22), якому характерно течія газу (повітря) в каналі із сухою стінкою без теплообміну. При цьому втрати тиску через тертя будуть максимальними, а від так, позитивний вплив підвищення тиску в наслідок термогазодинамічної компресії буде мінімальним або взагалі відсутнім. Такий режим може виникнути як в дифузорі, так і в камері випаровування. Тому особливо важливо розробити методологію визначення геометричних показників проточної частини, а також кількості рідини (води),

її температури, параметрів системи впрыскування, які б забезпечили адекватне визначення умов виникнення режиму III, а від так, і дозволи обійти режим III та отримати максимально позитивні значення підвищення тиску за умов виникнення термогазодинамічної компресії.

3.5. Основні положення математичної моделі технології аеротермопресорного охолодження

Характеристики аеротермопресора.

Ступінь зниження тиску в соплі (конфузорі)

$$\varepsilon_{\kappa} = \frac{P_1}{P_2} \quad (3.1)$$

Ступінь підвищення тиску в дифузорі

$$\varepsilon_{\delta} = \frac{P_4}{P_3} \quad (3.2)$$

Ступінь підвищення тиску в камері випаровування

$$\varepsilon_{\kappa\delta} = \frac{P_3}{P_2} \quad (3.3)$$

Загальна ступінь підвищення тиску в аеротермопресорі

$$\varepsilon_{\text{амп}} = \frac{P_4}{P_1} = \frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_1} \quad (3.4)$$

Ідеальний аеротермопресор.

Рівняння адіабатної течії газу в соплі (конфузорі)

$$\frac{M^2}{2} = \frac{1}{k-1} \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (3.5)$$

Рівняння політропної течії газу в дифузорі

$$\frac{M^2}{2} = \frac{n}{k(n-1)} \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (3.6)$$

Визначаємо з останніх двох рівнянь ступінь зниження тиску в соплі (конфузорі) та підвищення тиску в дифузорі

$$\varepsilon_{\kappa} = \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (3.7)$$

$$\varepsilon_{\delta} = \left(1 + \frac{k(n-1)}{2n} M^2\right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (3.8)$$

Звідси ступінь повного підвищення тиску в аеротермопресорі

$$\varepsilon_{amn} = \frac{\left(1 + \frac{k(n-1)}{2n} M^2\right)^{\frac{n-1}{n}}}{\left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right)^{\frac{k-1}{k}}} \quad (3.9)$$

Для випадку ізотермічного процесу в дифузорі (показник політропи $n = 1$):

$$\varepsilon_{amn} = \frac{e^{\left(\frac{k}{2} M^2\right)}}{\left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right)^{\frac{k-1}{k}}} \quad (3.10)$$

Температура газу на виході з аеротермопресора на основі рівняння політропи

$$T_4 = T_3 \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (3.11)$$

Для аеротермопресора можливо два способу відводу теплоти:

- 1) конвективний – відвід теплоти через поверхню теплообміну;
- 2) випарувальний – за рахунок випаровування рідини, що упорскується в газовий потік.

Недоліком першого способу реалізації відводу теплоти є великі значення аеродинамічного опору. Це пов'язано, насамперед, з тим, що втрати тиску при поверхневому терті завжди вище підвищення тиску за рахунок

охолодження. При випаровувальному охолодження (режим течії – дисперсний) втрати тиску менші ніж при поверхневому терті.

Рівняння для критичної швидкості

$$z(\lambda_{2'}) = z(\lambda_2) \sqrt{\frac{T_{0.2}}{T_{0.2'}}} \quad (3.12)$$

Наведене рівняння встановлює зв'язок між відносними швидкостями потоків на виході з сопла (λ_2) та кінцевому перетині камери випаровування ($\lambda_{2'}$) із глибиною охолодження газу в ідеальному аеротермопресорі

$$\bar{T}_0 = \frac{T_{0.2}}{T_{0.2'}} \quad (3.13)$$

Функціональний зв'язок між характеристиками аеротермопресора із випарним охолодженням (ступінь підвищення повного тиску, глибиною охолодження газу та швидкістю в мінімальному перетині сопла (конфузора)) також можна встановити за рівнянням

$$\frac{P_{0.2'}}{P_{0.2}} = \frac{q(\lambda_2)}{q(\lambda_{2'}) \sqrt{\bar{T}_0}} \quad (3.14)$$

Процес випаровування можливо організовувати двома принциповими способами:

- 1) тільки в камері випаровування;
- 2) в камері випаровування частково, і далі в дифузорі повне (або часткове) випаровування.

Як показано, в роботі [221] при одних і тих же самих значеннях \bar{T}_0 і λ_2 при випаровуванні тільки в камері випаровування можливе підвищення тиску в аеротермопресорі менше. Це пов'язано із тим, що перетворення кінетичної енергії в потенціальну менш повне в каналі постійного перетину. Тому в реальному аеротермопресорі, в якому камера випаровування служить для інтенсифікації процесів тепло- та масообміну та отримання рівномірного потоку газорідної суміші, доречно охолоджувати газ не тільки в камері випаровування, але і в дифузорі.

Випаровування в дифузорі біля 15% загальної маси рідини частково компенсує втрати повного тиску від сил тертя на режимі III [220–222], або дасть можливість виключити (за умов раціонального проектування) цей режим.

В реальних умовах величина підвищення тиску в аеротермопресорі буде значно меншою, оскільки, поверхнєве та внутрішнє тертя газу, аеродинамічний опір системи вприскуванням крапель рідини, тепломасоперенос при кінцеві різниці температур і парціальних тисків приводить до значних втрат повного тиску.

На рис. 3.3 (а) наведено процеси в ідеальному аеротермопресорі, тобто не враховано втрати тиску через тертя та місцеві опори. При цьому процес 1–2 – адіабатне розширення газу (повітря) в конфузорі із одночасним прискоренням потоку до навколосвукової швидкості; 2–3 – процес стиснення в наслідок термогазодинамічної компресії в камері випаровування; 3–4 – процес адіабатного стиснення в дифузорі та одночасним гальмуванням потоку до практично початкової швидкості.

На рис. 3.3 (б) наведено процеси в "реальному" аеротермопресорі (враховано втрати тиску через тертя та місцеві опори: процес 1–2 – політропне розширення газу (повітря) в конфузорі із одночасним прискоренням потоку до навколосвукової швидкості; 2–3 – процес стиснення в наслідок термогазодинамічної компресії в камері випаровування; 3–4 – процес політропного стиснення в дифузорі та одночасним гальмуванням потоку до практично початкової швидкості.

Треба зазначити, що для "реального" аеротермопресора підвищення тиску $\Delta P_{атп}$ в наслідок термогазодинамічної компресії буде менше через втрати тиску в проточній частині аеротермопресора та не завжди підвищення тиску буде вище величини втрат тиску. Це зумовлено, насамперед, конструкційними особливостями проточної частини аеротермопресора, системи упорскування, параметрів рідини та повітря на вході, а також гідродинамічних режимів, що мають місце в проточній частині аеротермопресора.

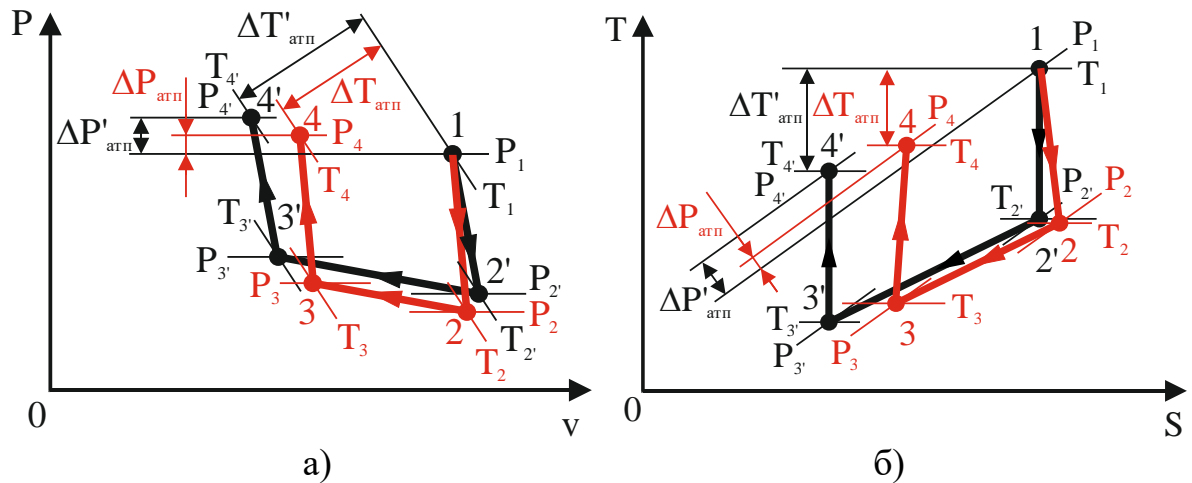


Рис. 3.3. Робочі процеси в аеротермопресорі: а) – $P(v)$ -координати; б) – $T(S)$ -координати; 1–2'–3'–4' – ідеальний аеротермопресор; 1–2–3–4 – реальний аеротермопресор.

3.6. Основні рівняння математичної моделі випаровування краплі в проточній частині аеротермопресора.

На сьогодні існує цілий ряд моделей та аналітичних рішень, які описують процеси витікання рідини (в т.ч. перегрітої) та її випаровування. Найбільш відомою і точною серед них є модель, що розроблена Долинським А.А. і Іваницьким Г.К. [279–281]. Ця модель розглядає робочі процеси, пов'язані із комплексом (ансамблем) бульбашок в умовах термодинамічної нестабільності.

Основні припущення математичної моделі:

- 1) на всіх стадіях бульбашка має сферичну форму;
- 2) рідина нестислива та в'язка;
- 3) пара всередині бульбашки підкорюється рівнянню реального газу (рівняння ван-дер-Ваальса);
- 4) температура рідини T_{10} на значному віддаленні від бульбашки відома;
- 5) зміна тиску протягом визначеного періоду часу Δt до заданого кінцевого значення p_f визначає подальшу поведінку бульбашки;
- 6) в умовах термодинамічної рівноваги значення T_0 та p_f визначають

початкові умови для температури, щільності та тиску пари і газу всередині бульбашки.

Також в моделі прийнято, що кількість бульбашок постійна на протязі всього процесу. Виключаються процеси коагуляції та дроблення бульбашок. В будь-який момент часу розміри, кінематичні та теплофізичні характеристики бульбашок однакові. Поля швидкостей та тиску біля кожної бульбашки симетричні.

Ефективність розпилу рідини (води) форсункою визначається максимальним та середнім діаметром краплі, кутом та довжиною ділянки стійкого факелу розпилу.

Розподіл крапель по розмірам визначається спектром (дисперсією) розпилу. Такий спектр як правило визначається нормальним законом розподілу. При дослідження систем вприску для малов'язких рідин було визначено ефективні діаметри крапель в потоці [228], які дорівнюють біля 10 мкм (30 % від загальної кількості крапель). Такі діаметри можна отримати для механічних (гідродинамічних) форсунок при тисках рідини більше 2–3 МПа. Можна застосувати наступну залежність для визначення максимального діаметру краплі в факелі розпилу [137, 228, 282]:

$$\delta_{w,\max} = k \frac{8\sigma g}{\gamma w_\phi} \quad (3.15)$$

або

$$\delta_{w,\max} = k \frac{8\sigma}{\rho w_\phi} \quad (3.16)$$

де k – коефіцієнт, що залежить від властивостей рідини (приймають $k = 2,5–3,5$); σ – поверхневий натяг рідини; γ – питома вага рідини; ρ – густина рідини; g – прискорення вільного падіння; w_ϕ – швидкість виходу струменя факелу розпилу.

При розрахунку теплообмінних апаратів контактного типу поширено метод заміни полідисперсного складу крапель рідини на умовний монодисперсний склад при зберіганні дійсної сумарної поверхні крапель. У

якості умовного діаметра таких крапель застосовують "Зауторовський" діаметр краплі. такий діаметр є еквівалентом дійсного полідисперсного потоку, а також для нього загальний об'єм і площа відповідає дійсній рідині, яка розпилена на краплі різних діаметрів.

"Зауторовський" діаметр краплі:

$$\delta_z = 6 \frac{V}{S} \quad (3.17)$$

або

$$\delta_z = 0,8 \cdot d_{w.cp}, \quad (3.18)$$

де $\delta_{w.cp}$ – середній мередіальний діаметр краплі.

При потраплянні крапель в потік повітря вони можуть руйнуватися під дією аеродинамічних сил. Вважається, що найбільший вплив на режим дрібнення краплі має число Вебера We . Крапля починає дробитися, якщо $We > We_{кр} \approx 8 \dots 10$.

$$We = \frac{\delta_w \rho_g w^2}{\sigma} \quad (3.19)$$

де δ_w – діаметр краплі, м; ρ_g – густина повітря, кг/м³; w – початкова швидкість краплі, м/с; σ – поверхневий натяг води, Н/м.

Швидкість краплі рідини, що впорснута може буде різною в залежності від початкових умов і способу вприскування. Так в роботах [228, 258] показано, що швидкість краплі відносно газового (парового) потоку менше $(w_w / w_g) = 0,3-0,5$. При вприскуванні води через спеціальні пневматичні, гідравлічні або механічні форсунки швидкість краплі зазвичай більше ніж швидкість повітря, а в результаті цього число $Re > 0$.

Для того, щоб забезпечити потік розпиленої рідини рівномірно по перетину камери випаровування, а також вирівняти швидкості крапель рідини і газу (повітря), вприснута рідина повинна входити в камеру випаровування вже підготовленою. Це необхідно забезпечити на ділянці з початку приймальної камери, а потім конфузора. При цьому приймальна камера повинна мати необхідний діаметр (об'єм, необхідний для нормального

розпилювання рідини) – краплі не повинні у великій кількості падати на стінки, оскільки в такому випадку рідина стінці не буде мати можливості випаритися в камері випаровування в наслідок великих швидкостей потоку, а кількість дисперсної рідини в потоці в камері випаровування буде не значною.

Критерій Рейнольдса для потоку

$$\text{Re} = \frac{\delta_w \Delta w \rho_a}{\mu_a} \quad (3.20)$$

де Δw – швидкість краплі відносно швидкості повітря; δ_w – діаметр краплі води, м; μ_a – динамічна в'язкість повітря, Па с.

Впорскнута в потік повітря крапля зазнає впливу сил тертя, швидкість її поступово падає та, в кінцевому результаті, приймає швидкість повітряного потоку. Швидкість краплі в момент часу $(t + \Delta t)$ можна знайти з рівності [137, 257]:

$$\Delta w_{t+\Delta t} = \Delta w_t - \frac{3\rho_a \Delta w_t^2 \Delta t}{4\rho_d \delta_w} \xi_d \quad (3.21)$$

де ρ_a та ρ_d – відповідно густини повітря та води, кг/м³;

Коефіцієнт аеродинамічного опору краплі в потоці повітря (режим I на рис. 1.22):

$$\xi = \left(\frac{16}{\text{Re}} + \frac{2.2}{\text{Re}^{0.5}} + 0.32 \right) \cdot \left(\frac{1.5\mu_w + \mu_n}{\mu_w + \mu_n} \right) \quad (3.22)$$

де μ_n та μ_w – відповідно динамічна в'язкість повітря та води, кг/(м с).

В момент вирівнювання швидкостей краплі та повітря $w = 0$ і число Рейнольдса $\text{Re} = 0$.

Кількість теплоти, що міститься в краплі в інтервалі часу t :

$$Q = m_w C_{pw} \frac{T_{w.(t+\Delta t)} - T_{w.t}}{\Delta t} \quad (3.23)$$

Температура краплі в момент часу t :

$$T_{w.(t+\Delta t)} = T_{w.t} + \frac{Q\Delta t}{m_w C_{p.w}} \quad (3.24)$$

Термічна рівновага між краплею та навколишнім середовищем настає в той момент, коли кількість теплоти, що отримує крапля Q дорівнює тепловому потоку, що складається з конвективної складової Q_{conv} та теплоти масового переносу Q_{mass} :

$$Q = Q_{conv} + Q_{mass} \quad (3.25)$$

Після падіння температури краплі нижче температури повітря (в кінцевому випадку крапля досягає температури мокрого термометра) потік теплоти змінює напрямок і направлений від повітря до краплі. Потік теплоти масового переносу завжди направлений від повітря до краплі.

Система диференціальних рівнянь для опису процесів тепломасообміну при контакті краплі води із вологим газом (повітрям) [137, 279].

Початкові умови

$$d(0) = d_0; T(0) = T_0; w_w(0) = w_{w0}.$$

Радіус краплі

$$\frac{dR}{dx} = -\frac{j}{\rho_l w_w} \quad (3.26)$$

Температура краплі

$$\frac{dT_w}{dx} = -\frac{Q_{conv} + JL(T_l)}{m_w c_l w_w} \quad (3.27)$$

Швидкість краплі

$$\frac{dw_w}{dx} = \frac{3}{8} \frac{\rho_g}{\rho_l R w_w} \xi |w_w - w_n| \cdot (w_w - w_n) \quad (3.28)$$

$$\xi = \left(\frac{16}{Re} + \frac{2.2}{Re^{0.5}} + 0.32 \right) \cdot \left(\frac{1.5\mu_w + \mu_n}{\mu_w + \mu_n} \right) \quad (3.29)$$

Швидкість випаровування краплі

$$J = -\frac{dm_w}{d\tau} = \pi d D_{vn} [\rho_{sat}(T_n) - \rho_v] Sh_n \quad (3.30)$$

Критерій (число) Шервуда

$$Sh_n = 2 + 0,6 \cdot Re_k^{0.5} \cdot Sc^{0.33} \quad (3.31)$$

Рівняння конвективного теплообміну

$$Q_{conv} = \pi d \lambda_n (T_w - T_n) Nu_n \quad (3.32)$$

$$Nu_n = 2 + 0.6 Re^{0.5} Pr^{0.33} \quad (3.33)$$

Теплообмін краплі з повітрям

$$Q_n = Q_{conv} + Jc_v (T_w - T_n) \quad (3.34)$$

Конвективний теплообмін

Кількість теплоти, що передається шляхом конвекції між краплею та повітрям

$$Q_{conv} = \alpha F_d (T_d - T_a) \quad (3.35)$$

де α – коефіцієнт конвективного теплообміну (тепловіддачі), Вт/(м²·К), який визначається з рівності:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda_n} \quad (3.36)$$

де λ_n – коефіцієнт теплопровідності повітря, Вт/(м·К).

Для розрахунку теплообміну адиабатно скипаючої рідини до пари число Нуссельта можна знайти за формулою [283–286]:

$$Nu_n = 2 + 0.459 Re^{0.55} Pr^{0.33} \quad (3.37)$$

Для примусової конвекції в процесі релаксації краплі та на стаціонарній ділянці охолодження число Нуссельта є функцією числа Рейнольдса та числа Прандтля і визначається з співвідношення [281, 283]:

$$Nu_n = 2 + 0.6 Re^{0.5} Pr^{0.33} \quad (3.38)$$

Число Прандтля:

$$Pr = \frac{\mu_n \cdot C_{p,n}}{\lambda_n} \quad (3.39)$$

Коефіцієнт конвективного теплообміну на статичній ділянці:

$$\alpha = \frac{\lambda_n}{d} \left[2 + 0.6 \left(\frac{\delta_w \Delta w \rho_n}{\mu_n} \right) \cdot \left(\frac{\mu_n \cdot C_{p,n}}{\lambda_n} \right)^{0.33} \right] \quad (3.40)$$

Розрахунок теплоти випаровування

Теплообмін за рахунок випаровування можна виразити залежністю:

$$Q_{mass.w} = \frac{\Delta m_w \cdot R}{\Delta t} \quad (3.41)$$

де R – прихована теплота випаровування води, кДж/кг:

$$R = -5,2626 \cdot 10^{-12} T_{w.s}^6 + 1,3397 \cdot 10^{-8} T_{w.s}^5 - 1,4073 \cdot 10^{-5} T_{w.s}^4 + \\ + 7,7825 \cdot 10^{-3} T_{w.s}^3 - 2,3876 T_{w.s}^2 + 382,97 T_{w.s} - 22416,$$

де $T_{w.s}$ – температура насичення рідини (краплі).

Зміна маси краплі Δm_w , що відбувається в результаті випаровування води з поверхні краплі в навколишнє повітря за інтервал часу Δt визначається як:

$$\Delta m_w = -\Delta t \cdot f_w \cdot j \quad (3.42)$$

де f_w – поверхня теплообміну крапля-повітря, м²; j – відтік маси з поверхні краплі в процесі випаровування, кг/(м²·с). При цьому діаметр краплі змінюється від δ_1 до δ_2 .

Поверхня теплообміну крапля-повітря:

$$f_w = \pi \delta_1^2 \quad (3.43)$$

Звідси можна записати:

$$\Delta m_w = -\Delta t \cdot \pi \cdot \delta_1^2 \cdot j \quad (3.44)$$

Оскільки $w_n = w_w$, то для ділянки dz можна записати:

$$\Delta t = \frac{dz}{w_n} \quad (3.45)$$

Звідси зміна маси краплі:

$$\Delta m_w = -\pi \cdot \delta_1^2 \cdot j \cdot \frac{dz}{w_n} \quad (3.46)$$

Припускається, що крапля та навколишнє середовище утворюють ізольовану систему зі своїми незмінними температурами, що мають значення T_d та T_a відповідно. Випаровування краплі відбувається у випадку, якщо повітря ненасичене водяними парами.

Відтік маси з поверхні краплі в процесі випаровування можна записати у вигляді:

$$j = Df_{mass} \cdot \Delta C_{mass} \quad (3.47)$$

Припускаючи, що повітря навколо краплі – ідеальний газ, масову концентрацію можна записати як:

$$\Delta C_{mass} = \frac{M}{R} \cdot \left(\frac{P_w}{T_w} - \frac{P_v}{T_v} \right) \quad (3.48)$$

де M – молярна маса, кг/моль; R – універсальна газова постійна, $R = 8,32$ Дж/(моль·К); p_v та p_w – відповідно парціальний тиск пари в повітряному потоці та біля поверхні краплі, Па.

В результаті інтенсивного перемішування крапель води можна знехтувати різницею температури на поверхні краплі та в її глибині, і в межах всієї краплі вважати її однаковою. Тоді згідно умови Стефана парціальний тиск парів води в дифузійному пограничному шарі краплі можна прийняти рівним тиску насиченої пари при цій температурі [137].

Коефіцієнт обміну масової дифузії записується у вигляді відношення:

$$Df_{mass} = \frac{Sh \cdot Df_a}{\delta_w} \quad (3.49)$$

де Df_a – масовий коефіцієнт дифузії повітря; Sh – число Шервуда.

Масовий коефіцієнт дифузії повітря:

$$Df_a = 2.26 \cdot 10^{-5} \left(\frac{101325}{P_n} \right) \cdot \left(\frac{T_n}{273.15} \right) \quad (3.50)$$

де P_n – тиск повітря, Па; T_n – температура повітря, К; ρ_n – густина вологого повітря, кг/м³:

$$\rho_n = \frac{P_n}{287 \cdot T_n} \cdot \left(\frac{1 + d_{e1}}{1 + 1,6 \cdot d_{e1}} \right) \quad (3.51)$$

Число Шервуда для примусового масового переносу є функцією числа Грасгофа та числа Шмідта

$$Sh = 2 + 0.6 \cdot Re_k^{0.5} \cdot Sc^{0.33} \quad (3.52)$$

де Sc – число Шмідта

$$Sc = \frac{\mu_n}{\rho_n \cdot Df_n} \quad (3.53)$$

Вираз для масового потоку

$$j = \frac{M \cdot Sh \cdot Df_n}{R \cdot d} \cdot \left(\frac{P_w}{T_w} - \frac{P_v}{T_v} \right) \quad (3.54)$$

Умовна миттєва витрата для краплі, що рухається в потоці:

$$G_w = \rho_w w_w f_{w\delta} \quad (3.55)$$

або

$$G_w = \rho_w w_w \frac{\pi \delta_1^2}{4}, \quad (3.56)$$

де δ_1 – діаметр краплі на вході в ділянку dz ; $f_{w\delta}$ – умовна площа перерізу, яку має струмінь, яким рухається крапля.

Умовна кількість крапель в перерізі каналу, де рухається крапля:

$$N_\delta = \frac{G_w}{G_\delta} \quad (3.57)$$

або

$$N_\delta = \frac{4G_w}{\rho_w w_w \pi \delta_1^2}, \quad (3.58)$$

де G_w – загальна витрата рідини (води).

Загальна теплота випаровування дисперсного потоку:

$$\Sigma Q_{mass} = Q_{mass.\delta} \cdot N_\delta \quad (3.59)$$

або

$$\Sigma Q_{mass} = \frac{4G_w Q_{mass.\delta}}{\rho_w w_w \pi \delta_1^2}, \quad (3.60)$$

Об'єм рідини, яка випаровується на ділянці dz відповідає зміні маси краплі Δm_δ :

$$\Delta V_\delta = \frac{\Delta m_\delta}{\rho_w} \quad (3.61)$$

Звідси

$$\Delta V_{\delta} = -\frac{j \cdot \pi \cdot \delta_1^2}{\rho_w} \cdot \frac{dz}{w_n} \quad (3.62)$$

Також об'єм рідини, що випаровується з поверхні краплі можна записати через початковий δ_1 та кінцевий δ_2 діаметр краплі під час процесу випаровування:

$$\Delta V_{\delta} = \frac{\pi}{6} (\delta_1^3 - \delta_2^3) \quad (3.63)$$

Прирівнюючи рівняння (3.62) і (3.63) наведемо рівнянням для діаметра краплі в кінці ділянки dz :

$$\delta_2 = \sqrt[3]{\delta_1^2 \left(\delta_1 + 6 \frac{j}{\rho_w} \cdot \frac{dz}{w_n} \right)} \quad (3.64)$$

або

$$\delta_2 = \left[\delta_1^2 \left(\delta_1 + 6 \frac{j}{\rho_w} \cdot \frac{dz}{w_n} \right) \right]^{\frac{1}{3}} \quad (3.65)$$

Довжина ділянки випаровування краплі від δ_1 до δ_2 визначається звідси як:

$$L_{\delta} = \frac{(\delta_2^3 - \delta_1^3) \cdot \rho_w \cdot w_n}{6j \cdot \delta_1^2} \quad (3.66)$$

Загальна теплота випаровування дисперсного потоку дорівнює теплоті, що відводиться від вологого повітря:

$$Q_n = \Sigma Q_{mass} \quad (3.67)$$

Також теплоту, що відводиться від повітря можна виразити рівнянням для вологого газу (повітря):

$$Q_n = G_n \cdot c_{вл} \cdot (T_1 - T_2) \cdot \xi_{вл}, \quad (3.68)$$

де G_n – витрата вологого газу (повітря); $c_{вл}$ – теплоємність вологого газу (повітря); T_1, T_2 – температура вологого газу на вході та виході з ділянки dz ; $\xi_{вл}$ – коефіцієнт вологовипадіння. Процес охолодження повітря йде при

практично постійній ентальпії $I_{n1} = I_{n2}$ по напрямку до температури мокрого термометра T_m . Звідси $\xi_{вл} = 1$ та теплота, що відводиться від повітря:

$$Q_n = G_n \cdot c_{вл} \cdot (T_1 - T_2), \quad (3.69)$$

Ентальпія на початку процесу охолодження на ділянці dz :

$$I_{n1} = c_{вл1} \cdot t_1 + R \cdot d_{вл1}, \quad (3.70)$$

де $d_{вл1}$ – вологовміст на вході ділянки dz .

Теплоємність вологого газу (повітря) на вході ділянки dz :

$$c_{вл1} = 1,01 + 1,89d_{вл1}, \quad (3.71)$$

Витрата рідини, що випаровувалася з поверхні краплі:

$$\Delta G_\delta = \frac{\Delta m_\delta}{dz} w_w, \quad (3.72)$$

Для всього дисперсного потоку витрата рідини, що випаровувалася:

$$\Delta G_w = N_\delta \cdot \frac{\Delta m_\delta}{dz} w_\delta = \frac{4G_w}{\rho_w \pi \delta_1^2} \cdot \frac{\Delta m_\delta}{dz}, \quad (3.73)$$

Вологовміст повітря збільшується на величину маси рідини що випаровувалася:

$$\Delta d_{вл} = \frac{\Delta G_w}{G_n + \Delta G_w}, \quad (3.74)$$

Вологовміст повітря на виході з ділянки dz :

$$d_{вл2} = d_{вл1} + \Delta d_{вл}, \quad (3.75)$$

Теплоємність вологого газу (повітря) на виході ділянки dz :

$$c_{вл2} = 1,01 + 1,89d_{вл2}, \quad (3.76)$$

Оскільки $I_{n1} = I_{n2}$, то

$$t_{n2} = \frac{I_{n1} - R \cdot d_{вл2}}{c_{вл2}}, \quad (3.77)$$

Парціальний тиск водяної пари вологого газу (повітря) на виході:

$$P_{n2} = \frac{d_{вл2} \cdot P_2}{0,622 \cdot \left(1 + \frac{d_{вл2}}{0,622}\right)}, \quad (3.78)$$

де P_2 – повний тиск волого газу (повітря) на виході.

Відносна вологість повітря:

$$\varphi_2 = \frac{P_{n2}}{P_{nS2}} \cdot 100\% , \quad (3.79)$$

де P_{nS2} – тиск насиченої пари при температурі вологого газу (повітря)

Теплообмін між краплею та повітрям буде мати місце лише за умови, що температура краплі T_δ буде вище температури мокрого термометра:

$$T_\delta > T_m , \quad (3.80)$$

та

$$\varphi_2 < 100\% , \quad (3.81)$$

тобто вологий газ (повітря) буде ненасичене.

Визначимо довжину ділянки випаровування, якій буде відповідати насичення вологого газу (повітря) до $\varphi_2 = 100\%$. При досягненні відносної вологості в 100% процес охолодження газу (повітря) зупиняється і, відповідно, зникає явище термогазодинамічної компресії.

Витрата рідини, необхідної для насичення вологого газу (повітря) до стану при $\varphi_2 = 100\%$:

$$\Delta G_w'' = G_n \cdot (d_{вл.м} - d_{вл1}) , \quad (3.82)$$

де $d_{вл.м}$ – вологовміст газу (повітря) при температурі мокрого термометра.

Оскільки:

$$\frac{\Delta G_w''}{G_w} = \frac{\Delta m_d''}{m_{d1}} , \quad (3.83)$$

то зменшення маси рідини при випаровуванні для насичення вологого газу (повітря) до стану при $\varphi_2 = 100\%$:

$$\Delta m_\delta'' = m_{\delta1} \frac{\Delta G_w''}{G_w} , \quad (3.84)$$

де $m_{\delta1}$ – маса краплі рідини при початковому діаметрі δ_1 , яка визначається за наступним рівнянням:

$$m_{\delta 1} = \frac{\pi \delta_1^3 \rho_w}{6}, \quad (3.85)$$

Звідси

$$\Delta m_{\delta}'' = \frac{\pi \delta_1^3 \rho_w \Delta G_w''}{6 G_w} = \frac{\pi \delta_1^3 \rho_w G_n (d_{вл.м} - d_{вл1})}{6 G_w}, \quad (3.86)$$

де відносна кількість рідини, що упорскується в аеротермопресор:

$$g_w = \frac{G_w}{G_n}, \quad (3.87)$$

Відповідно:

$$\Delta m_{\delta}'' = \frac{\pi \delta_1^3 \rho_w (d_{вл.м} - d_{вл1})}{6 g_w}, \quad (3.88)$$

Маса краплі в кінці процесу випаровування:

$$m_{\delta 2} = \frac{\pi \delta_2^3 \rho_w}{6}, \quad (3.89)$$

або

$$m_{\delta 2} = m_{\delta 1} - \Delta m_{\delta}'' = \frac{\pi \delta_1^3 \rho_w}{6} \left(1 - \frac{d_{вл.м} - d_{вл1}}{6 g_w} \right), \quad (3.90)$$

Звідси діаметр краплі в кінці процесу випаровування до насичення вологого газу (повітря) до стану при $\varphi_2 = 100\%$:

$$\delta_2'' = \delta_1 \sqrt[3]{1 - \frac{d_{вл.м} - d_{вл1}}{6 g_w}}, \quad (3.91)$$

Підставляючи рівняння (3.91) в (3.66) отримаємо залежність для визначення довжини ділянки випаровування при насиченні вологого газу (повітря) до стану при $\varphi_2 = 100\%$:

$$L_{\delta}'' = \frac{\delta_1 \cdot \rho_w \cdot w_n \cdot (d_{вл.м} - d_{вл1})}{36 j \cdot g_w} \quad (3.92)$$

Звідси також можна вивести відносну кількість рідини, яку не обхідно випарити для насичення вологого газу (повітря) до стану при $\varphi_2 = 100\%$:

$$g_w'' = \frac{d_{\text{вл.м}} - d_{\text{вл1}}}{6} \quad (3.93)$$

Для камери випаровування довжиною $L_{\text{кв}}$ при $L_{\text{кв}} > L_d''$ і $g_w > g_w''$ діаметр краплі в дисперсному потоці на виході буде становити:

$$\delta_2 = \left[\delta_1^2 \left(\delta_1 + 6 \frac{j}{\rho_w} \cdot \frac{L_{\delta}''}{w_n} \right) \right]^{\frac{1}{3}} \quad (3.94)$$

Якщо $g_w < g_w''$, то $L_{\text{кв}} < L_d''$ і відповідно:

$$L_{\text{кв}} = \frac{\delta_1 \cdot \rho_w \cdot w_n \cdot (d_{\text{вл2}} - d_{\text{вл1}})}{36j \cdot g_w} \quad (3.95)$$

та

$$\delta_2 = \left[\delta_1^2 \left(\delta_1 + 6 \frac{j}{\rho_w} \cdot \frac{L_{\text{кв}}}{w_n} \right) \right]^{\frac{1}{3}} \quad (3.96)$$

3.7. Основні вимоги до системи упорскування рідини та характеристик проточної частини аеротермопресора.

Великий вплив на роботу термопресора надають конструктивні чинники, що визначають число Маха-Маєвського на вході в секцію випаровування. Число M визначає величину енергії парового потоку, що розташовується. При низьких числах M швидкість випаровування невелика, що приводить до збільшення довжини ділянки випаровування, відповідно до зростання втрат енергії на тертя. З підвищенням числа M відбувається більш інтенсивне випаровування на меншому по довжині ділянці секції випаровування при відносно менших втратах на тертя. Проте для кожного ряду початкових параметрів існує максимальне значення M , перевищення якого може привести до встановлення надзвукових швидкостей в секції випаровування, утворенню стрибків ущільнення і великим втратам енергії.

На роботу термопресора великий вплив надають наступні основні режимні чинники:

- 1) витрата газу;
- 2) початкова температура і глибина охолодження газу;
- 3) число Маху на вході у випарну секцію;
- 4) організація подачі і розпилу рідини;
- 5) дисперсність потоку (діаметр) краплі рідини;
- 6) швидкість краплі по відношенню до швидкості повітря;
- 7) відносна кількість рідини, що упорскується в газовий (повітряний) потік;
- 8) відстань між точкою вприску рідини і вхідним перерізом камери випаровування.

Вплив витрати газу визначається в основному тим, що час випаровування a , отже, довжина секції випаровування залишаються приблизно однаковими для великих і малих витрат, тоді як діаметр істотно збільшується при збільшенні витрати. Тому для великих витрат газу відносна довжина l/D менше, що, приводить до зменшення витрат тиску. У зв'язку з цим висловлювалися припущення, що при витраті газу $G_r \leq 1,5$ кг/с термопресор може забезпечити повне зняття аеродинамічних опорів, а при $G_r > 10$ кг/с може бути отримано помітне підвищення повного тиску.

Однак, слід зазначити, що на підвищення тиску в наслідок термогазодинамічної компресії більше впливає на абсолютну витрату, а масова швидкість. Так в роботах [287] на експериментальних моделях із діаметрами камери випаровування 150–207 мм позитивне підвищення повного тиску можливе при масових швидкостях $(\rho w)_{\text{кв}} > 10$ кг/(м²·с), а підвищення тиску $\Delta P_{\text{атп}} = 10\text{--}20\%$ можливе при $(\rho w)_{\text{кв}} > 180$ кг/(м²·с).

Підвищення початкової температури газу до певної величини сприятливо позначається на роботі термопресора. Висока початкова температура забезпечує інтенсивний процес випаровування, в зв'язку, з чим робота може відбуватися при більш високих швидкісних режимах, оскільки

протягом майже всього процесу випаровування забезпечується значна різниця температур між фазами. Проте при дуже високих початкових температурах втрати енергії на розгін і транспортування рідини можуть перевищити позитивний ефект випаровування ступінь підвищення повного тиску зменшуватиметься із зростанням початкової температури.

Дослідження на середньорозмірному термопресорі з широким діапазоном зміни початкових температур (400–1200 °С) при витраті газу G_T до 3,5 кг/с [287], дозволили зробити висновок, що ефект термопресії буде максимальним при $T_1 = 1000$ °С. Було встановлено, що при більш глибокому ступені охолодження газу ступінь підвищення повного тиску збільшується.

Число Маху на вході у випарну секцію M_1 впливає на роботу термопресора, оскільки визначає величину енергії газового потоку, що розташовується. При низьких значеннях M_1 і пневматичній системі розпилу рідини швидкість випаровування невелика. Це приводить до збільшення довжини ділянки випаровування і, відповідно, зростання втрат енергії на тертя.

З підвищенням початкового числа Маху M_1 середній діаметр краплі зменшується при збільшенні початкової швидкості газу і відбувається більш інтенсивне випаровування води на меншому по довжині ділянці трубопроводу при відносно менших втратах на тертя. Проте для кожного ряду початкових параметрів (T_{01} , p_{01} і d_0) повинне існувати максимальне значення M_1 перевищення якого може привести до встановлення надзвукових швидкостей в секції випаровування і утворення стрибків ущільнення і до великих втрат енергії.

Нестійкий режим роботи і безперервні хвильові процеси, що мають місце в термопресорі з високими початковими величинами M_1 , вимагають проведення спеціальних досліджень для виявлення можливості ефективного відновлення тиску в надзвуковому потоці газу.

До системи уприскування рідини повинен пред'являтися ряд вимог:

- 1) достатньо дрібний розпил (діаметр краплі);

- 2) рівномірний розподіл крапель по поперечному перетину каналу;
- 3) максимальна швидкість уприскуваної рідини (відносна швидкість повинна наближатися до 1, тобто $(w_d/w_a \approx 1,0)$)
- 4) невеликий аеродинамічний опір конструкції форсунки;
- 5) температура рідини повинна бути близькою або рівною температурі насичення при тиску в камері випаровування ($T_d \geq T_{s,KB}$).

Чим ближче відносна швидкість краплі вприснутої рідини w_d/w_a до 1,0, тим менше буде ділянка, що відповідає режиму I (рис. 1.22), на якому буде переважати лобовий опір краплі в потоці газу (повітря).

Вплив на розмір ділянки режиму I (рис. 1.22) має температура краплі. При температурі рівної або вище температурі насичення при тиску в камері випаровування процес випаровування краплі почнеться одразу при вприскуванні в камеру випаровування. Таким чином, зменшиться ділянка теплообміну при нагріві до стану насичення, а звідси зменшиться ділянка випаровування (режим II на рис. 1.22), а від так і втрати тиску на цій ділянці.

3.8. Основні рівняння математичної моделі виникнення ефекту термогазодинамічної компресії та критерії оцінки ефективності робочого процесу

Розглянемо основні рівняння математичної моделі аеротермопресора, щодо термогазодинамічної компресії.

Основні рівняння для визначення параметрів руху двофазної суміші: рівняння енергії, нерозривності та кількості руху.

Рівняння матеріального балансу

$$G_{\text{п}} + G_{\text{w}} = G_{\text{mix}} \quad (3.97)$$

де $G_{\text{п}}$, G_{w} , G_{mix} – масові витрати повітря (газу), уприскуваної рідини та утвореної суміші відповідно;

з іншого боку,

$$G = \rho F w \quad (3.98)$$

ρ – густина потоку; F – площа поперечного перерізу; w – швидкість потоку.

Рівняння енергетичного балансу

$$G_{\text{mix}} dq = G_{\text{п}} dI_{\text{п}} + G_{\text{в}} dI_{\text{в}} + G_{\text{mix}} d \frac{w^2}{2} + G_{\text{mix}} g dl + dL_{\text{зов}} \quad (3.99)$$

де q – питома теплота; $I_{\text{п}}$, $I_{\text{в}}$ – питома ентальпія охолоджуваного газу та упорскуваної рідини; $g dl$ – зміна потенційної енергії потоку; $L_{\text{зов}}$ – зовнішня робота.

З урахуванням зроблених вище допущень можна записати:

$$G_{\text{п}} dh_{\text{п}} + G_{\text{в}} dI_{\text{в}} + G_{\text{mix}} d \frac{w^2}{2} = 0 \quad (3.100)$$

Рівняння збереження кількості руху (імпульсу):

$$\frac{G_{\text{п}}}{g} (w_{\text{п}} + dw_{\text{п}}) + \frac{G_{\text{в}}}{g} (w_{\text{в}} + dw_{\text{в}}) - \frac{G_{\text{п}}}{g} \cdot w_{\text{п}} - \frac{G_{\text{в}}}{g} \cdot w_{\text{в}} = F_{\text{кв}} dp - \tau_{\text{тер}} \pi D_{\text{кв}} dz \quad (3.101)$$

де $\tau_{\text{тер}}$ – дотичне напруження біля стінки труби; $D_{\text{кв}}$ – діаметр камери випаровування; z – координата поздовжньої вісі; $w_{\text{п}}$, $w_{\text{в}}$ – швидкості газу та упорскуваної рідини відповідно.

На підставі рішення системи диференційних рівнянь термодинаміки потоку в роботі Л.А. Вуліса [215] були отримані рівняння швидкості руху, тиску, густини і температури потоку при комбінованому впливі двох факторів витратного та теплового.

Рівняння для швидкості потоку:

$$(M^2 - 1) \frac{dw}{w} = - \left[1 - \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right) \sigma \right] \frac{dG}{G} \quad (3.102)$$

де M – число Маха, яке визначає міру співвідношення між кінетичною та потенціальною енергіями направлено руху ($M = \frac{w_n}{a_{\text{зв}}}$); k – показник ізоентропи;

Критеріальної характеристика аеротермопресора:

$$\sigma = \left| \frac{dT_0}{T_0} \cdot \frac{G}{dG} \right| = \frac{\Delta I_{0\text{в}}}{c_p T_0} \quad (3.103)$$

G – масова витрата робочого тіла; ΔI_{0w} – різниця повних ентальпій рідини та пари при температурі та швидкості їх руху, рівних температурі та швидкості руху основного потоку (газу); c_p – теплоємність при постійному тиску.

Рівняння для тиску:

$$(M^2 - 1) \frac{dp}{p} = kM^2 \left[1 - \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right) \sigma \right] \frac{dG}{G} \quad (3.104)$$

Рівняння для густини:

$$(M^2 - 1) \frac{d\rho}{\rho} = M^2 \left(1 - \frac{1 + \frac{k-1}{2} M^2}{M^2} \sigma \right) \frac{dG}{G} \quad (3.105)$$

Рівняння для температури:

$$(M^2 - 1) \frac{dT}{T} = -2 \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right) \left(1 - \frac{kM^2 + 1}{2} \sigma \right) \frac{dT_0}{T_0} \quad (3.106)$$

Ці рівняння доповнимо рівностями для тиску та густини загальмованого газу:

$$\frac{dp_0}{p_0} = \frac{kM^2}{2} \sigma \frac{dG}{G} = -\frac{kM^2}{2} \sigma \frac{dT_0}{T_0} \quad (3.107)$$

$$\frac{d\rho_0}{\rho_0} = \left(1 + \frac{kM^2}{2} \right) \sigma \frac{dG}{G} = -\left(1 + \frac{kM^2}{2} \right) \sigma \frac{dT_0}{T_0} \quad (3.108)$$

Як наслідок закону обернення впливів стосовно до контактного випарного охолодження потоку газу було встановлено, що основний ефект визначається лише тепловим впливом, який пов'язаний з витратою теплоти на випаровування упорснutoї рідини. Тому в незалежності від критеріальної величини σ , при випаровуванні рідини у дозвуковому потоці параметри тиску та густини ростуть.

Основні параметри потоку які змінюються в наслідок термогазодинамічної компресії: $P_{п}$, $T_{п}$, $w_{п}$, $G_{п}$, G_w , F , w_w , T_w (рис. 3.4). Відношення цих параметрів друг відносно друга визначаються:

- 1) законом збереження маси (рівняння безперервності) для кожної з складових потоку, газу (повітря) і рідини (води);
- 2) законом руху Ньютона (теорема імпульсу) і першого закону

термодинаміки (рівняння енергії) для потоку рідини і газу;

- 3) законами передачі теплоти, масопереносом і випаровуванням крапель;
- 4) рівняннями стану суміші ідеальних газів (закон Гіббса-Дальтона);
- 5) рівняння законів термодинаміки газового потоку для визначення числа Маху, температури та тиску гальмування потоку ідеального газу і вологого газу (повітря).

Оскільки наведені параметри змінюються упродовж лінії проточної частини аеротермопресора, то рівняння, що описують взаємозв'язок між цими параметрами необхідно представляти в диференціальній формі [218, 288].

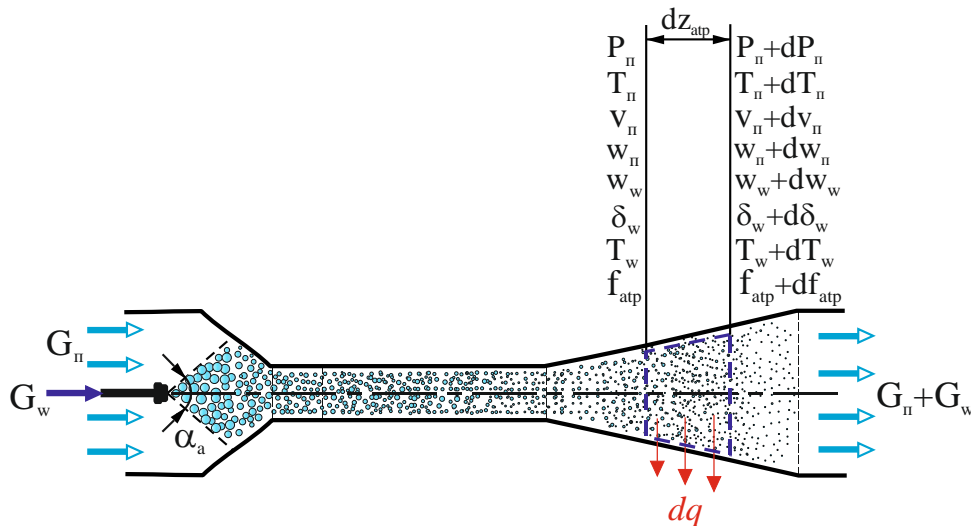


Рис. 3.4. Зміна параметрів дисперсного потоку, що приймає участь в процесі термогазодинамічної компресії, на локальній ділянці проточної частини аеротермопресора.

Рівняння безперервності

$$dG_n = 0$$

$$-\frac{dG_w}{G} = \frac{dG_n}{dG} = \frac{dG}{G} = \frac{d\rho}{\rho} + \frac{dV}{V} + \frac{dF}{F} \quad (3.109)$$

Рівняння імпульсу

$$\frac{dP}{P} + kM^2 \left(\frac{dV}{V} + \frac{4\Sigma\xi}{2} \frac{dz}{D_{ке}} + \frac{G_w}{G} \frac{dw_w}{w} + \left(1 - \frac{w_w}{w} \right) \frac{dG}{G} \right) = 0 \quad (3.110)$$

Закон зберігання енергії

$$\frac{dT}{T} - \frac{dQ - \frac{G_w}{G} dI_w}{C_p T} + \left(\frac{I_w'' - I_w' + \frac{w^2}{2} \left(1 - \frac{w_w^2}{w^2} \right)}{C_p T} \right) \frac{dG}{G} + (k-1)M^2 \left(\frac{dw}{w} + \frac{G_w}{G} \cdot \frac{w_w}{w} \cdot \frac{dw_w}{w} \right) = 0 \quad (3.111)$$

Поєднуючи наведені рівняння можна отримати відповідні коефіцієнти [288] та прослідкувати поведінку потоку при різних впливах на локальній ділянці dz : зміна площі перерізу проточної частини аеротермопресора (dF/F), теплообміну, випаровування (dm_δ/m_δ), тертя о стінки проточної частини $\Delta P_{тр}(dz) = 4 \cdot \Sigma \xi \cdot dz / D_{кв}$, зміну швидкості потоку і крапель (прискорення) dw_w .

Зміна числа Маха на локальній ділянці dz :

$$\begin{aligned} \frac{dM^2}{M^2} = & \frac{2 \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right)}{1-M^2} \frac{dF}{F} - \left(\frac{(1+kM^2) \cdot \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right)}{1-M^2} \right) \left(\frac{dQ - \left(\frac{G_w}{G} \right) dI_w'}{C_p T_0} \right) - \\ & - \left[\left(\frac{(1+kM^2) \cdot \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right)}{1-M^2} \right) \cdot \left(\frac{I_w'' - I_w' + \frac{w^2}{2} \left(1 - \left(\frac{w_w}{w} \right)^2 \right)}{C_p T_0} \right) - \left(\frac{2 \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right)}{1-M^2} \right) \left(1 + \left(1 - \frac{w_w}{w} \right) k M^2 \right) \right] \frac{dG}{G} + \\ & + k M^2 \frac{\left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right)}{1-M^2} 4 \Sigma \xi \frac{dz}{D} - \left(\frac{k M^2}{1-M^2} \right) \left[2 \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right) - \frac{k-1}{k} \left(1 + k M^2 \right) \frac{w_w}{w} \right] \frac{G_w}{G} \frac{dw_w}{w} - \frac{1+kM^2}{1-M^2} \cdot \frac{dG}{G} - \frac{dk}{k} \end{aligned} \quad (3.112)$$

Зміна об'єму проточної частини аеротермопресора на локальній ділянці dz при перемінному перетині (дифузор або конфузор):

$$\begin{aligned} \frac{dw}{w} = & - \frac{1}{1-M^2} \frac{dF}{F} - \left(\frac{1+(k-1)M^2}{2(1-M^2)} \right) \left(\frac{dQ - \left(\frac{G_w}{G} \right) dI_w'}{C_p T_0} \right) - \\ & - \left[\left(\frac{1+(k-1)M^2}{1-M^2} \right) \cdot \left(\frac{(I_w'' - I_w') + \left(\frac{w^2}{2} \right) \left(1 - \frac{w_w^2}{w^2} \right)}{C_p T_0} \right) - \frac{1 + \left(1 - \frac{w_w}{w} \right) k M^2}{1-M^2} \right] \frac{dG}{G} - \\ & - \frac{k M^2}{2(1-M^2)} 4 \Sigma \xi \frac{dz}{D} - \left(\frac{k M^2 - (k-1) M^2 \frac{w_w}{w}}{1-M^2} \right) \frac{G_w}{G} \frac{dw_w}{w} - \frac{1}{1-M^2} \frac{dG}{G} \end{aligned} \quad (3.113)$$

Зміна повного тиску потоку газу на локальній ділянці dz :

$$\begin{aligned}
\frac{dP}{P} = & \frac{kM^2}{1-M^2} \left(\frac{dF}{F} \right) - \left(kM^2 \frac{1+(k-1)M^2}{2(1-M^2)} \right) \left(\frac{dQ - \left(\frac{G_w}{G} \right) dI'_w}{C_p T_0} \right) + \\
& + kM^2 \left(kM^2 \frac{1+(k-1)M^2}{2(1-M^2)} \right) \left(\frac{(I''_w - I'_w) + \left(\frac{w^2}{2} \right) \left(1 - \frac{w_w^2}{w} \right)}{C_p T_0} - 2 + \frac{1+(k-1)M^2}{1 + \frac{(k-1)M^2}{2}} \cdot \frac{w_w}{w} \right) \frac{dG}{G} - \\
& - kM^2 \frac{1+(k-1)M^2}{2(1-M^2)} 4\Sigma\xi \frac{dz}{D} - \frac{kM^2}{1-M^2} \left(1 + (k-1) \left(1 - \frac{w_w}{w} \right) M^2 \right) \frac{G_w}{G} \frac{dw_w}{w} + \frac{kM^2}{1-M^2} \frac{dG}{G}
\end{aligned} \tag{3.114}$$

Зміна температури потоку газу на локальній ділянці dz :

$$\begin{aligned}
\frac{dT}{T} = & \frac{(k-1)M^2}{1-M^2} \frac{dF}{F} + \left(\frac{(k-1) \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right)}{1-M^2} \right) \left(\frac{dQ - \left(\frac{G_w}{G} \right) dI'_w}{C_p T_0} \right) - \\
& - \left(\frac{(1-kM^2) \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right) \left(\frac{(I''_w - I'_w) + \left(\frac{w^2}{2} \right) \left(1 - \frac{w_w^2}{w} \right)}{C_p T_0} \right) + (k-1)M^2 \left(1 + kM^2 \left(1 - \frac{w_w}{w} \right) \right)}{1-M^2} \right) \frac{dG}{G} - \\
& - \frac{k(k-1)M^4}{2(1-M^2)} 4\Sigma\xi \frac{dz}{D} - \left(\frac{(k-1)M^2}{1-M^2} \right) \cdot \left(\frac{w_w}{w} + kM^2 \left(1 - \frac{w_w}{w} \right) \right) \frac{G_w}{G} \frac{dw_w}{w} + \frac{(k-1)M^2}{1-M^2} \frac{dG}{G}
\end{aligned} \tag{3.115}$$

Зміна температури гальмування потоку газу на локальній ділянці dz :

$$\begin{aligned}
\frac{dT_0}{T_0} = & \left(\frac{dQ - \left(\frac{G_w}{G} \right) dI''_w}{C_p T_0} \right) - \left(\frac{(I''_w - I'_w) + \left(\frac{w^2}{2} \right) \left(1 - \left(\frac{w_w}{w} \right)^2 \right)}{C_p T_0} \right) \frac{dG}{G} - \left(\frac{(k-1)M^2 \frac{w_w}{w}}{1 + \frac{k-1}{2} M^2} \right) \frac{G_w}{G} \frac{dw_w}{w} + \\
& + \frac{(k-1)M^2}{1 + \frac{k-1}{2} M^2} \frac{dG}{G} + \frac{M^2}{2 \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right)} \frac{dk}{k}
\end{aligned} \tag{3.116}$$

Зміна діаметру краплі в потоці газу на локальній ділянці dz :

$$\begin{aligned}
\frac{d\delta_0}{\delta_0} = & \left(\frac{1 + \frac{k-1}{2} M^2}{\alpha} \right) \cdot \left(\frac{dQ - \left(\frac{G_w}{G} \right) dI'_w}{C_p T_0} \right) - \\
& - \left[\left(\frac{(I''_w - I'_w) + \left(\frac{w^2}{2} \right) \left(1 - \left(\frac{w_w}{w} \right)^2 \right)}{C_p \delta_0} \right) + \left(\frac{\frac{k-1}{2} M^2 \left(1 + \frac{G_w}{G} \right) \left(\frac{w_w}{w} \right)^2}{\alpha} \right) \right] \frac{dG}{G} + \\
& + \left(\frac{\frac{k-1}{2} M^2 \left(1 + \frac{G_w}{G} \cdot \left(\frac{w_w}{w} \right)^2 \right)}{\alpha} \right) \frac{dG}{G} + \left(\frac{\frac{M^2}{2} \left(1 + \frac{G_w}{G} \cdot \left(\frac{w_w}{w} \right)^2 \right)}{\alpha} \right) \frac{dk}{k}
\end{aligned} \quad (3.117)$$

Зміна тиску гальмування газової (парової) фази на локальній ділянці dz :

$$\begin{aligned}
\frac{dp_0}{p_0} = & -\frac{k}{2} M^2 \left(\frac{dQ - \left(\frac{G_w}{G} \right) dI'_w}{C_p T_0} \right) + \frac{k}{2} M^2 \left[\frac{(I''_w - I'_w) + \left(\frac{w^2}{2} \right) \left(1 - \left(\frac{w_w}{w} \right)^2 \right)}{C_p T_0} - 2 \left(1 - \frac{w_w}{w} \right) \right] \frac{dG}{G} - \\
& - \frac{k}{2} M^2 4 \Sigma \xi \frac{dz}{D} - k M^2 \left(\frac{1 + \frac{k-1}{2} M^2 \left(1 - \left(\frac{w_w}{w} \right)^2 \right)}{1 + \frac{k-1}{2} M^2} \right) \frac{G_w}{G} \frac{dw_w}{w} + \frac{\frac{k}{2} M^2}{1 + \frac{k-1}{2} M^2} \frac{dG}{G} + \\
& + \left[\left(\frac{\frac{k}{2} M^2}{1 + \frac{k-1}{2} M^2} \right) - \frac{k}{(k-1)^2} \ln \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right) \right] \frac{dk}{k}
\end{aligned} \quad (3.118)$$

Зміна тиску гальмування потоку газу на локальній ділянці dz :

$$\begin{aligned}
\frac{dP_0}{P_0} = & -\frac{k}{2} M^2 \left(\frac{dQ - \left(\frac{G_w}{G} \right) dI'_w}{C_p T_0} \right) + \\
& + \left[\frac{k}{2} M^2 \left(1 + \frac{G_w}{G} \cdot \left(\frac{w_w}{w} \right)^2 \right) \cdot \left(\frac{(I''_w - I'_w) + \left(\frac{w^2}{2} \right) \left(1 - \left(\frac{w_w}{w} \right)^2 \right)}{C_p g_0} \right) - \frac{k}{2\alpha} M^2 \left(1 + \frac{G_w}{G} \right) \frac{w_w}{w} - k M^2 \left(1 - \frac{w_w}{w} \right) \right] \frac{dG}{G} - \\
& - \frac{k}{2} M^2 4\Sigma\xi \frac{dz}{D} - k M^2 \left(1 - \frac{w_w}{w} \right) \frac{G_w}{G} \frac{dw_w}{w} + \frac{\frac{k}{2} M^2 \left(1 + \frac{G_w}{G} \cdot \left(\frac{w_w}{w} \right)^2 \right)}{\alpha} \frac{dG}{G} + \frac{k}{(k-1)^2 \left(\frac{\alpha-1}{\alpha} - \ln \alpha \right)} \frac{dk}{k}
\end{aligned} \tag{3.119}$$

де

$$\alpha \equiv \frac{g_0}{T} \equiv 1 + \left(1 + \frac{G_w}{G} \cdot \left(\frac{w_w}{w} \right)^2 \right) \frac{k-1}{2} M^2; \quad \frac{T_0}{T} \equiv 1 + \frac{k-1}{2} M^2; \quad \frac{p_0}{p} \equiv \left(\frac{T_0}{T} \right)^{\frac{k}{k-1}}; \quad \frac{P_0}{P} \equiv \left(\frac{g_0}{T} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

Як саме буде вести себе потік: по надзвуковій або дозвуковій кривій залежить від значення протитиску системи. Таким чином, має місце можливість переходу через швидкість звуку в каналі (камера випаровування) постійного перетину.

В математичній формі перехід через швидкість звуку (точка f) можна навести як:

$$\frac{dM^2}{dz} = \frac{G(z)}{1 - M^2} \tag{3.120}$$

де

$$G = M^2 \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right) \cdot \left(-2 \frac{d(\log F)}{dz} + \frac{1 + kM^2}{C_p T_0} \cdot \left[\frac{dQ}{dz} - \frac{m_w}{m} \cdot \frac{dI'_w}{dz} \right] \right) \tag{3.121}$$

Нахил кривої числа Маха М в точці f може бути знайдено відповідно до [219] [288]:

$$\left(\frac{dM^2}{dz} \right)_t = \pm \sqrt{- \left(\frac{dG}{dz} \right)_t} \tag{3.122}$$

Для визначення прояву термогазодинамічного ефекту в ідеальному аеротермопресорі (без урахування сил тертя) вирішимо рівняння (3.108)

$$\frac{dp_0}{p_0} = -\frac{kM^2}{2} \sigma \frac{dT_0}{T_0} \quad (3.123)$$

У разі упорскування рідини в газовий потік при рівності швидкостей газу і упорснutoї рідини, різниця повних ентальпій рідини і пари, після приведення її до однакових з газом температури і швидкості, приблизно дорівнює теплоті випаровування r :

$$\Delta I_{0w} \approx r \quad (3.124)$$

$$\sigma \approx \frac{r}{c_p T_0} \quad (3.125)$$

Вирішуючи рівняння (3.123) методом квадратур, отримаємо:

$$\int \frac{dp_0}{p_0} = -\frac{kM^2}{2} \sigma \int \frac{dT_0}{T_0} \quad (3.126)$$

Позначивши параметри потоку, на вході та на виході аеротермопресора, індексами 1 та 2, отримаємо:

$$\frac{P_{02}}{P_{01}} = \left(\frac{T_{02}}{T_{01}} \right)^{\frac{kM^2}{2} \sigma} \quad (3.125)$$

Наведене вище рівняння застосовується для ідеального аеротермопресора, тобто без урахування сил тертя. Для визначення втрати тиску на тертя скористаємося формулами гідравліки [231, 289, 290] визначивши сумарний гідравлічний опір на ділянках апарату:

$$\Delta P_0 = \Delta P_m + \Delta P_{\text{тер}} = \left(\zeta_m + \zeta_{\text{тер}} \frac{l}{D} \right) \frac{\rho w_{\text{mix}}^2}{2} \quad (3.126)$$

де ΔP_m – місцевий опір елементів аеротермопресора, Па; $\Delta P_{\text{тер}}$ – опір тертя, Па; ζ_m – коефіцієнт місцевого опору; $\zeta_{\text{тер}}$ – коефіцієнт опору тертя; $\frac{l}{D}$ – відношення довжини до діаметру камери випаровування; ρ – густина робочого потоку, кг/м³; w_{mix} – середня швидкість потоку, м/с.

Коефіцієнт місцевого опору залежить від геометричних параметрів елементів апарату – конфузора та дифузора ($\zeta_m = \zeta_d + \zeta_k$). Також необхідно враховувати і коефіцієнт гідравлічного опору крапель рідини, що

упорскується в потік (ділянка проточної частини аеротермопресор, яка відповідає режиму I (рис. 1.22)).

З довідника по гідравлічним опорам [289], місцевий коефіцієнт опору конфузора визначено за формулою:

$$\zeta_{\kappa} = \left(\frac{\lambda_{c1}}{8 \sin \frac{\alpha}{2}} \right) \cdot \left(1 - \left(\frac{d_{\kappa 3}^4}{d_{\kappa}^4} \right) \right) \quad (3.127)$$

де λ_{c1} – середнє значення коефіцієнтів гідравлічного тертя на початку λ_1 та на кінці λ_2 конфузора ($\lambda_{c1} = (\lambda_1 + \lambda_2)/2$); α – кут конусності, ° (прийнято $\alpha = 40^\circ$); d_{κ} – діаметр конфузора, м; $d_{\kappa 3}$ – діаметр камери випаровування, м;

Коефіцієнт гідравлічного тертя визначено за емпіричною формулою Блазіуса:

$$\lambda_{1,2} = 0,3164 / \text{Re}_{1,2}^{1/4} \quad (3.128)$$

де Re – число Рейнольдса ($\text{Re}_{1,2} = \frac{w_{1,2} d_{1,2}}{\nu}$); ν – кінематичний коефіцієнт в'язкості ($\nu = \frac{\mu}{\rho}$); μ – динамічний коефіцієнт в'язкості ($\mu = 1,717 \cdot 10^{-5} \cdot \left(\frac{T}{273} \right)^{0,683}$)

Місцевий коефіцієнт опору дифузора:

$$\zeta_{\text{д}} = \left(\frac{\lambda_{c2}}{8 \sin \frac{\beta}{2}} \right) \cdot \left(1 - \left(\frac{d_{\text{д} 3}^4}{d_{\text{д}}^4} \right) \right) + \sin \beta \cdot \left(1 - \frac{d_{\text{д} 3}^2}{d_{\text{д}}^2} \right)^2 \quad (3.128)$$

де λ_{c2} – середнє значення коефіцієнтів гідравлічного тертя на початку λ_1 та на кінці λ_2 дифузора; β – кут конусності, ° (прийнято $\beta = 10^\circ$); $d_{\text{д}}$ – діаметр дифузора, м.

Проведена оцінка втрат на тертя дозволяє визначити режимні та конструктивні чинники, що впливають на ефективність роботи аеротермопресора.

Ефективність роботи аеротермопресора залежить від значень втрати повного тиску через наступні чинники: поверхневе та внутрішнє тертя газу, аеродинамічний опір системи упорскування, лобовий опір крапель упорснutoї

рідини, процес тепломасопереносу при кінцевій різниці температур та парціальних тисків. Такі втрати можуть бути достатньо значними і складати до 10–40% в залежності від особливостей конструкції проточної частини апарату.

Для забезпечення високоефективної роботи аеротермопресора необхідно визначити технологічні вимоги стосовно конструкції проточної частини та способу розпилення води в апараті. Значний вплив на робочі процеси в аеротермопресорі здійснюють конструктивні чинники, які впливають на витрати енергії для подолання сил тертя та місцевих опорів на звужувально-розширювальних ділянках апарату.

Для забезпечення позитивного підвищення тиску, швидкість газу в мінімальному перетині аеротермопресора повинна бути $M = 0,5–0,9$. При такій швидкості інтенсивно збільшуються втрати повного тиску [222].

Для робочої камери при відносних швидкостях газу $\lambda_g = 0,5–0,7$ M коефіцієнт опору $\zeta_{\text{кв}}$ лежить в області автомодельної течії газу по числу Рейнольдса (Re) і λ_g . В залежності від ступеня шорсткості стінок $\zeta_{\text{кв}}$ може бути визначено, як [221, 222]:

$$\zeta_{\text{кв}} = (0,01–0,02) \cdot (L_{\text{кв}} / D_{\text{кв}}) \quad (3.129)$$

де $(L_{\text{кв}}/D_{\text{кв}})$ – калібр або відносний діаметр – відношення довжини камери змішування до її діаметра.

Для визначення коефіцієнта місцевого опору дифузора ζ_d існує два основних метода: напівемпіричний та на основі теорії примежового шару.

Недоліком напівемпіричного методу є те, що він не враховує вплив стисливості газу, режимних параметрів в мінімальному перетині та умов входу і початкового ступеня турбулентності потоку. Це, у свою чергу, дає значення ζ_d в декілька разів відмінних від дійсних (експериментальних) [221, 222].

В методі визначення ζ_d на основі теорії примежового шару визначаються інтегральні характеристики примежового шару і отримують на їх основі аналітичні залежності для розрахунку. Недоліком такого методу є

необхідність виконання умови рівномірності поля швидкостей на вході, що дуже важко отримати на практиці [216].

Наведені методи визначення місцевих коефіцієнтів опору не дають точних даних про втрати всередині дифузора, що, у свою чергу, змушує при дослідженнях в широкому діапазоні геометричних і режимних параметрів використовувати данні, які отримані в ході експерименту [228, 232].

Слід зазначити, що при числах Рейнольдса $Re \leq 2 \cdot 10^5$ коефіцієнт місцевого опору не залежить від числа Re і відносної швидкості λ_g (в діапазоні значень $\lambda_g = 0,1-0,9$) та визначається тільки геометричними параметрами (наприклад, кут конусності та відношення діаметрів входу і виходу D_1/D_2). Враховуючи вищезазначене, з'ясовано, що величина коефіцієнту місцевого опору лежить в області автономного режиму течії по Re і λ_g [222], тобто течія газу залишається механічно подібною сама собі при зміні одного або декількох параметрів, що визначають цю течію.

Найменша величина $\zeta_d = 0,06-0,08$ відповідає куту розкриття дифузора $\beta = 5-7^\circ$ і ступеню розширення $n = 10$. Наведені данні справедливі за умови дотримання рівномірності поля швидкостей на вході. При наявності перед дифузором робочої камери з достатньо великим значенням калібру ($L_{кв}/D_{кв}$), поле розподілу швидкостей буде суттєво нерівномірне. При цьому значення ζ_d можна розрахувати за наступним рівням [289]:

$$\zeta_d = K \cdot (L_{кв}/D_{кв}) \quad (3.130)$$

де K – поправочний коефіцієнт.

При $Re > 10^5$ і $(L_{кв}/D_{кв}) = 5-15$ величину поправочного коефіцієнта можна приймати $K = 1,3-1,6$. Звідси величина коефіцієнта місцевого опору складе $\zeta_d = 0,08-0,15$.

В роботі [218] проведено дослідження роботи аеротермопресора на відхідних газах газової турбіни. Авторами було спроектовано та досліджено експериментальний струминний апарат, довжиною 7,5 метрів, при початковій швидкості потоку 31 м/с, витрати газу склали 11,5 кг/с. В роботі отримано дані стосовно втрати тиску через місцевий та гідравлічний опір на різних ділянках

аеротермопресора, загальне падіння тиску без упорскування рідини досягало 14 %.

В роботах [220, 228] показано, що позитивний ефект від застосування термогазодинамічної компресії в аеротермопресорі (підвищення тиску газового (повітряного) при охолодженні) тим більше, чим менше втрати на тертя. Втрати на тертя за класичною методикою розрахунку при цьому складають до 5–8 %.

Розбіжність теоретичних, що основані на класичних залежностях, і експериментальних даних, свідчать про неточності при визначенні місцевих коефіцієнтів втрат тиску, що особливо важливо при малих діаметрах проточної частини аеротермопресора, тобто при малих витратах газу (повітря).

Від так, вочевидь, для визначення втрат від загального опору в аеротермопресора малої витрати (витрата повітря $G_{\text{п}}$ складає до 1 кг/с) необхідно уточнювати емпіричні залежності для визначення коефіцієнтів повного аеродинамічного опору через малі діаметри проточної частини апарату. Встановлення таких залежностей або діапазону конкретних значень для місцевих коефіцієнтів втрат тиску дозволить вибрати оптимальні конструктивні характеристики аеротермопресора, які будуть відповідати досягненню максимального значення підвищення тиску в результаті виникнення ефекту термогазодинамічної компресії.

Для визначення швидкості звуку в двофазному середовищі можливо скористатися рівнянням для води та водяної пари [231]:

$$a_{\text{зв}} = \sqrt{\frac{1}{x \cdot \left(1 + \frac{(1-x) \cdot w_w}{x \cdot w_g}\right)} \left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)_s} \quad (3.131)$$

де x – ступінь сухості для початкової ділянки камери випаровування

$$\left(x = \frac{G_g}{G_g + G_w}\right).$$

Для випадку ізоентропійного процесу:

$$\left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)_s = k \frac{p}{\rho} \quad (3.132)$$

Таким чином для визначення відносного підвищення тиску в реальному аеротермопресорі, введемо в рівняння (3.125) втрати на тертя:

$$\frac{P_{02}}{P_{01}} = \left(\frac{T_{02}}{T_{01}}\right)^{\frac{kM^2}{2} - \sigma} - \frac{\left(\zeta_M + \zeta_{\text{терп}} \frac{l}{D}\right) \rho a_{3B}^2 M^2}{2P_{01}} \quad (3.133)$$

В роботах [215, 288] показано, що для визначення зміни тиску повного гальмування можна скористатися залежністю:

$$d P_0 = - \frac{T_0 - T}{T} \cdot \frac{dq}{v_0} \quad (3.136)$$

Так, у разі відведення теплоти $dq < 0$, $dP > 0$, тобто виникає теплова компресія, при підводі теплоти знаки міняються на протилежні, тобто виникає тепловий опір руху.

При аналізі процесів випарного контактного охолодження використовується також залежність для визначення числа Маха-Маєвського, для визначення температури і тиску гальмування, рівняння стану ідеального газу.

Слід також зазначити, що наведені рівняння розрахунку втрати тиску не враховують втрати на режимі I, коли переважає лобовий опір краплі в потоці газу (повітря). Для такого випадку можна навести рівняння для втрат тиску через лобовий опір (розгін або гальмування краплі – в залежності від початкової швидкості на виході з сопла форсунки):

Коефіцієнт аеродинамічного опору краплі в потоці повітря (режим I, на рис. 1.22):

$$\xi_w = \left(\frac{16}{\text{Re}} + \frac{2.2}{\text{Re}^{0.5}} + 0.32\right) \cdot \left(\frac{1.5\mu_w + \mu_n}{\mu_w + \mu_n}\right) \quad (3.137)$$

де μ_n та μ_w – відповідно динамічна в'язкість повітря та води, кг/(м с).

В режимі II (рис. 1.22) можливі два випадки течії дисперсного потоку: дисперсний (переважає) або дисперсно-кільцевий.

Для дисперсного потоку потоку можна навести рівняння для визначення гідродинамічних втрат тиску, що застосовується в моделі ковзання фаз [290]. Масові швидкості потоку, що мають місце в камері випаровування маловитратних аеротермопресорів (при $D_{\text{кв}}$ до 30 мм, $G_{\text{п}}$ до 1,5 кг/с) дорівнюють $(\rho w) > 100$.

Гідравлічний опір двофазового потоку з ковзанням фаз розраховується за методом Локкарта-Мартінееллі [291]. Згідно з цим методом втрати тиску на тертя двофазового потоку dP/dZ можна виразити через їх величину для однієї фази:

$$dP/dZ = \Phi_w^2 (dP/dZ)_w, \quad (3.138)$$

$$dP/dZ = \Phi_{\text{п}}^2 (dP/dZ)_{\text{п}}, \quad (3.139)$$

де параметр Мартінееллі Φ розраховується як [292]

$$\Phi_w = \Phi_{\text{п}}/X_{\text{т}} = X_{\text{т}}^{-1} + 2,85X_{\text{т}}^{-0,48} \quad (3.140)$$

або

$$\Phi_{\text{п}} = 1 + 2,85X_{\text{т}}^{0,523} \quad (3.141)$$

параметр Мартінееллі-Нельсона $X_{\text{т}}$ [293] [294]:

$$X_{\text{т}} = \left(\frac{\mu_w}{\mu_{\text{п}}} \right)^{0,1} \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_w} \right)^{0,5}. \quad (3.142)$$

Втрати тиску на тертя рідкої фази:

$$(dP/dZ)_w = \zeta_w (\rho w)^2 (1-x)^2 / (2D_{\text{кв}}\rho_w), \quad (3.143)$$

Втрати тиску на тертя газової фази:

$$(dP/dZ)_{\text{п}} = \zeta_{\text{п}} (\rho w)^2 (1-x)^2 / (2D_{\text{кв}}\rho_{\text{п}}), \quad (3.144)$$

Коефіцієнт тертя для турбулентної течії знаходиться за законом Блазіуса [289, 295, 296]:

$$\zeta = 0,3164 \text{Re}^{-0,25}. \quad (3.145)$$

За фазу із визначальним спадом тиску необхідно брати ту, градієнт тиску якої має більше значення при даному паровмісті, тобто розрахунок вести за умови [291, 293]:

$$(dP/dZ)_w - \text{при } X_{II} = \sqrt{\frac{\left(\frac{dP}{dz}\right)_w}{\left(\frac{dP}{dz}\right)_n}} > 1 \quad (3.146)$$

$$(dP/dZ)_{II} - \text{при } X_{II} = \sqrt{\frac{\left(\frac{dP}{dz}\right)_w}{\left(\frac{dP}{dz}\right)_n}} < 1 \quad (3.147)$$

Наведений метод Локкарта-Мартініеллі можливо застосовувати при течії в каналах двофазного середовища при різних режимах течії фаз (турбулентно-турбулентний, ламінарно-турбулентний) [297–302].

Для режиму III характерно суха стінка проточної частини, а від так і збільшення втрат тиску, які можна визначити:

$$\Delta P_{\text{тер}} = \zeta_{\text{тер}} \frac{l_{III}}{D_{III}} \cdot \frac{\rho_a w_a^2}{2} \quad (3.148)$$

де D_{III} – діаметр проточної частини при режимі III; l_{III} – довжина проточної частини для режиму III (рис. 1.22); $\zeta_{\text{тер}}$ – коефіцієнт тертя на ділянці режиму III (можна визначити за рівнянням (3.126)).

Ефективність роботи аеротермопресора можна оцінити наступним чином.

Абсолютний ефект термопресії

$$\Delta = \Delta P_0^c - \Delta P_0 \quad (3.149)$$

Відносний ефект термопресії

$$\delta = \frac{\Delta}{\Delta P_0^c} \quad (3.150)$$

Існує три методи оцінки ефективності ефекту термогазодинамічної компресії [221].

Перший спосіб.

Оцінка зміни повного тиску відносно «сухого» аеротермопресора (без подачі рідини).

$$\delta = \frac{\left(\frac{P_{амп2}}{P_{амп1}}\right)}{\left(\frac{P_{амп2}}{P_{амп1}}\right)_{сух}} = \left(\frac{P_0^{сух}}{P_0}\right)_{амп1} \quad (3.151)$$

де $P_{атп1}$, $P_{атп2}$ – повний тиск потоку на вході та виході з аеротермопресора

Другий спосіб.

Оцінка по зниженню аеродинамічного опору проточної частини аеротермопресора.

$$\delta' = \frac{\Delta P_0^{сух} - \Delta P_0}{\Delta P_0^{сух}} \quad (3.152)$$

де $\Delta P_0^{сух}$, ΔP_0 – втрати повного тиску в «сухому» та аеротермопресорі, який працює.

Третій спосіб.

Оцінка по зменшенню втрат повного тиску в «сухому» та аеротермопресорі, який працює

$$\delta'' = \Delta P_0^{сух} - \Delta P_0 \quad (3.153)$$

Рідину для впрыскування необхідно вибирати із великою питомою теплою випаровування (прихована теплота фазового переходу. Це можна побачити з рівняння для критерію підвищення тиску гальмування

$$\sigma = \frac{I_w'' - I_w'}{C_p T \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right)} - \frac{w}{w_w} - 1 > 2 \quad (3.154)$$

3.9. Основні рівняння для визначення параметрів волого повітря (газу) в проточній частині аеротермопресора

При стисненні повітря в ТК застосовуються наступні залежності для визначення основних параметрів волого повітря.

Температура повітря на виході з компресора при адіабатному стисненні:

$$T_2' = T_1 \cdot \pi_k^{\frac{k-1}{k}} \quad (3.155)$$

Дійсна температура повітря на виході з компресора (рахуючи, що

теплоємність повітря C_p в інтервалі температур $T_1 - T_2$ постійна):

$$T_2 = T_1 + \frac{T_2' - T_1}{\eta_k}, \quad (3.156)$$

де η_k – внутрішній ККД компресора. В залежності від типу компресора і величини π_k приймають $\eta_k = 0,76-0,80$.

Показник політропи дійсного процесу стиснення:

$$n = \frac{1}{1 - \frac{\lg \left[\frac{\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - (1 - \eta_k)}{\eta_k} \right]}{\lg \pi_k}} \quad (3.157)$$

Відносна вологість повітря після компресора можна знайти з виразу:

$$\varphi_2 = \varphi_1 \frac{v_{s2}}{v_{s1}} \pi^n \quad (3.158)$$

Оскільки вологовміст у процесі стискання не змінюється, то:

$$d_1 = d_2 \quad (3.159)$$

Теплоємність волого повітря на нагнітанні компресора:

$$c_{вЛ2} = 1,01 + 1,89 d_{вЛ2} \quad (3.160)$$

Ентальпія вологого повітря на виході:

$$I_2 = c_{вЛ2} t_{n2} + 2500 d_{вЛ2} \quad (3.161)$$

При охолодженні повітря в термопресорі і ОНП вологовміст змінюється, тому застосовують наступне рівняння:

$$d = 0,622 p_{п''} / (p - p_{п''}), \quad (3.162)$$

де $p_{п''}$ – парціальний тиск водяної пари.

Відносна вологість повітря:

$$\varphi = p_{п''} / p_{п''}, \quad (3.163)$$

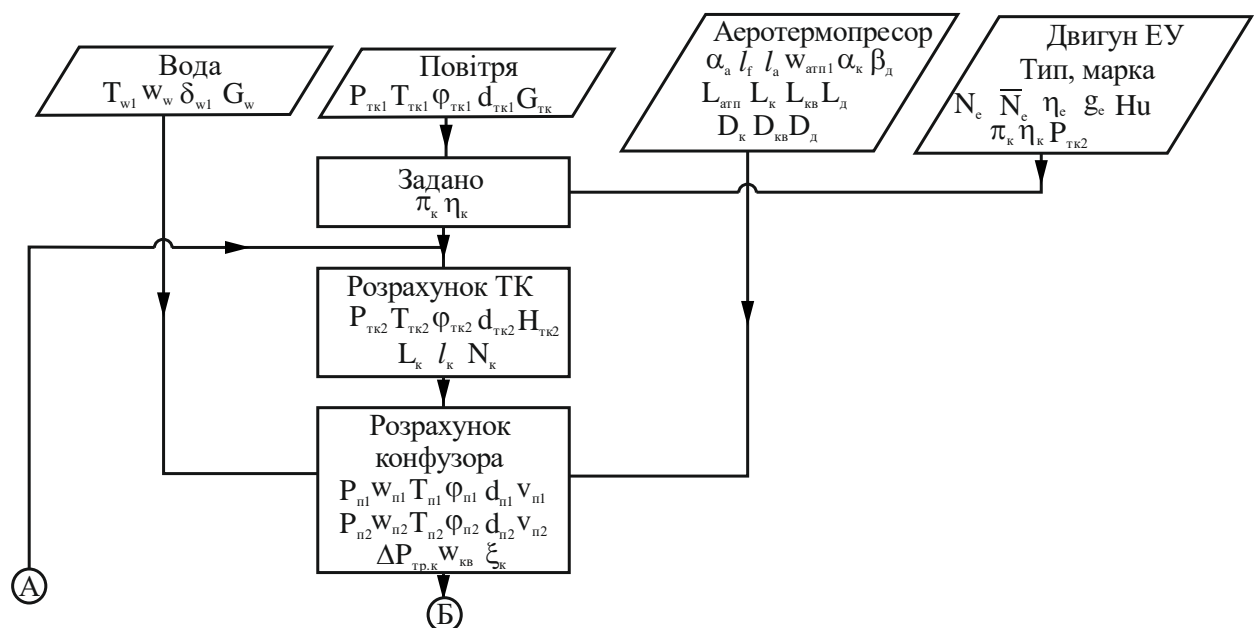
де $p_{п''}$ – тиск насиченої водяної пари.

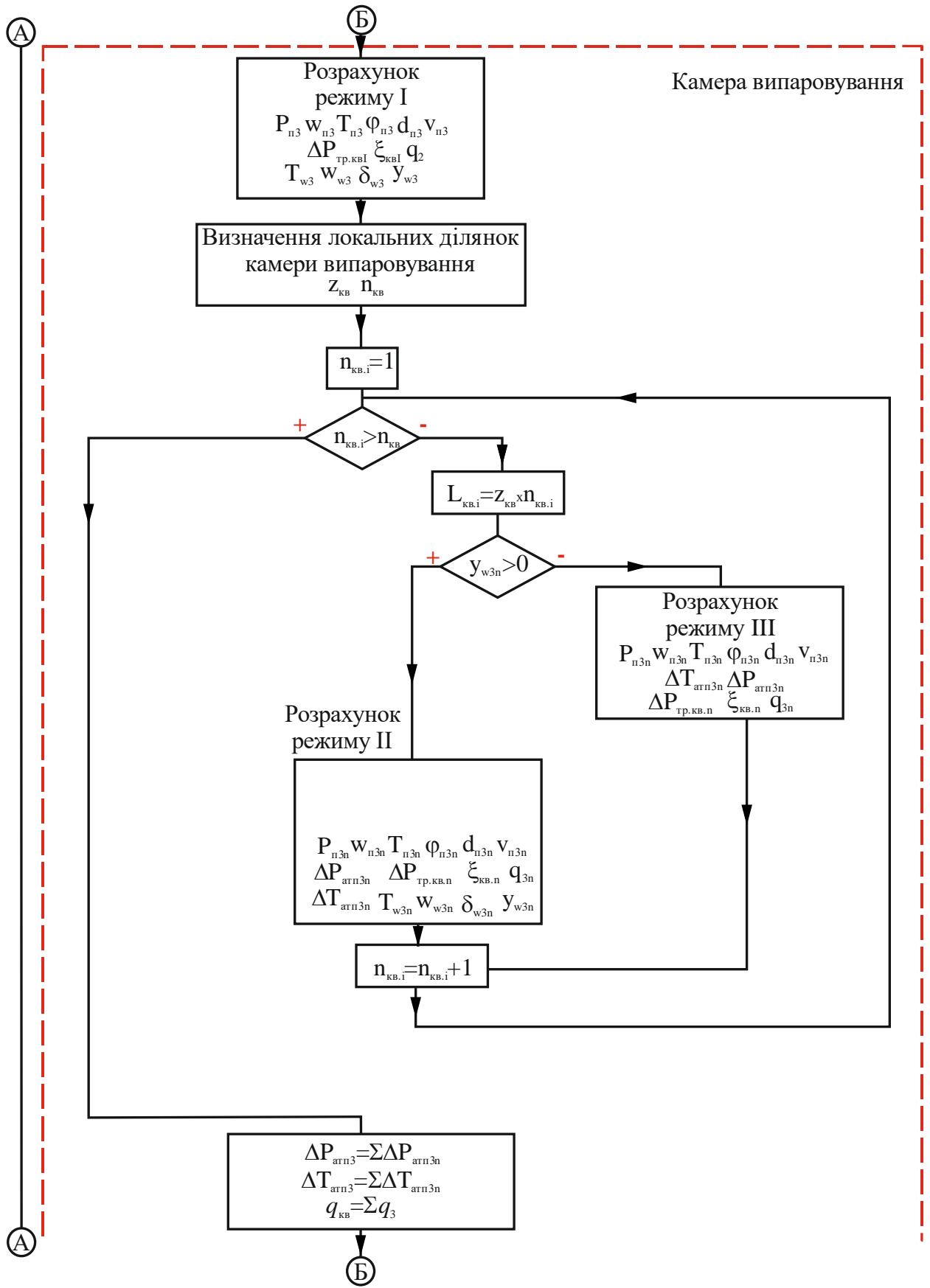
Коефіцієнт вологовипадіння:

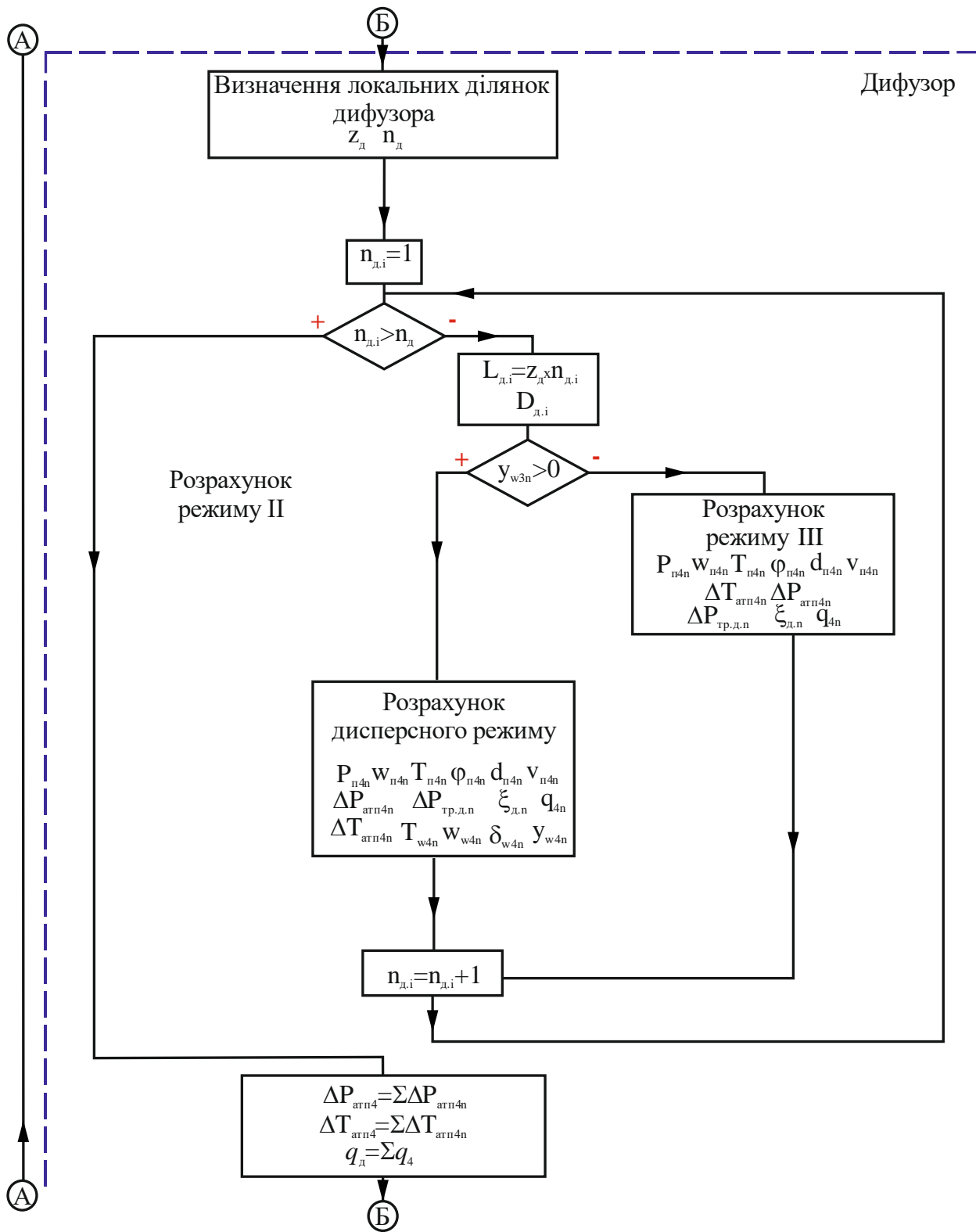
$$\xi = (I_{n1} - I_{n2}) / (c_{вЛ} (t_{n1} - t_{n2})) \quad (3.164)$$

3.10. Алгоритм і блок-схема розрахунку математичної моделі технології аеротермопресорного охолодження циклового (наддувного) повітря енергетичних установок.

Вводними даними для алгоритму розрахунку математичної моделі термопресорної системи охолодження є (рис. 3.5): параметри рідини (води), що упорскується (температура T_{w1} , швидкість на виході з форсунки w_w , масова витрата G_w , початковий діаметр краплі δ_w); параметри вологого газу (повітря, відхідних газів ДВЗ або ГТД, хладону) (тиск $P_{п1}$, температура $T_{п1}$, відносна вологість $\phi_{п1}$, вологовміст $d_{п1}$, масова витрата $G_{п1}$, початкова швидкість $w_{п1}$); параметри аеротермопресора (аеротермопресорного апарата) (геометрія проточної частини – кут конусності конфузора α_k , дифузора β_k , діаметр камери випаровування $D_{кв}$, довжина $L_{кв}$, L_k , L_d і відносна довжина $l_{кв}$, l_k , l_d основних елементів аеротермопресора, задана швидкість на вході в камеру випаровування $w_{кв1} < M = 1$); робочі параметри і характеристики двигуна енергетичної установки (ДВЗ, ГТД) (потужність N_e , N_n , η_e , питома витрата палива g_e , марка палива та інш.).







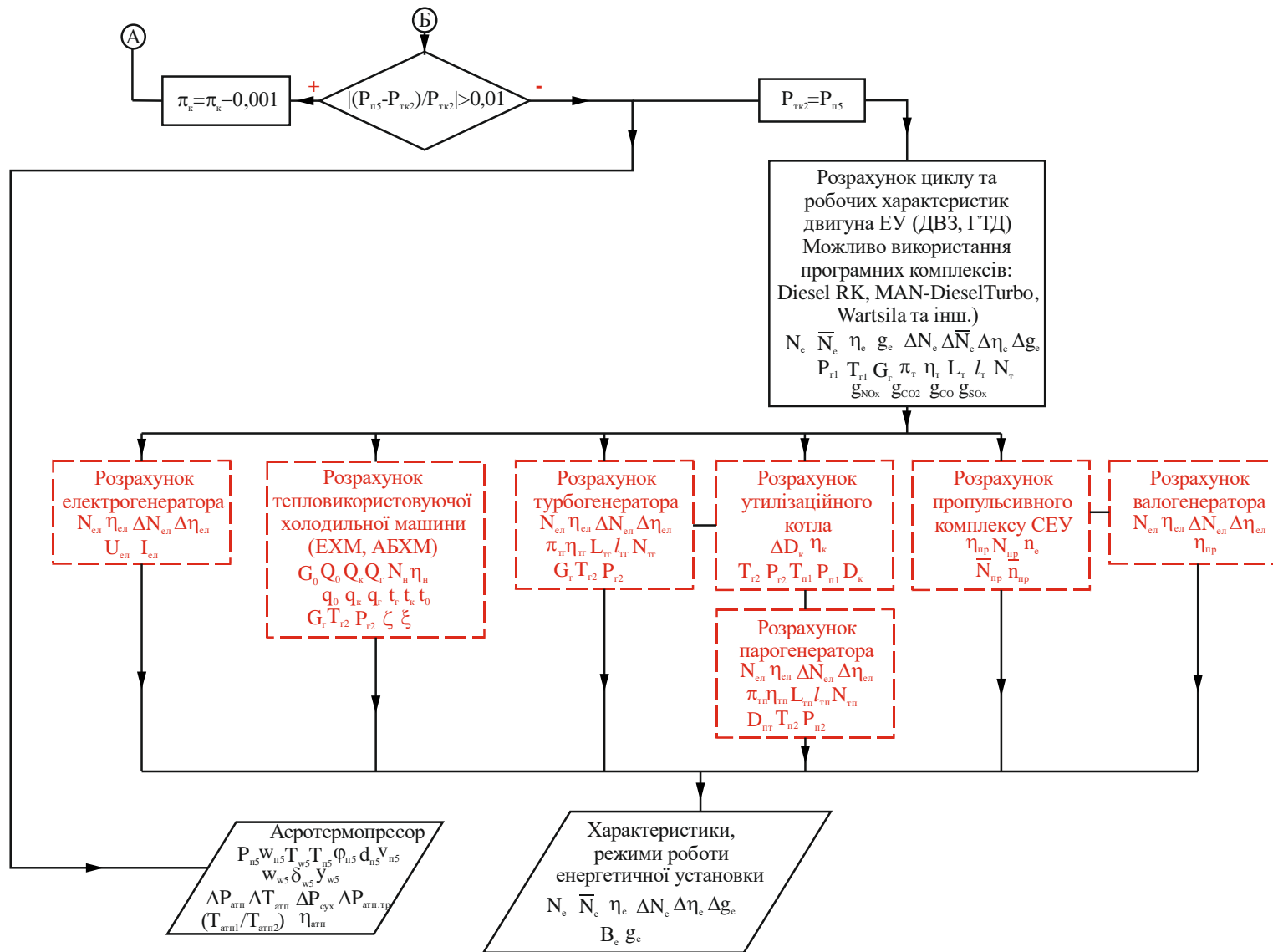


Рис. 3.5. Блок-схема алгоритму математичної моделі технології аеротермопресорного охолодження у складі енергетичної установки

Відповідно до наведеного алгоритму, з початку проводиться розрахунок робочого процесу стиснення вологого газу (повітря або інш. робоче тіло). Розраховуються: тиск $P_{\text{тк}2}$, температура $T_{\text{тк}2}$, відносна вологість $\phi_{\text{тк}2}$, вологовміст $d_{\text{тк}2}$, ентальпія $h_{\text{тк}2}$, робота $L_{\text{к}}$, $l_{\text{к}}$, яка втрачається на стиснення, потужність компресорної ступені $N_{\text{к}}$ (в залежності від місця встановлення аеротермопресора у складі енергетичної установки). розрахунок здійснюється відповідно до залежностей – (3.155) – (3.164).

Розрахунок конфузора дозволяє визначити параметри вологого газу на виході (вході в камері випаровування): тиск $P_{\text{п}1}$, $P_{\text{п}2}$; температура $T_{\text{п}1}$, $T_{\text{п}2}$; швидкість краплі (крапель) w_d ; швидкість вологого газу $w_{\text{п}1}$, $w_{\text{п}2}$ (або відносна швидкість краплі відносно швидкості газу (w_w/w_p)); відносна вологість $\phi_{\text{п}1}$, $\phi_{\text{п}2}$, вологовміст $d_{\text{п}1}$, $d_{\text{п}2}$, питомий об'єм $v_{\text{п}1}$, $v_{\text{п}2}$ (або густина $\rho_{\text{п}1}$, $\rho_{\text{п}2}$) – відповідно до залежностей (3.71) – 3.78. Також визначаються втрати тиску газу через вплив тертя, місцевого опору, а також втрат, які пов'язані із лобовим опором крапель (режим I) в потоці газу $\Delta P_{\text{к}}$, $\xi_{\text{к}}$ – залежності (3.126), (3.127), (3.137).

Розрахунок камери випаровування аеротермопресора здійснюється із врахуванням режимів I, II і III. Проточна частина камери випаровування розбивається на короткі ділянки (чим більше кількість ділянок, тим більш точним буде розрахунок). Визначаються параметри локальних ділянок камери випаровування: кількість $n_{\text{кв}}$ і довжина $z_{\text{кв}}$, а також ділянка де має місце перехід від дисперсно-кільцевого режиму течії двофазного потоку (на стінках камери присутній шар рідини) до дисперсного режиму течії (найбільш характерний режим для струминних апаратів). На кожному кроці розрахунку перевіряють загальну довжину камери випаровування, а також відносну вологість газу $y_{\text{п}3}$ (або ступінь сухості $x_{\text{п}3}$). Якщо $y_{\text{п}3} = 0$, то розрахунок ведуть відповідно режиму III (залежності – (3.127), (3.129). При $y_{\text{п}3} > 0$ розрахунок здійснюється відповідно до режиму II (залежності (3.138) – (3.147)).

Втрати тиску потоку в проточній частині визначають відповідно до умови і залежностей (3.126), (3.137). Розрахунок ведеться із врахування можливості виникнення режиму III, а також припинення охолодження потоку у випадку, коли

відносна вологість газу $\varphi_{п3}$ не стане рівною 100 %. Параметрами, що розраховуються на даному етапі є: тиск $P_{п3}$; температура $T_{п3}$; зменшення температури газу $\Delta T_{кв}$; відносна температура $T_{п2} / T_{п3}$; швидкість вологого газу $w_{п3}$; відносна вологість $\varphi_{п3}$; вологовміст $d_{п3}$; питомий об'єм $v_{п3}$ (або густина $\rho_{п3}$); падіння тиску $\Delta P_{тр.кв}$; підвищення тиску в наслідок термогазодинамічної компресії $\Delta P_{атп3}$; діаметр краплі (або її зменшення) δ_{w3} ; масова витрата рідини, що не випарилася G_{w3} ; кількість теплоти, що відведено від потоку (теплове навантаження) $q_{кв}$ – залежності (3.36) – (3.41).

Наступним кроком є розрахунок дифузора аеротермопресора. Здійснюється із врахуванням режимів II і (або) III. Проточна частина дифузора також розбивається на короткі ділянки. Визначаються параметри локальних ділянок дифузора: кількість n_d і довжина z_d . На кожному кроці розрахунку перевіряють загальну довжину дифузора і діаметри входу і виходу з кожної локальної ділянки, а також відносну вологість газу $u_{п3}$ (або ступінь сухості $x_{п3}$). Якщо $u_{п3} = 0$, то розрахунок ведуть відповідно режиму III (залежності – (3.128)). При $u_{п3} > 0$ розрахунок здійснюється відповідно до режиму II (залежності (3.138) – (3.147)).

Розрахунок ведеться із врахування можливості виникнення режиму III, а також припинення охолодження потоку у випадку, коли відносна вологість газу $\varphi_{п3}$ стане рівною 100 %. Параметрами, що розраховуються на даному етапі є: тиск $P_{п4}$; температура $T_{п4}$; зменшення температури газу ΔT_d ; відносна температура ($T_{п3} / T_{п4}$); швидкість вологого газу $w_{п4}$; відносна вологість $\varphi_{п4}$; вологовміст $d_{п4}$; питомий об'єм $v_{п4}$ (або густина $\rho_{п4}$); падіння тиску $\Delta P_{тр.д}$; підвищення тиску в наслідок термогазодинамічної компресії $\Delta P_{атп4}$; діаметр краплі (або її зменшення) δ_{w4} ; масова витрата рідини, що не випарилася G_{w4} ; кількість теплоти, що відведено від потоку (теплове навантаження) q_d – залежності (3.36) – (3.41).

На кінцевому етапі розрахунку, в залежності від умов застосування аеротермопресорного охолодження, перевіряють умову щодо забезпечення кінцевого тиску на виході з аеротермопресора $P_{атп4}$ і порівнюють тиск із заданим для системи подачі повітря або газу для енергетичної установки. у разі необхідності

ступінь стиснення π_k компресорної ступені ДВЗ або ГТД змінюють (зменшують) і розрахунок повторюють із самого початку доти доки кінцевий тиск не буде становити необхідне значення для входу в компресорну ступінь. Також перевіряють значення діаметру краплі на виході відповідно до заданого значення (для ГТД значення діаметру не повинно перевищувати 20–25 мкм, у випадку охолодження наддувного повітря ДВЗ випаровування може бути повним або не повним із наступним відділенням крапель у вологовідділювачі перед повітряним ресивером).

Після розрахунку робочих процесів аеротермопресорній системі охолодження проводиться розрахунок робочого циклу (за необхідності в залежності від типу двигуна енергетичної установки) та характеристик із визначенням потужності N_e (зміни потужності ΔN_e), η_e (зміни ккд $\Delta \eta_e$), питомої витрати палива g_e (зміни питомої витрати палива Δg_e) та інш. В залежності від типу енергетичної установки, а також схемо-конструктивного рішення із застосуванням аеротермопресорної системи охолодження, наступним кроком розрахунку математичної моделі є розрахунок параметрів і характеристик теплообмінного, електроенергетичного, утилізаційного обладнання відповідно до класичних методик їх розрахунку. За наведеною блок-схемою і алгоритму розрахунку математичної моделі біло створено програмний комплекс, який дозволяє розрахувати робочі процеси аеротермопресора і системи охолодження на його основі у складі енергетичної установки на базі ГТД або ДВЗ. Також програмний комплекс дозволяє розрахувати характеристики обладнання або систем і схемно-конструктивних рішень при застосуванні у складі енергетичної установки: електрогенератора (на базі ДВЗ або ГТД); тепловикористовуючих холодильних машин (ежекторна холодильна машина, абсорбційна холодильна машина); турбогенератора або парогенератора у складі тригенераційної установки (стаціонарні установки) або у складі турбокомпаундної установки (енергетичні установки морських суден); утилізаційного котла одного або двох тисків; пропульсивного комплексу суднової енергетичної установки. Моделювання роботи термопресорної системи охолодження дозволяє виявити ефективність

застосування такої системи у складі енергетичної установки та порівняти її із традиційними способами охолодження і зволоження циклового повітря.

Аналізуючи отримані дані математичного моделювання робочих процесів в аеротермопресорі при проміжному охолодженні повітря ГТУ RW-21, були виявлені максимуми підвищення тиску, як результат ефекту термогазодинамічної компресії. При зменшенні діаметру краплі до 3 мкм, максимальне значення підвищення тиску зміщується в бік зменшення довжини ділянки випаровування, тобто процес випаровування протікає більш інтенсивніше, займаючи меншу по довжині ділянку робочої камери – ефективність випаровування підвищується із збільшенням сумарної площі поверхонь крапель.

В залежності від початкової температури повітря, числа Маха на вході в камеру випаровування та діаметру краплі, підвищення тиску становить (рис. 3.7, рис. 3.7): при $M = 0,50$ – $\Delta P_{\text{атп}} = 3,0\text{--}6,0\%$ (7–17 кПа); при $M = 0,60$ – $\Delta P_{\text{атп}} = 4,0\text{--}8,5\%$ (11–25 кПа); при $M = 0,74$ – $\Delta P_{\text{атп}} = 7,0\text{--}12,5\%$ (20–40 кПа). Можна також побачити, що із збільшенням початкової температури повітря відносне підвищення повного тиску збільшується.

Характер розподілу абсолютного тиску по довжині камери для різних початкових діаметрів краплі має однакову тенденцію. Чим більший діаметр крапель, тим менший ефект термогазодинамічної компресії, що пов'язано із зростанням аеродинамічного опору крапель та зменшенням інтенсивності випаровування. Але при збільшенні початкової температури повітря до відповідно збільшується і діаметр краплі з можливістю отримання позитивного ефекту від термогазодинамічної компресії.

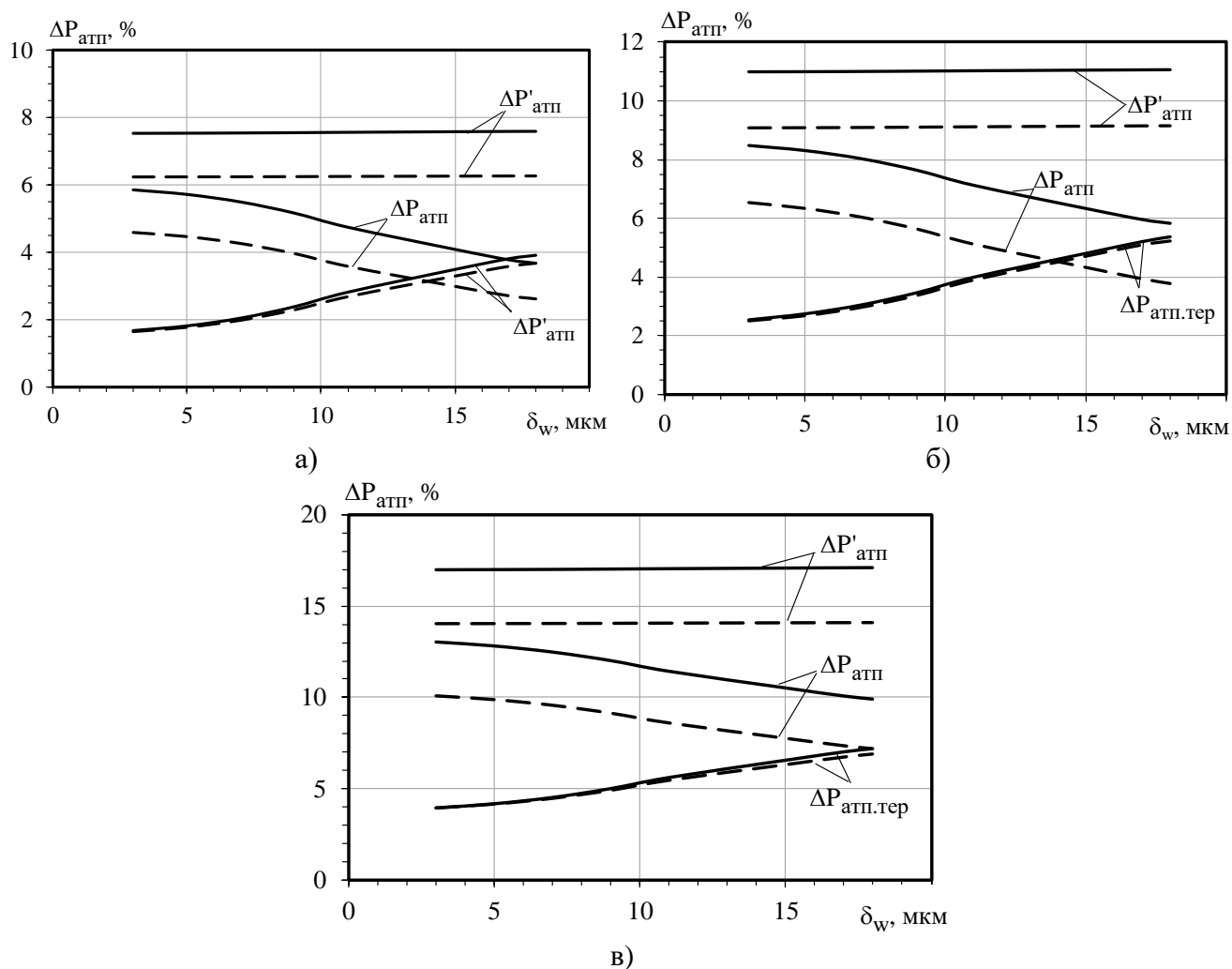


Рис. 3.6 Характер розподілу відносного підвищення тиску $\Delta P_{\text{атп}} = P_{\text{атп2}}/P_{\text{атп1}}$ відносно діаметру краплі δ_w при різних температурах повітря та числах Маха на вході: а) – $M = 0,50$; б) – $M = 0,60$; в) – $M = 0,74$; _____ – $T_{\text{атп1}} = 500 \text{ }^\circ\text{K}$; - - - - - $T_{\text{атп1}} = 550 \text{ }^\circ\text{K}$.

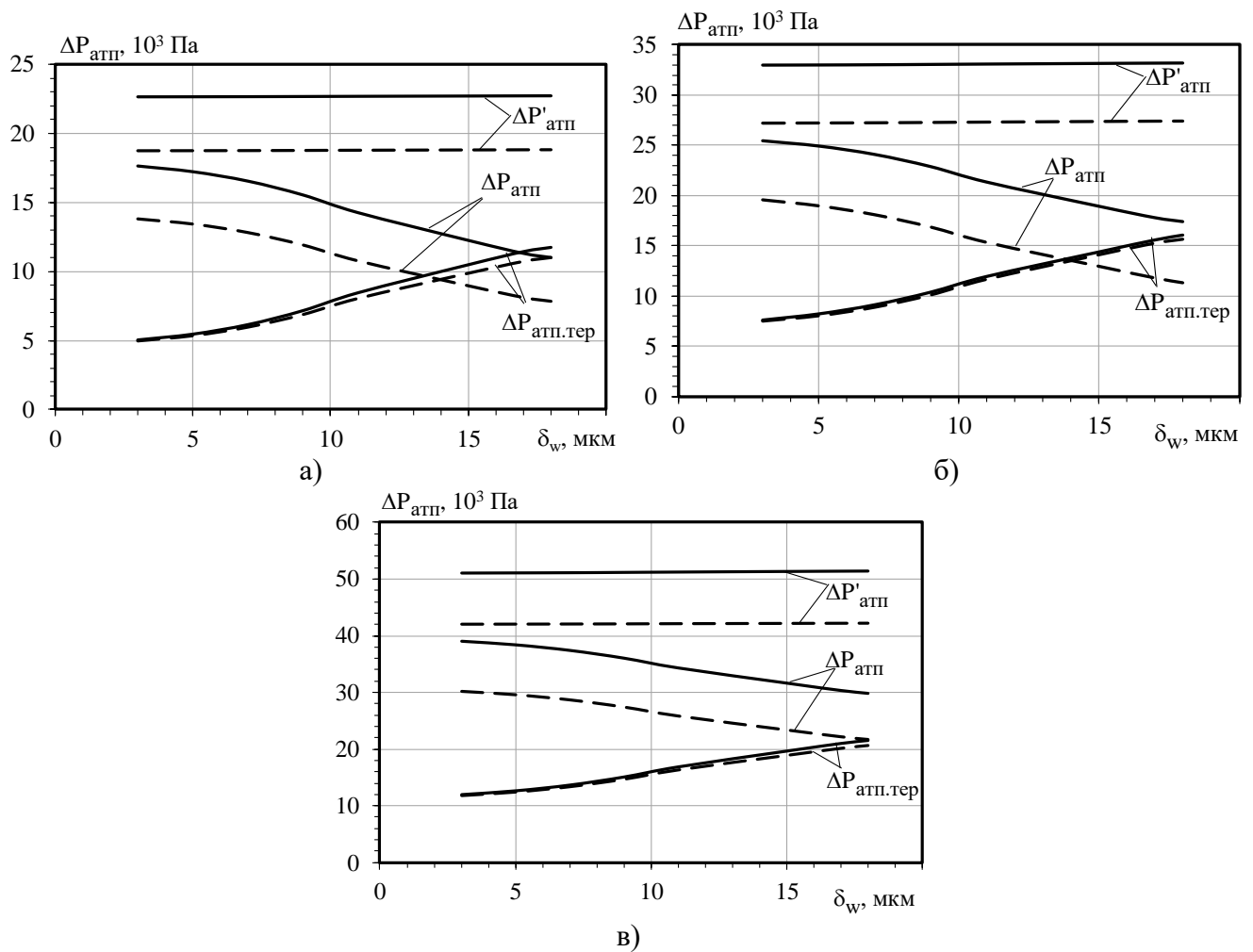


Рис. 3.7 Характер розподілу абсолютного підвищення тиску $\Delta P_{\text{атп}} = P_{\text{атп}2} - P_{\text{атп}1}$ відносно діаметру краплі δ_w при різних температурах повітря та числах Маха на вході: а) – $M = 0,50$; б) – $M = 0,60$; в) – $M = 0,74$; _____ – $T_{\text{атп}1} = 500 \text{ }^\circ\text{K}$; - - - - - $T_{\text{атп}1} = 550 \text{ }^\circ\text{K}$.

На наступних графіках наведено характер розподілу значень відносної та абсолютної температури зволоженого повітря (рис. 3.8). Показники зменшення температури при контактному охолодженні в аеротермопресорі безпосередньо залежать від діаметру крапель упорснutoї води. Так, при початковій температурі $T_{\text{атп}1} = 500 \text{ }^\circ\text{K}$ зниження температури відбувається більш повільно і відносна температура має менші показники $T_{\text{атп}1}/T_{\text{атп}2} = 1,465\text{--}1,472$ (рис. 3.8, а). Але при збільшенні початкової температури до $T_{\text{атп}1} = 550 \text{ }^\circ\text{K}$ значення відносної температури вирівнюється по довжині камери випаровування і складає $T_{\text{атп}1}/T_{\text{атп}2} = 1,595\text{--}1,603$ (рис. 3.8, б).

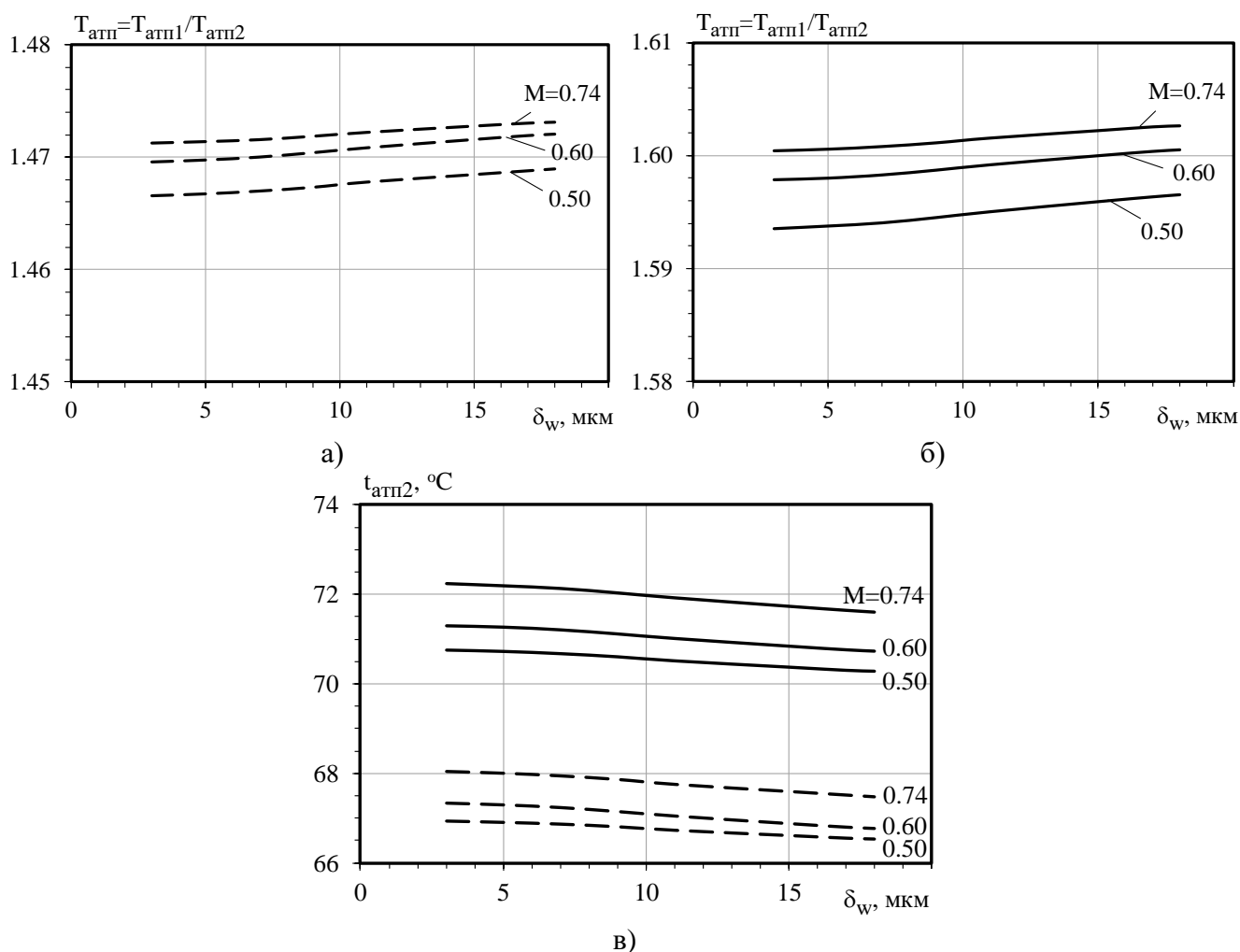


Рис. 3.8. Характер розподілу відносної температури $T_{атп1}/T_{атп2}$ (а, б) та температури в кінці процесу термогазодинамічної компресії $t_{атп2}$ (в) в залежності від діаметру краплі δ_w : а) – $T_{атп1} = 500$ °К; б) – $T_{атп1} = 550$ °К; _____ – $T_{атп1} = 500$ °К; _____ – $T_{атп1} = 550$ °К

В залежності від початкової температури повітря, числа Маха на вході в камеру випаровування та діаметру краплі, температура зволоженого повітря на виході з камери випаровування знижується: при $T_{атп1} = 500$ °К на $\Delta T_{атп} = 160$ – 165 К; при $T_{атп1} = 550$ °К на $\Delta T_{атп} = 207$ – 212 К.

При моделюванні процесу випаровування води в повітряному потоці отримано дані по відносній кількості води, що необхідна для повного випаровування (рис. 3.9). Кількість води, що упорскується в повітряний потік не перевищує 10%, а, відповідно, кількість води, що необхідна для повного випаровування: при початковій температурі $T_{атп1} = 500$ °К – $g_w = 5.40$ – 5.47 %; при $T_{атп1} = 500$ °К – $g_w = 6.55$ – 6.60 %.

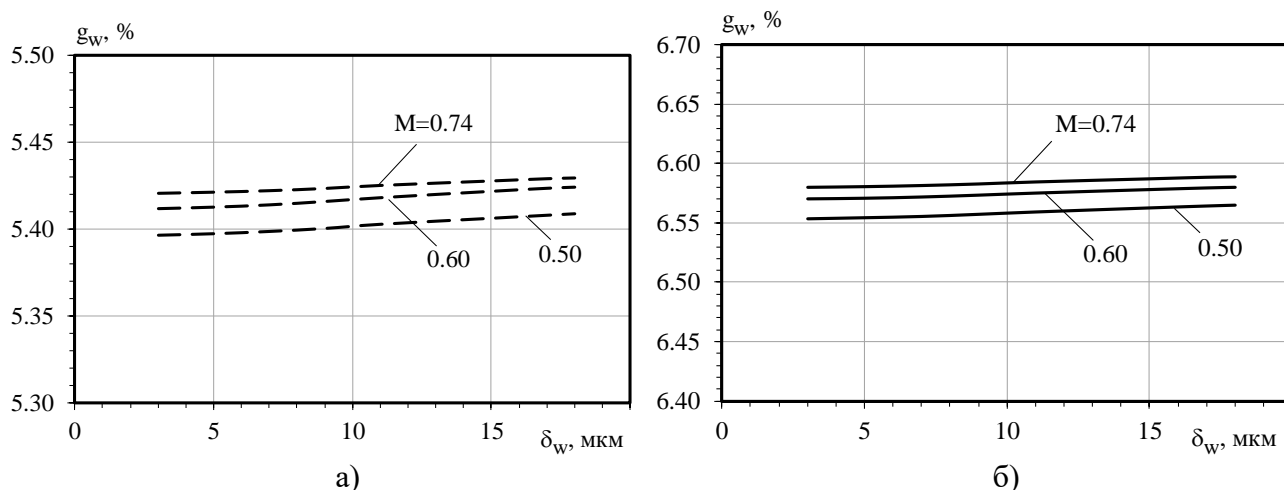


Рис. 3.9. Характер розподілу відносної кількості води випарованої у повітряному потоці g_w в залежності від діаметру краплі δ_w : а) – при $T_{атп1} = 500$ °К; б) – при $T_{атп1} = 550$ °К.

Для ефективного теплообміну між фазами необхідно підтримувати максимальні значення відносної температури на виході з аеротермопресора. Тобто на початку процесу розпилення води для інтенсивнішого випаровування число Маха повинно досягати максимальних значень для дозвукового потоку $M \approx 0,95$. Але зростання чисел Маха продовжується і в процесі випаровування рідини, що пов'язано із зростанням густини пароповітряного потоку. Цей факт потрібно враховувати при конструюванні проточних частин аеротермопресора (співвідношення діаметрів сопла, камери випаровування та дифузора) для запобігання переходу потоку до надзвукових швидкостей. Для досліджуваної камери випаровування при початковій температурі повітряного потоку $T_{атп1} = 500$ К число Маха зростає на 11 % і досягає значення $M = 0,85\text{--}0,92$, при $T_{атп1} = 550$ К – зростає на 12 % і досягає значення $M = 0,71\text{--}0,83$.

На наступних графіках (рис. 3.10) наведені основні характеристики процесу випаровування води в робочій камері маловитратного аеротермопресора ($G_p = 1,0\text{--}1,5$ кг/с), отримані при математичному моделюванні ($M = 0,50$). Можна побачити, що при наявності неповного випаровування, можливо забезпечити діаметр краплі менше $\delta_w = 20$ мкм на виході при температурі $T_{атп1} = 650$ К, а при $T_{атп1} = 450$ К випаровування в проточній частині аеротермопресора буде повним і закінчуватися на кінцевій ділянці дифузора.

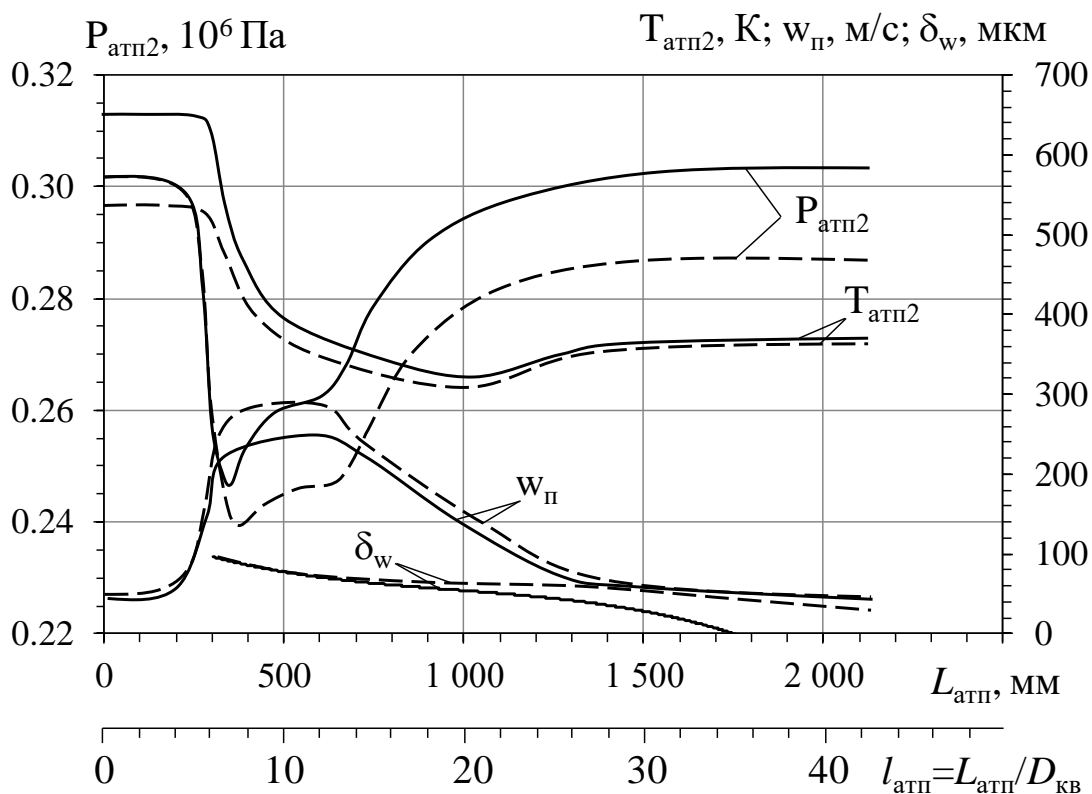


Рис. 3.10 Характер розподілу зміни тиску $P_{атп2}$, температури $T_{атп2}$, швидкості $w_{п}$ і діаметру краплі δ_w по довжині проточної частини аеротермопресора $L_{атп}(l_{атп})$:

_____ – $T_{атп1} = 650$; - - - - - $T_{атп1} = 450$ К.

Слід зауважити, що при початковому діаметрі краплі більше 20–30 мкм досягання позитивного ефекту від термогазодинамічної компресії можливо тільки при високих початкових температурах вище $T_{атп1} = 450$ К (177°C), що при застосуванні стандартних гідравлічних форсунок можливо при охолодженні між ступенями компресорів ГТУ та за наддувним компресором ДВЗ, а також такі умови відповідають режимам в системах відхідних газів ГТУ та ДВЗ.

3.11. Методологія раціонального проектування аеротермопресорів у складі контурів використання вторинної теплоти енергетичних установок.

Вхідні дані:

Рідина:

Температура на вході в камеру T_{w1} ; питома теплоємність C_{pw} ; поверхневий натяг σ_w ; питома вага γ_w ; густина ρ_w .

Вологий газ (повітря).

Динамічна в'язкість μ_a ; густина ρ_a ; коефіцієнт теплопровідності λ_a ; температура на вході в приймальну камеру $T_{п1}$; тиск на вході в приймальну камеру $P_{п1}$; вологовміст на вході в приймальну камеру $\varphi_{п1}$; витрата на вході в приймальну камеру (на виході з компресора або ступеня компресора) $G_{п}$; степінь підвищення тиску в компресорі π_k ; швидкість відносно швидкості звуку M .

Розрахунок системи вприскування рідини.

1. Вибір способу вприскування. Можна рекомендувати для упорскування рідини в аеротермопресорі форсунки гідравлічного типу або відцентрові форсунки. Для даного типу форсунок характерно середній діаметр краплі 20–50 мкм при тисках рідини на вході в форсунку 0,2–3,5 МПа, а при тисках 3,5–5,0 МПа – 18–20 мкм. Установка форсунки можлива по вісі проточної частини або де-кілька форсунок розташованих діаметрально і направлених під кутом до основної вісі проточної частини приймальної камери.

2. Організувати вприск потрібно в приймальній камері, тобто до конфузора. Таке рішення забезпечить підготовку дисперсного потоку:

- 1) вирівнюються швидкості крапель рідини потоку газу – $w_w = w_{п}$;
- 2) напрям вектору швидкості крапель буде співпадати із напрямом вісі проточної частини камери випаровування;
- 3) завдяки додатковій турбулізації потоку буде забезпечено додаткове дроблення крапель в проточній частині конфузора;
- 4) у випадку вприскування кількості рідини більше понад необхідну для випаровування є можливість забезпечити зволоження внутрішньої стінки камери випаровування.

Така підготовка дозволить уникнути втрат тиску на режимі I, коли переважає лобовий опір краплі при русі у потоці газу, також зменшить втрати тиску пов'язані через тертя дисперсного потоку о внутрішні стінки проточної частини камери випаровування.

3. Середній діаметр краплі рекомендується брати з паспортних даних на форсунку або встановлених експериментальним шляхом, у випадку відсутності таких даних можна скористатися наступними рівняннями:

$$\delta_w = k \frac{8\sigma}{\rho w_\phi} \quad (3.165)$$

Для відцентрових форсунок типу "Туман", які було застосовано під час проведення експериментальних досліджень характерні наступні характеристики:

Табл. 3.2. Характеристики форсунок, які було застосовано в експериментальному дослідженні робочих процесів аеротермопресора.

Параметр	Тиск, МПа						
	1,0	2,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5
Середній діаметр краплі δ_w , мкм	28–31	22–25	18–20	18–19	17–19	16–18	16–17
Форсунка	Масова витрата рідини, кг/с						
ФМТ-43,0	0,00639	0,00903	0,01194	0,01276	0,01353	0,01427	0,01496
ФМТ-100,0	0,01486	0,02100	0,02779	0,02972	0,03152	0,03322	0,03485
ФМТ-120,0	0,01781	0,02519	0,03331	0,03561	0,03777	0,03981	0,04175

Розрахунок термогазодинамічної компресії ідеального аеротермопресора (без врахування втрат тертя).

4. Приймаємо температуру на газу на виході з аеротермопресора:

$$t_{п2} = t_{п1} - 0,01 \quad (3.166)$$

5. Теплове навантаження на аеротермопресор:

$$Q_{атп} = G_{п} \cdot C_{p,п} \cdot (t_{п1} - t_{п2}) \quad (3.167)$$

6. Питома теплота, що сприймається рідиною при випаровуванні:

$$q_w = C_{p,w} \cdot (t_{п1} - t_{п2}) + r, \quad (3.168)$$

де r – питома теплота фазового переходу, кДж/кг:

$$r = -5,2626 \cdot 10^{-12} \cdot T_{п2}^6 + 1,3397 \cdot 10^{-8} \cdot T_{п2}^5 - 1,4073 \cdot 10^{-5} \cdot T_{п2}^4 + 7,7825 \cdot 10^{-3} \cdot T_{п2}^3 - 2,3876 \cdot T_{п2}^2 + 383,0 \cdot T_{п2} - 22416 \quad (3.169)$$

7. Масова витрата рідини, що уприскується:

$$G_w = \frac{Q_{amn}}{q_w} \quad (3.170)$$

8. Степінь сухості двофазного потоку:

$$x = \frac{G_n}{G_n + G_w} \quad (3.171)$$

9. Степінь вологості двофазного потоку:

$$y = 1 - x \quad (3.172)$$

10. Початкова відносна швидкість в камеру випаровування приймається:

- 1) $\bar{w}_w = 0,25-0,35$ – при вприскуванні на вході в камеру випаровування;
- 2) $\bar{w}_w = 0,95-1,00$ – при вприскуванні до конфузора (тобто безпосередньо в приймальній камері, при цьому краплі рідини розганяються і на виході з конфузора швидкості краплі і газу вирівнюються).

11. Питомий об'єм газу при температурі T_{n2} :

$$v_{n2} = \frac{R_n \cdot T_{n2}}{P_{n1}} \quad (3.173)$$

12. Густина газу при температурі T_{n2} :

$$\rho_{n2} = \frac{1}{v_{n2}} \quad (3.174)$$

13. Швидкість звуку в двофазному потоці в камері випаровування:

$$w_{w.g} = \sqrt{\frac{k \cdot P_{n1} \cdot v_{n2}}{x \left(1 + \frac{y \cdot \bar{w}_w}{x} \right)}} \quad (3.175)$$

14. Швидкість газу в камері випаровування:

$$w_{\Pi} = w_{w.g} \cdot M \quad (3.176)$$

15. Діаметр камери випаровування:

$$D_{кв} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_n \cdot v_{n2}}{w_n \cdot \pi}} \quad (3.177)$$

16. Діаметр конфузора на вході (діаметр приймальної камери):

$$D_{\kappa} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_n \cdot v_{n2}}{w_{n1} \cdot \pi}} \quad (3.178)$$

17. Діаметр дифузора на виході:

$$D_{\delta} = \sqrt{\frac{4 \cdot (G_n + G_w) \cdot v_{n2}}{w_{n2} \cdot \pi}}, \quad (3.179)$$

де w_{n2} – швидкість потоку на виході з дифузора.

Розрахунок місцевих втрат тиску для конфузора.

18. Коефіцієнт гідравлічного тертя на вході в конфузор [296]:

$$\lambda_{\kappa 1} = \frac{0,3164}{\text{Re}_{\kappa 1}^{0,25}} \quad (3.180)$$

де $\text{Re}_{\kappa 1}$ – число Рейнольдса на вході в конфузор:

$$\text{Re}_{\kappa 1} = \frac{w_{n1} D_{\kappa}}{\nu_{\kappa 1}} \quad (3.181)$$

$\nu_{\kappa 1}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості

$$\nu_{\kappa 1} = \frac{\mu_{\kappa 1}}{\rho_{\kappa 1}} \quad (3.182)$$

$\mu_{\kappa 1}$ – динамічний коефіцієнт в'язкості.

19. Коефіцієнт гідравлічного тертя на виході з конфузора [296]:

$$\lambda_{\kappa 2} = \frac{0,3164}{\text{Re}_{\kappa 2}^{0,25}} \quad (3.183)$$

де $\text{Re}_{\kappa 2}$ – число Рейнольдса на виході в конфузор:

$$\text{Re}_{\kappa 2} = \frac{w_{n2} D_{\kappa 2}}{\nu_{\kappa 2}} \quad (3.184)$$

$\nu_{\kappa 2}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості

$$\nu_{\kappa 2} = \frac{\mu_{\kappa 2}}{\rho_{\kappa 2}} \quad (3.185)$$

$\mu_{\kappa 2}$ – динамічний коефіцієнт в'язкості

20. Середнє значення коефіцієнта гідравлічного тертя для конфузора:

$$\lambda_{\kappa} = \frac{\lambda_{\kappa 1} + \lambda_{\kappa 2}}{2} \quad (3.186)$$

21. Місцевий коефіцієнт опору конфузора:

$$\zeta_{\kappa} = \left(\frac{\lambda_{\kappa}}{8 \sin \frac{\alpha}{2}} \right) \cdot \left(1 - \left(\frac{D_{\kappa\delta}}{D_{\kappa}} \right)^4 \right) \quad (3.187)$$

де α – кут конусності, ° (приймається $\alpha = 30\text{--}60^\circ$).

22. Втрати тиску в конфузори:

$$\Delta P_{\kappa} = \zeta_{\kappa} \cdot \frac{\rho w_{\kappa, \text{cp}}^2}{2}, \quad (3.188)$$

де $w_{\kappa, \text{cp}}$ – середня швидкість потоку в конфузори:

$$w_{\kappa, \text{cp}} = \frac{w_{\kappa 1} + w_{\kappa 2}}{2}, \quad (3.189)$$

Розрахунок місцевого коефіцієнту втрат тиску для дифузора.

23. Коефіцієнт гідравлічного тертя на вході в дифузор [296]:

$$\lambda_{\partial 1} = \frac{0,3164}{\text{Re}_{\partial 1}^{0,25}} \quad (3.190)$$

де $\text{Re}_{\partial 1}$ – число Рейнольдса на вході в дифузор:

$$\text{Re}_{\partial 1} = \frac{w_{n2} D_{\kappa\delta}}{\nu_{\partial 1}} \quad (3.191)$$

$\nu_{\partial 1}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості

$$\nu_{\partial 1} = \frac{\mu_{\partial 1}}{\rho_{\partial 1}} \quad (3.192)$$

$\mu_{\partial 1}$ – динамічний коефіцієнт в'язкості.

24. Коефіцієнт гідравлічного тертя на виході в дифузора [296]:

$$\lambda_{\partial 2} = \frac{0,3164}{\text{Re}_{\partial 2}^{0,25}} \quad (3.193)$$

де $\text{Re}_{\partial 2}$ – число Рейнольдса на виході в конфузори:

$$\text{Re}_{\partial 2} = \frac{w_{n1} D_{\delta}}{\nu_{\partial 2}} \quad (3.194)$$

$\nu_{\partial 2}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості

$$\nu_{\partial 2} = \frac{\mu_{\partial 2}}{\rho_{\partial 2}} \quad (3.195)$$

$\mu_{\partial 2}$ – динамічний коефіцієнт в'язкості

25. Середнє значення коефіцієнта гідравлічного тертя для конфузора:

$$\lambda_{\partial} = \frac{\lambda_{\partial 1} + \lambda_{\partial 2}}{2} \quad (3.196)$$

26. Місцевий коефіцієнт опору конфузора:

$$\zeta_{\partial} = \left(\frac{\lambda_{\partial}}{8 \sin \frac{\beta}{2}} \right) \cdot \left(1 - \left(\frac{D_{\kappa\theta}}{D_{\partial}} \right)^4 \right) + \sin \beta \cdot \left(1 - \left(\frac{D_{\kappa\theta}}{D_{\partial}} \right)^2 \right)^2 \quad (3.197)$$

де β – кут конусності, ° (приймається $\beta = 2-14^{\circ}$).

27. Втрати тиску в конфузори:

$$\Delta P_{\partial} = \zeta_{\partial} \cdot \frac{\rho w_{\partial, \text{cp}}^2}{2}, \quad (3.198)$$

де $w_{\partial, \text{cp}}$ – середня швидкість потоку в конфузори:

$$w_{\partial, \text{cp}} = \frac{w_{\partial 1} + w_{\partial 2}}{2}, \quad (3.199)$$

Розрахунок втрат тиску на опір краплі в потоці газу:

28. Коефіцієнт гідравлічного опору краплі в потоці газу:

$$\zeta_{\text{кр}} = \left(\frac{16}{\text{Re}} + \frac{2,2}{\text{Re}^{0,5}} + 0,32 \right) \cdot \left(\frac{1,5\mu_d + \mu_a}{\mu_d + \mu_a} \right) \quad (3.200)$$

де μ_a та μ_d – відповідно динамічна в'язкість повітря та води, кг/(м с).

29. Швидкість краплі відносно швидкості потоку:

$$w_{\text{кр}}^* = w_{\text{кр}, \text{cp}} \cdot (\bar{w}_{\text{кр}} - 1), \quad (3.201)$$

30. Втрати тиску на опір краплі в потоці газу:

$$\Delta P_{\text{кр}} = \zeta_{\text{кр}} \cdot \frac{\rho (w_{\text{кр}}^*)^2}{2}, \quad (3.202)$$

Розрахунок втрат тиску на тертя в камері випаровування:

31. Коефіцієнт гідравлічного тертя для камери випаровування:

$$\zeta_{\kappa\theta} = \frac{0,3164}{\text{Re}_{\kappa 2}^{0,25}} \quad (3.203)$$

32. Параметр Мартінееллі-Нельсона X_{tt} :

$$X_{tt} = \left(\frac{\mu_w}{\mu_{п2}} \right)^{0,1} \cdot \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \cdot \left(\frac{\rho_{п2}}{\rho_w} \right)^{0,5} \quad (3.204)$$

33. Параметр Мартінеллі для рідини:

$$\Phi_w = X_{tt}^{-1} + 2,85 \cdot X_{tt}^{-0,48} \quad (3.205)$$

34. Параметр Мартінеллі для газу:

$$\Phi_g = 1 + 2,85 \cdot X_{tt}^{0,523} \quad (3.206)$$

35. Втрати тиску на тертя рідкої фази:

$$\Delta P_{w.кв} = \zeta_{кв} \cdot \left(\frac{L_{кв}}{D_{кв}} \right) \cdot \left(\frac{(\rho_w X_{к2})^2 \cdot (1-x)^2}{2 \cdot \rho_w} \right) \quad (3.207)$$

36. Втрати тиску на тертя газової фази:

$$\Delta P_{g.кв} = \zeta_{кв} \cdot \left(\frac{L_{кв}}{D_{кв}} \right) \cdot \left(\frac{(\rho_w X_{к2})^2 \cdot (1-x)^2}{2 \cdot \rho_g} \right) \quad (3.208)$$

37. Втрати тиску на тертя двофазного потоку:

при $X_{tt} < 1$

$$\Delta P_{кв} = \Phi_g^2 \cdot \Delta P_{g.кв} \quad (3.209)$$

при $X_{tt} > 1$

$$\Delta P_{кв} = \Phi_w^2 \cdot \Delta P_{w.кв} \quad (3.210)$$

38. Розрахунок загальних втрат тиску в проточній частині аеротермопресора:

$$\sum \Delta P_{втр} = \Delta P_{к} + \Delta P_{д} + \Delta P_{кв} + \Delta P_{кр} \quad (3.211)$$

39. Діаметр краплі в кінці процесу випаровування до насичення вологого газу (повітря) до стану при $\varphi_2 = 100\%$:

$$\delta_2'' = \delta_1''' \sqrt{1 - \frac{d_{вл.м} - d_{вл1}}{6g_w}}, \quad (3.212)$$

40. Відносна кількість рідини, яку не обхідно випарити для насичення вологого газу (повітря) до стану при $\varphi_2 = 100\%$:

$$g_w'' = \frac{d_{вл.м} - d_{вл1}}{6} \quad (3.213)$$

41. Довжина ділянки випаровування при насиченні вологого газу (повітря) до стану при $\varphi_2 = 100\%$:

$$L_d'' = \frac{\delta_1 \cdot \rho_u \cdot w_n \cdot (d_{вл.м} - d_{вл1})}{36j \cdot g_w} \quad (3.214)$$

42. Для камери випаровування довжиною $L_{кв}$ при $L_{кв} > L_d''$ і $g_w > g_w''$ діаметр краплі в дисперсному потоці:

$$\delta_2 = \left[\delta_1^2 \left(\delta_1 + 6 \frac{j}{\rho_u} \cdot \frac{L_d''}{w_n} \right) \right]^{\frac{1}{3}} \quad (3.215)$$

Якщо $g_w < g_w''$, то $L_{кв} < L_w''$ і відповідно:

$$L_{кв} = \frac{\delta_1 \cdot \rho_w \cdot w_n \cdot (d_{вл2} - d_{вл1})}{36j \cdot g_w} \quad (3.216)$$

та

$$\delta_2 = \left[\delta_1^2 \left(\delta_1 + 6 \frac{j}{\rho_w} \cdot \frac{L_{кв}}{w_n} \right) \right]^{\frac{1}{3}} \quad (3.217)$$

43. Відносне підвищення тиску в реальному аеротермопресорі:

$$\varepsilon_{атп} = \frac{P_{амн2}}{P_{амн1}} = \left(\frac{T_{амн1}}{T_{амн2}} \right)^{\frac{kM^2}{2} \sigma} - \frac{\sum \Delta P_{втр}}{P_{амн1}} \quad (3.218)$$

3.12. Висновки по розділу 3.

1) Розроблено комплекс фізичних і математичних моделей технологій аеротермопресорного охолодження, який базується на фундаментальних законах термодинаміки, гідрогазодинаміки, збереження енергії, імпульсу та маси, рівняннях теплопередачі, аналогії Рейнольдса між перенесенням теплоти та імпульсу, теорії приграничного шару Прандтля та Кармана.

2) Математична модель дозволяє враховувати зміну та залежності основних характеристик аеротермопресора (відносне підвищення тиску $\varepsilon_{атп} = P_{атп2}/P_{атп1}$, відносна температура $T_{атп1}/T_{атп2}$) від характеру розпилювання рідини

(дисперсність та швидкість крапель, відносна доля рідини по відношенню до масової витрати газу (повітря)), а також дозволяє розраховувати параметри робочого процесу на локальних ділянках проточної частини всіх елементів аеротермопресора.

3) Розроблено методологію раціонального проектування систем використання вторинної теплоти енергетичних установок із застосуванням ефекту термогазодинамічної компресії, яка враховує: неповне випаровування крапель рідини, що упорскується; вплив дисперсності на характеристики аеротермопресорного апарату, в якому реалізується ефект термогазодинамічної компресії; розрахунок на локальних ділянках проточної частини аеротермопресора, що у свою чергу, дозволяє визначати раціональні параметри реалізації робочих процесів в аеротермопресорі;

4) Результати моделювання робочих процесів в аеротермопресорі з малою витратою повітря ($G=1,5$ кг/с), що охолоджується між ступенями компресора ГТУ показали, що при швидкості в камері випаровування $M = 0,50-0,74$ підвищення тиску становить $\Delta P_{\pi} = 3-12$ % ($10-37$ кПа), $\Delta T_{\pi} = 100-200$ К, а кількість випарованої води у повітряному потоці становить – $g_w = 3,8-6,6$ %. При цьому слід зауважити, що при початковому діаметрі краплі більше $20-30$ мкм досягання позитивного ефекту від термогазодинамічної компресії можливо тільки при високих початкових температурах вище $T_{\pi 1} = 450$ К (177°C), що при застосуванні стандартних гідравлічних форсунок можливо при охолодженні між ступенями компресорів ГТУ та за наддувним компресором ДВЗ, а також такі умови відповідають режимам в системах відхідних газів ГТУ та ДВЗ.

РОЗДІЛ 4. ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ В АЕРОТЕРМОПРЕСОРИ ТА ЇХ ВПЛИВ НА ОСНОВНІ ПОКАЗНИКИ ТА ХАРАКТЕРИСТИКИ.

4.1. Експериментальний стенд для дослідження робочих процесів аеротермопресора.

Для проведення експериментального дослідження визначення втрат тиску в проточній частині аеротермопресора було розроблено експериментальний стенд (рис. 4.1, 4.2). Експериментальний стенд призначено для моделювання роботи аеротермопресора в експлуатаційних умовах роботи середньообертового суднового двигуна (розглядалися умови роботи Wartsila 8L20, $N_e = 1000\text{--}1500$ кВт) для охолодження наддувного повітря після турбокомпресора та для умов проміжного охолодження (у складі аеротермопресорного модуля, який складається з набору аеротермопресорних апаратів і загальної системою упорскування води) повітря ГТУ (розглядалися умови роботи ГТУ марки WR-21 фірми "Rolls Royce", $N_e = 25250$ кВт, $g_e = 0,190$ кг/(кВт·год), $\eta_e = 41.2\%$).

Принцип роботи експериментального стенду: повітря, після очищення в повітряному фільтрі 2 (Caterpillar – 4N-0015 CAT), надходило в гвинтовий компресор Atlas Copco XA 85 3 (максимальний тиск нагнітання – 0,6 МПа, продуктивність 6 м³/год), де стискувалося і нагніталось до повітряного ресиверу. Після глибокого очищення в трьохсекційному вологомасловіддлювачі 7, повітря нагрівалося в каналному газовому повітрянагрівачі 11 до температури $t_1 = 50\text{--}180$ °С. Після підготовки, (наближення до параметрів циклового (наддувного) двигуна: початковий тиск на вході в приймальну камеру аеротермопресора P_1 до 0,32 МПа; швидкість потоку в камері випаровування $w_{air} = 0,4\text{--}0,9$ М) повітря надходило в експериментальний аеротермопресор 19. Вода для упорскування надходила з цистерни запасу дистильованої води 14 об'ємом 50 л. і подавалася маловитратним насосом високого тиску STIHL RE 98 18.

Розпилювання рідини здійснювалося форсунками типу ФМТ (рис. 4.3, табл. 4.1). При тиску 7,5 МПа форсунки забезпечували витрату води на вході в

приймальну камеру аеротермопресора: ФМТ-43,0 – $G_w = 0.0175$ кг/с; ФМТ-100,0 – $G_w = 0.0407$ кг/с; ФМТ-120,0 – $G_w = 0.0487$ кг/с. При цьому кут розпилення рідини складав $70\text{--}90^\circ$ і середній діаметр крапель в дисперсному потоці – $\delta_w = 40\text{--}60$ мкм при максимальному діаметрі – $\delta_w > 100$ мкм (рис. 4.4).

Експериментальний аеротермопресор (рис. 4.5) складається з наступних основних елементів: приймальна камера (рис. 4.6); система впрыскування рідини (рис. 4.7); конфузур (рис. 4.8); камера випаровування (рис. 4.9); дифузур (рис. 4.10); насадка для встановлення датчиків температури і тиску (4.11). Всі елементи аеротермопресора змінні, що дало змогу проводити дослідження для аеротермопресора із змінними геометричними характеристиками (табл. 4.2).

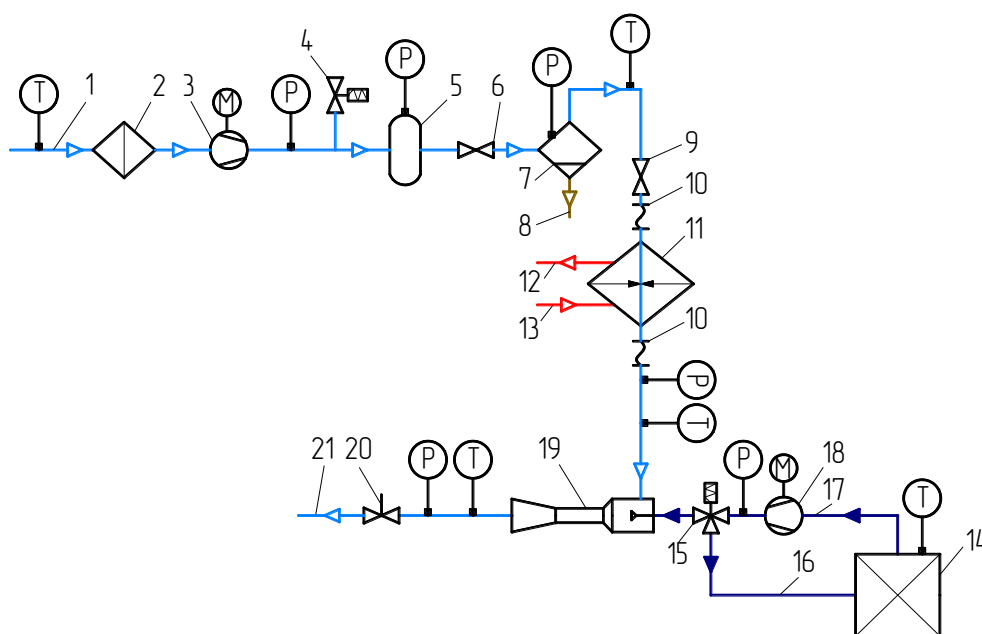


Рис. 4.1. Схема експериментального стенду:

1 – вхідний трубопровід; 2 – повітряний фільтр; 3 – гвинтовий компресор; 4 – запобіжний клапан; 5 – повітряний ресивер; 6, 9 – регулювальні клапани; 7 – трисекційний вологомасловідділювач; 8 – злив масла та вологи; 10 – температурний компенсатор; 11 – газовий повітрянагрівач; 12, 13 – підвід та відвід гарячого газу; 14 – цистерна запасу води; 15 – регулювальний клапан системи впрыскування; 16 – оборотний трубопровід; 17 – трубопровід подачі води до системи впрыскування; 18 – насос високого тиску; 19 – експериментальний аеротермопресор; 20 регулювальний клапан на виході; 21 – вихідний трубопровід; P – датчики тиску; T – датчики температури.

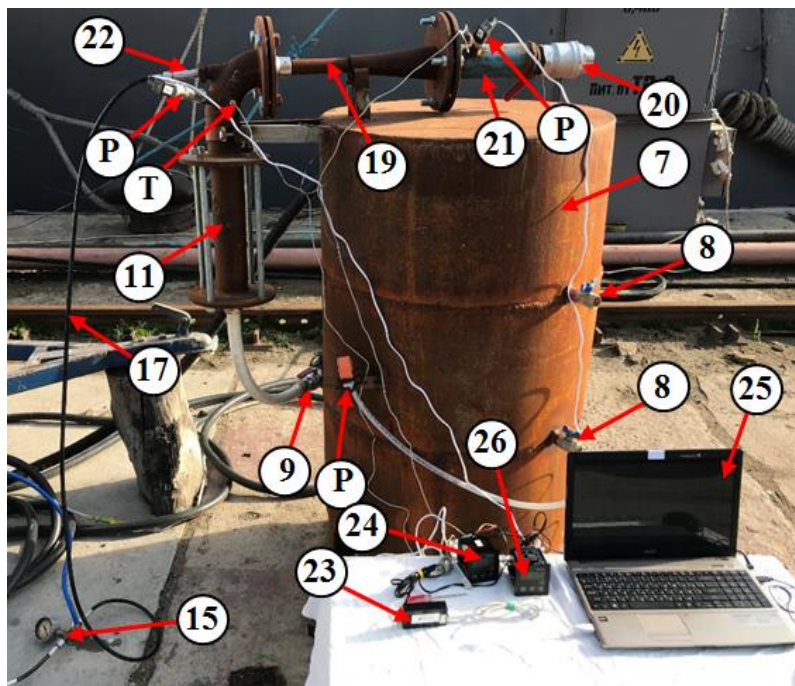


Рис. 4.2. Фото експериментального стану (позначення відповідають рис. 4.1).



Рис. 4.3. Форсунка для системи упорскування рідини

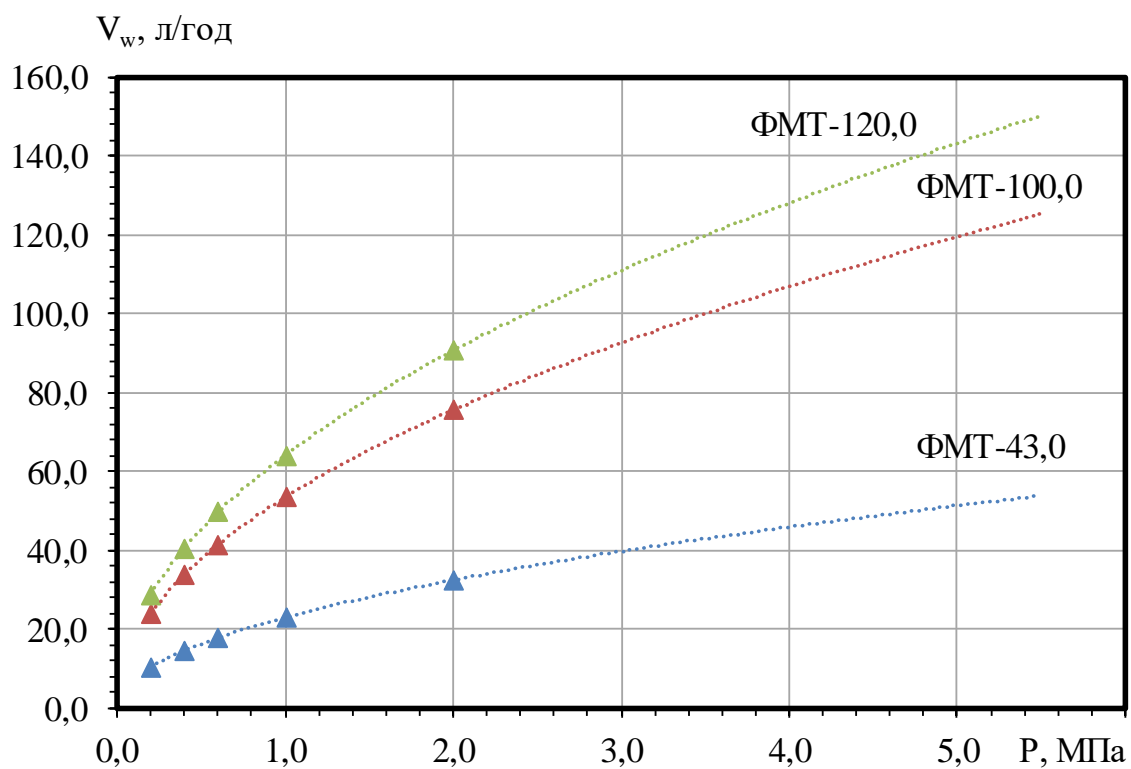


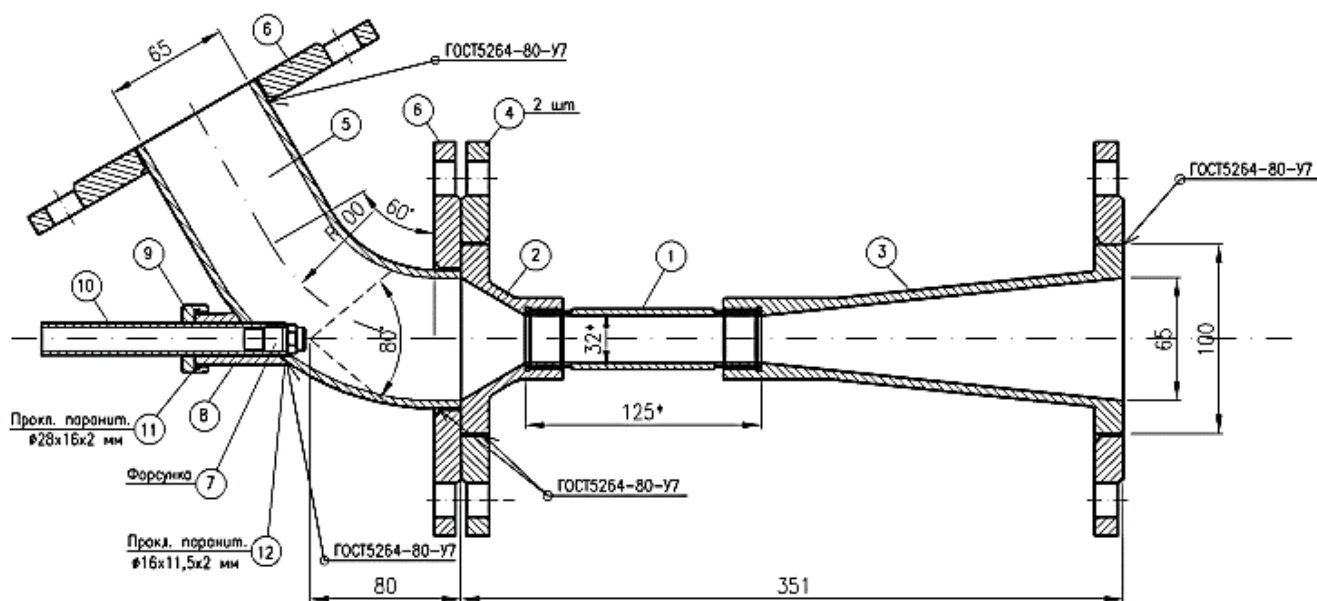
Рис. 4.4. Характеристики форсунок типу ФМТ: об'ємна витрата води

Таблиця 4.1. Технічні характеристики форсунок для розпилення води типу ФМТ.

Тиск рідини, МПа	0,2	0,4	0,6	1,0	2,0
Тип	Продуктивність, л/год				
ФМТ-43,0	10,3	14,5	17,8	23,0	32,5
ФМТ-100,0	23,9	33,8	41,4	53,5	75,6
ФМТ-120,0	28,7	40,6	49,7	64,1	90,7



а)



б)

Рис. 4.5. Експериментальний аеротермопресор: а) – фото; б) – складальне креслення; 1 – камера випаровування; 2 – конфузур; 3 – дифузур; 4, 6 – фланці; 5 – приймальна камера; 7 – форсунка; 8 – патрубок для монтажу трубки подачі води; 9 – регулювальна гайка; 10 – трубка подачі води; 11, 12 – прокладка.



Рис. 4.6. Приймальна камера: а) – встановлення датчиків і системи вприскування; б) – вид на форсунку; в) – загальний вид; 1 – система вприскування води; 2 – радіатор (холодильник) для датчика вимірювання тиску; 3 – датчик вимірювання тиску; 4 – датчик вимірювання температури; 5 – форсунка; 6 – патрубок для монтажу трубки подачі води.

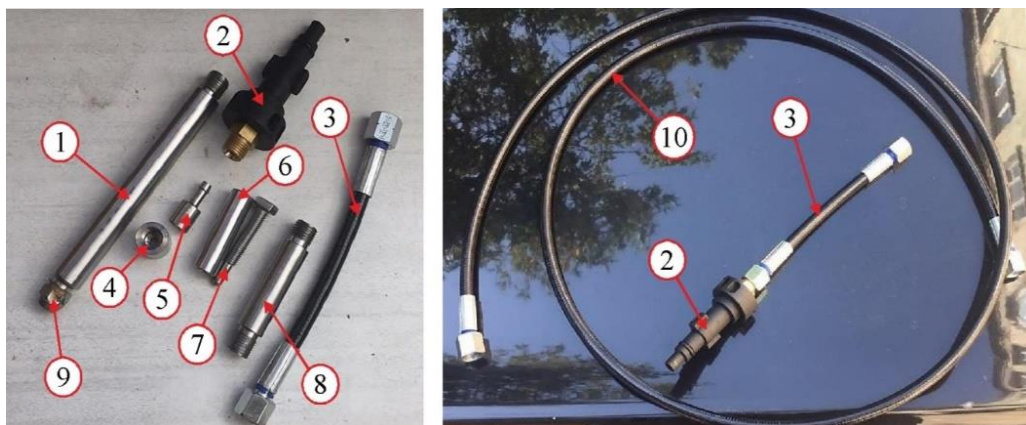


Рис. 4.7. Система упорскування рідини: 1 – трубка подачі води з форсункою; 2 – перехідник для подачі води від насоса високого тиску; 3 – трубка подачі води високого тиску; 4 – штуцер манометра високого тиску; 5 – штуцер обраного току води; 6 – штуцер для регулювання тиску води; 7 – регулювальний гвинт; 8 – проміжна магістраль регулювання тиску води; 9 – форсунка; 10 – основна магістраль подачі води.



Рис. 4.8. Конфузор

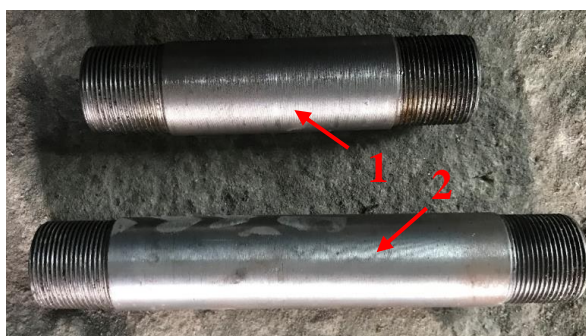


Рис. 4.9. Камера випаровування:

1 – відносна довжина (L/D) = 5; 2 – відносна довжина (L/D) = 7.

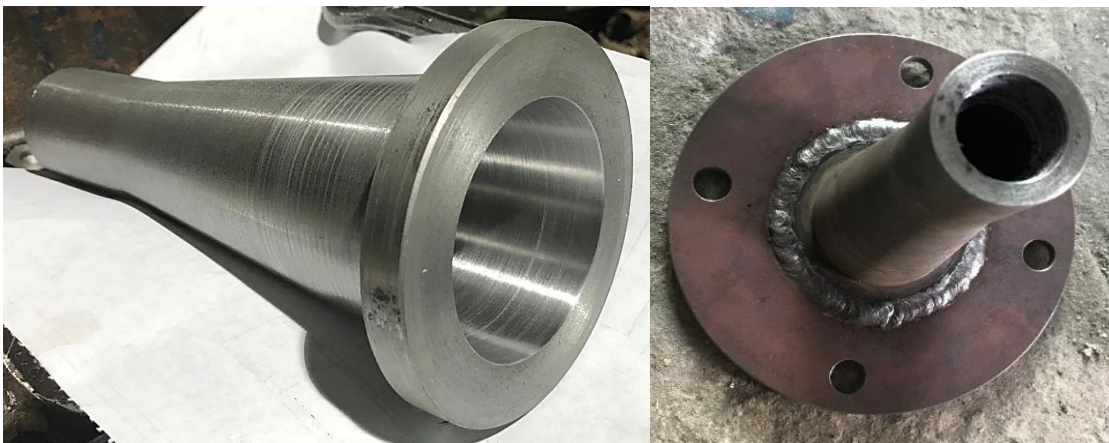


Рис. 4.10. Дифузор.



Рис. 4.11. Насадка для встановлення датчиків температури і тиску:

1 – насадка; 2 – датчик вимірювання тиску; 3 – датчик вимірювання температури.

Для забезпечення повітрям під тиском 0,3 МПа використовується компресорна установка (рис. 4.12) на базі гвинтового компресора Atlas Copco XA 85 (максимальний тиск нагнітання – 0,6 МПа, продуктивність 6 м³/год).

Табл. 4.2. Геометричні характеристики експериментального аеротермопресора.

Параметр	Значення
Приймальна камера	Діаметр $D_1 = 65$ мм; довжина $L_1 = 200$ мм
Конфузор	Діаметр входу $D_{c1} = 65$ мм; діаметр виходу $D_{c2} = 25$ мм; довжина $L_c = 34$ мм; кут конусності $\alpha = 30^\circ$
Робоча камера (камера випаровування)	Діаметр $D_{ch} = 25$ мм; довжина $L_{ch} = 125; 175$ мм (відносна довжина $l = 5; 7$)
Дифузор	Діаметр входу $D_{d1} = 25$ мм; діаметр виходу $D_{d2} = 65$ мм; довжина $L_{ch} = 192$ мм; кут конусності $\beta = 6^\circ$
Форсунка	Відстань між точкою виходу рідини до входу в приймальну камеру: $L_f = 5; 65; 125$ мм ($L_f = 125$ мм відповідає входу в камеру випаровування)

Підігрів і підтримання необхідної температури повітря на вході в приймальну камеру аеротермопресора здійснювався теплообмінником власної конструкції (рис. 4.13). Джерелом теплоти є набір газових горілок. Підвід теплоти здійснювався зовні при застосування спеціального теплового екрану для зменшення втрат в навколишнє середовище. Для підвищення ефективності теплообмінний апарат має внутрішнє оребрення, що розташовано всередині головної частини апарату по спіралі. Оребрення виконано з сталевих прутів діаметром 8 мм. Пропускна спроможність теплообмінника до $G_{п} = 0,35\text{--}0,55$ кг/с при забезпеченні температури на вході $t_{п1} = 10\text{--}40$ °С і на виході $t_{п2} = 50\text{--}190$ °С.

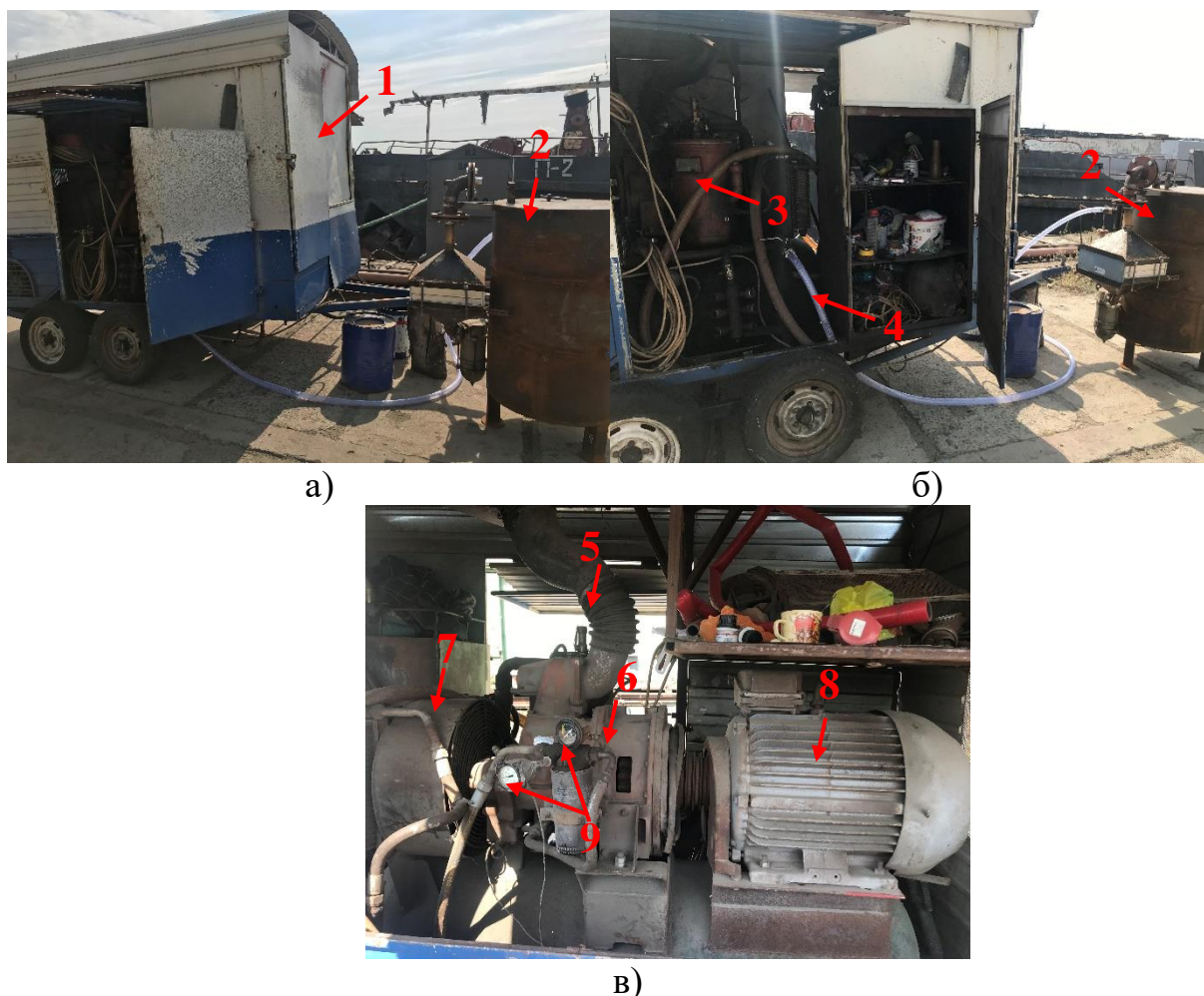
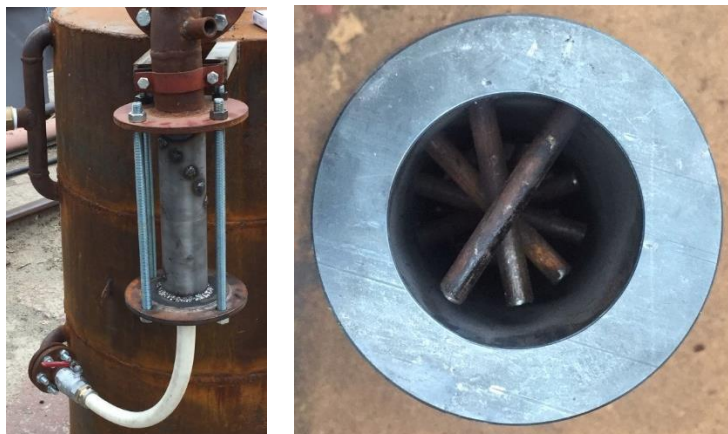


Рис. 4.12. Компресорна установка на базі гвинтового компресора Atlas Copco HA 85: а), б) – загальна компоновка; в) – гвинтовий компресор; 1 – компресорний модуль; 2 – аеротермопресорний модуль; 3 – масляний ресивер; 4 – нагнітальний патрубок від компресорного модулю до аеротермопресорного модулю; 5 – всмоктувальний повітропровід на компресор; 6 – гвинтовий компресор; 7 – вентилятор масляного радіатора системи охолодження компресора; 8 – привідний електродвигун; 9 – прилади для контролю температури та тиску масла.



а)

б)

Рис. 4.13. Теплообмінний апарат для підігріву повітря, що всмоктується в приймальну камеру аеротермопресора: а) – встановлення теплообмінника на аеротермопресорному модулі; б) – розташування внутрішнього оребрення.

4.2. Вимірювальна система та прилади.

Збір інформації щодо параметрів роботи експериментального стенду проводився з інтервалом вимірювань $\tau = 1$ с, кількість проведених вимірювань складала не менше 15 вимірювань.

Всі датчики температури, тиску, лічильник витрати повітря підключені до комп'ютеризованої системи моніторингу.

Вимірювання температури повітря проводилося термоперетворювачем опору (ТО) – ТСП-103 і ТСП-204 (НПФ "РегМік"). Робота ТО заснована на температурній залежності електричного опору металів. Датчик складається з термочутливих елементів опору і внутрішніх сполучних проводів, які розміщені в захисному герметичному корпусі, зовнішніх клем, призначених для підключення до вимірювального приладу. Термочутливий елемент для ТО виготовлено з платини.

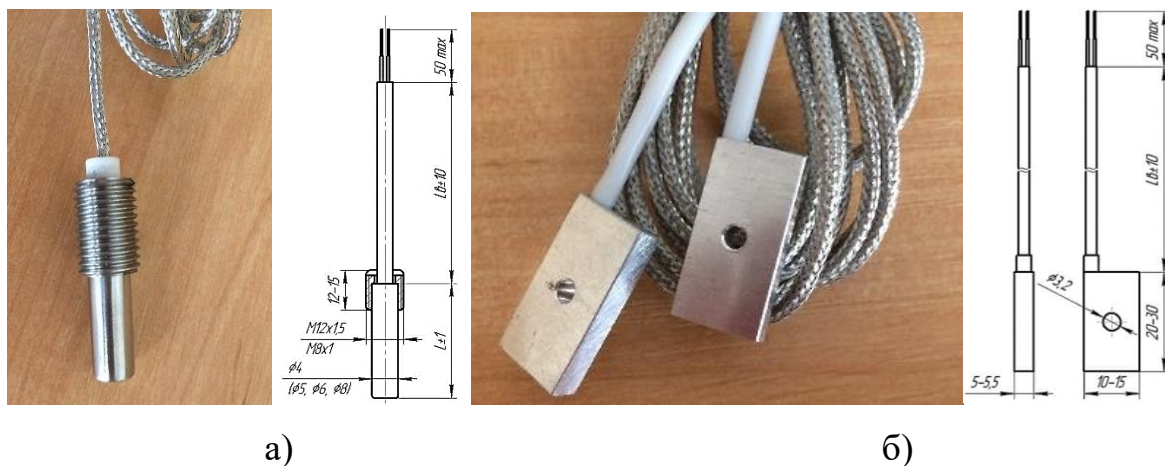


Рис. 4.14. Термоперетворювач опору: а) – ТСП-103; б) ТСП-204

ТО було встановлено для вимірювання температури повітря по ходу повітряного потоку (рис. 4.2):

- 1) на вході перед повітряним фільтром;
- 2) після стиснення повітря в компресорі та очистки від масла та вологи;
- 3) після підігріву повітря в каналному електроповітрянагрівачі, на вході в аеротермопресор;
- 4) в камері випаровування аеротермопресора;
- 5) на виході з дифузора аеротермопресора, в нагнітальному патрубку.

Для вимірювання температури води, що упорскується в аеротермопресор встановлено занурювальний термоперетворювач опору ТСП-103 в цистерні запасу дистильованої води.

Вимірювання тиску нагнітання повітряного потоку проводилося вимірювальним перетворювачем тиску – модель А-10, фірми "WIKА", Німеччина. У якості чутливого елемента в перетворювачі використовується керамічний сенсор тиску. Діапазон вимірювання 0–600 кПа (рис. 4.15).

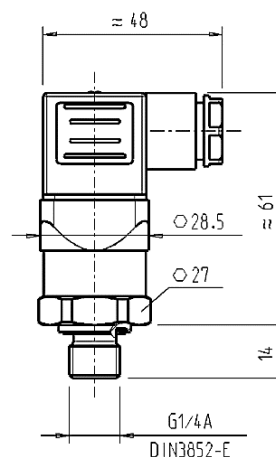


Рис. 4.15. Вимірювальний перетворювач тиску модель А-10.

Оскільки максимальна температура вимірювального середовища для датчиків такого типу складала $80\text{ }^{\circ}\text{C}$, то для забезпечення коректних показань було застосовано радіатор (охолоджувач), через який здійснювався відбір повітря для вимірювання тиску (рис. 4.16).



Рис. 4.16. Радіатор для датчика тиску: максимальний вимірювальний тиск – 100 МПа; максимальна температура робочого середовища – $200\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Вимірювальні перетворювачі тиску було встановлено перед входною камерою аеротермопресора для вимірювання тиску нагнітання після компресора, по ходу повітряного потоку в проточних частинах апарату та на виході з дифузора аеротермопресора (рис. 4.2).

Тиск води в системі визначався манометрами технічними типу МТ-УХЛЗ (ГОСТ 15150-82) (рис. 4.17). Діапазон вимірювання $0\text{--}4\text{ МПа}$ та $0\text{--}10\text{ МПа}$. Клас точності – 4. Манометри встановлено перед форсункою в системі регулювання подачі води.



Рис. 4.17. Манометри технічні типу МТ-УХЛЗ.

Тиск у відділювачі масла та вологи, який також виконує функцію додаткового ресивера, визначався манометром механічним ТМ2 із діапазоном вимірювання 0–0,6 МПа і класом точності 3.



Рис. 4.18. Манометр технічний ТМ2.

Для вимірювання витрати повітря застосовувався ротаметр типу РМ-25 ГУЗ (рис. 4.19). Ротаметр призначений для вимірювання об'ємної витрати однорідних потоків із діапазоном вимірювання до 25 м³/год, допустима похибка вимірювання складає $\pm 4\%$.

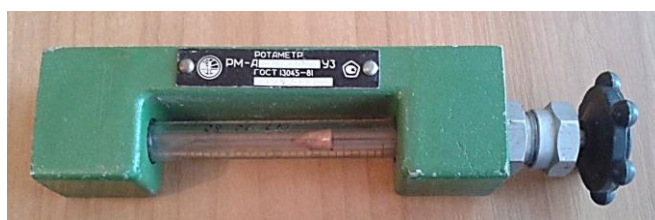


Рис. 4.19. Ротаметр типу РМ-25 ГУЗ.

Для реєстрації показань вимірювальних приладів контуру контактного охолодження повітря аеротермопресором використовувалися вимірювачі восьмиканальні И8-ТС (для термоперетворювачів опору) та И8-АТ (для вимірювальних перетворювачів тиску), фірми РегМік (рис. 4.20, 4.21). Вимірювачі призначені для прийому і перетворення сигналів, що надходять від датчиків і відображення їх на вбудованому цифровому індикаторі.



Рис. 4.20. Вимірювач восьмиканальний И8-ТС (для термоперетворювачів опору)



Рис. 4.21. Вимірювач восьмиканальний И8-АТ (для вимірювальних перетворювачів тиску)

Вимірювач автоматично контролює стан датчиків, визначення вимірюваної температури та тиску в установленому діапазоні вимірювань. Принцип дії наступний: сигнал з датчика зі струмовим виходом формує на прецизійному опорі залежному від вимірюваної величини об'єкта напругу, яке через інструментальний підсилювач подається на спеціалізований контролер. Вихідний код обробляється спеціалізованим контролером, який, зокрема, по введеній характеристиці перетворення розраховує температуру або тиск об'єкта з подальшим виведенням їх

значень на семисегментні індикатори. Технічні характеристики вимірювачів И8-ТС та И8-АТ наведені в таблиці 4.3.

Таблиця 4.3. Основні технічні характеристики вимірювачів И8-ТС та И8-АТ, фірми РегМік

Найменування характеристики	Значення	
	И8-ТС	И8-АТ
Номінальна напруга живлення, В	220	12
Споживана потужність, Вт	6	3
Код нижньої межі діапазону вимірювання	від -50,0 до 600,0	від -99,9 до 9999
Код верхньої межі діапазону вимірювання	від -50,0 до 600,0	від -99,9 до 9999
Кількість каналів вимірювання	до 8	до 8
Період вимірювання, с	1,5	1,5
Відносна похибка вимірювання (без урахування похибки датчика), %	$\pm 0,5$	$\pm 0,5$
Ступінь захисту корпусу	IP20	
Габаритні розміри, мм	72x72x90	
Маса, кг	0,5	

Для збору та організації обміну інформацією використовується перетворювач інтерфейсу зв'язку ПИ485/USB RS485, який перетворює сигнали інтерфейсу USB (сумісність з USB 1.1 і USB 2.0) в сигнали інтерфейсу RS-485/RS-422/V.11 (EIA-485, EIA-422A). На рис. 4.22 і 4.23 приведена схема підключення інтерфейсу зв'язку ПИ485/USB з персональним комп'ютером і двома восьмиканальними вимірювачами И8-ТС (для термоперетворювачів опору) та И8-АТ (для вимірювальних перетворювачів тиску) та зовнішній вигляд.

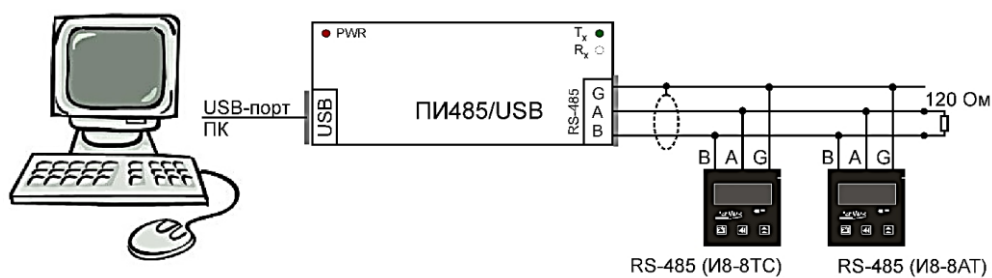


Рис. 4.22. Схема підключення інтерфейсу зв'язку ПИ485/USB з ПК та вимірювачами восьмиканальними.

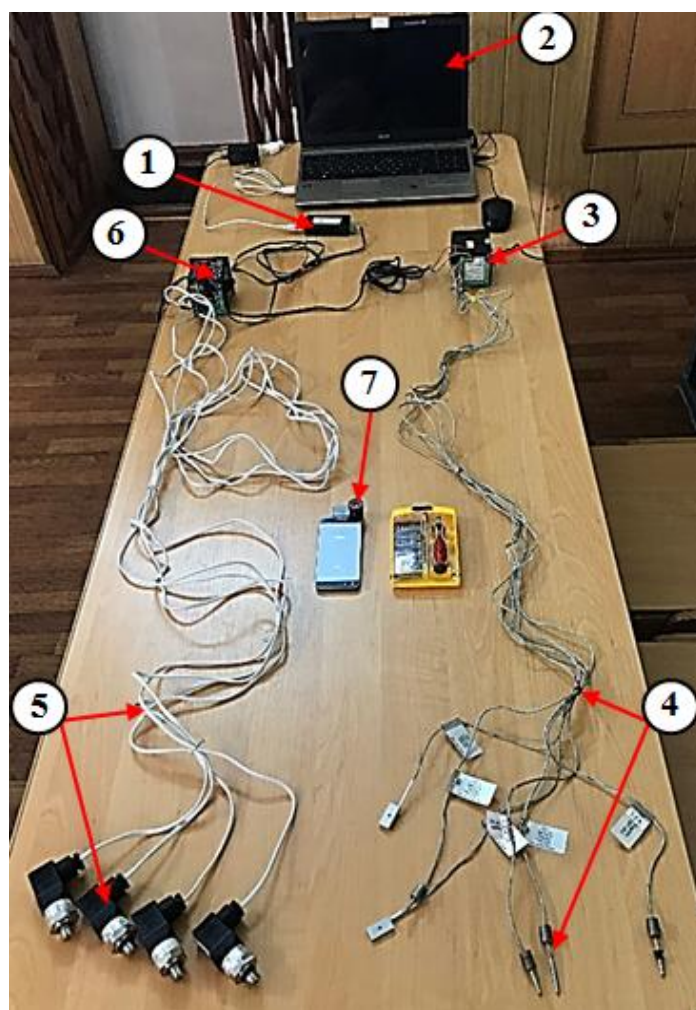


Рис. 4.23. Інформаційно-вимірювальна система: 1 – інтерфейсу зв'язку ПИ485/USB; 2 – комп'ютер із встановленим програмним забезпеченням; 3 – восьмиканальний вимірювач температури; 4 – датчики температури; 5 – датчики тиску; 6 восьмиканальний вимірювач тиску; 7 – тепловізор.

Контрольно-вимірювальні прилади з переліком вимірюваних ними параметрів, діапазону вимірювання, класів точності та похибки вимірювання наведено в табл. 4.4.

Таблиця 4.4. Контрольно-вимірювальні прилади.

Вимірювана величина	Найменування приладів вимірювання	Діапазон вимірювань	Похибка
Температура зовнішнього повітря	Багатофункціональний тестер параметрів навколишнього середовища 1052 (Chauvin Arnoux)	-20...+80 °C	± 0,4% показань ± 0,3 °C
Тиск зовнішнього повітря		0...110 кПа	± 0,2 %
Тиск повітря на лінії нагнітання, перед вологовідділювачем повітря типу "Циклон"	Вимірювальний перетворювач тиску модель А-10 (фірми "WIKА", Німеччина)	0...600 кПа	± 0,14 %
Тиск повітря перед аеротермопресором			
Тиск пароводяної суміші в камері випаровування аеротермопресора			
Тиск повітря в нагнітальному патрубку аеротермопресора			
Температура повітря на лінії нагнітання	Термоперетворювач опору ТСП-103, 204 (НПФ "РегМик")	-40...+270 °C	± 0,5 %
Температура повітря перед аеротермопресором			

Вимірювана величина	Найменування приладів вимірювання	Діапазон вимірювань	Похибка
Температура пароводяної суміші в камері випаровування аеротермопресора			
Температура повітря в нагнітальному патрубку аеротермопресора			
Тиск води в системі, перед форсункою	Манометр технічний МТ-УХЛЗ (ГОСТ 15150-82)	0–4 МПа 0–10 МПа	± 4 %
Температура води в цистерні запасу	Термоперетворювач опору ТСП-103 (НПФ "РегМик")	-40...+270 °С	± 0,5 %
Витрата повітря	Ротаметр типу РМ-25 ГУЗ	0–25 м ³ /ч	± 4,0 %

Отримана інформація від вимірювальної системи передавалася безпосередньо на ЕОМ, оброблялася за допомогою ліцензованого програмного забезпечення SSD 3.5 фірми "РегМик" (рис. 4.23). Отримані вимірювальні дані фіксувалися також в протоколах вимірювання, а також у вигляді графіків показань. Для внесення та обробці даних була створена відповідна база даних.

Для візуальної реєстрації та вимірювання дисперсності крапель води на різних ділянках проточної частини аеротермопресора використовувався електронний мікроскоп USB Digital Microscope (рис.4.24), з коефіцієнтом наближення 10x~300x і комп'ютеризованою системою фотореєстрації та визначення діаметра крапель із ціною розподілу 1 мкм.

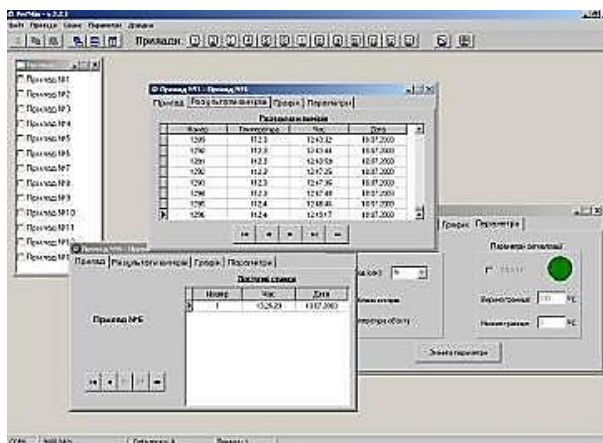


Рис. 4.24. Програмне забезпечення SSD 3.5 фірми "Регмік" для обробки вимірювальної інформації.



Рис. 4.25. Мікроскоп USB Digital Microscope для визначення діаметра крапель.

Дисперсність потоку на різних ділянках проточної частини аеротермопресора визначалася в результаті відбору проб за рахунок уловлення крапель з потоку повітря на імерсійне середовище (рис. 4.25). Після цього вимірювання розміру крапель здійснювалося за допомогою електронного мікроскопу із встановленим цифровою камерою. Перед експериментом вимірювальна система електронного мікроскопу проходила калібровку та перевірку відносно точності та діапазону вимірювання.

Уловлення крапель відбувалося за допомогою спеціально розробленого пристрою на основі механізму затвору фотоапарату із витримкою 1 і 2 с. Предметне скло покривалося тонким шаром в'язкої рідини товщиною 0,5–1,0 мм. Краплі води,

які потрапляли на скло не розчинялися, не випаровувалися і не коагулювали протягом до 2 хв, що достатньо для фото- та відеофіксації проби та наступною обробкою із визначенням розмірів і кількості крапель.

В якості імерсійного середовища було використано суміші моторного масла і літолу у пропорції 2,5:1,0. Вибір імерсійного середовища було здійснено на основі необхідних обов'язкових умов експерименту.



Рис. 4.26. Комплекс для вимірювання, фото- та відеофіксації крапель дисперсного потоку: 1 – персональний комп'ютер із програмним забезпеченням для системи вимірювання, фото- та відеофіксації; 2, 6 – предметне скло із нанесеним імерсійним середовищем; 3 – набір форсунок типу ФМТ; 4 – спирт для протирання предметного скла; 5 – електронний мікроскоп; 7 – літол; 8 – моторне масло.

Відносна вологість повітря на вході та виході з аеротермопресора визначалася на основі психрометричної різниці температур із використанням термометрів ТСП-204.

4.3. Методика та результати визначення похибки вимірювань.

Похибка результатів експерименту визначається похибкою вимірювальних приладів, методичної і систематичної похибок.

Вимірювання фізичної величини засноване на методі вимірювання, що застосовується, засобі вимірювання і способі фіксації результату. Залежно від цього абсолютну похибку вимірювання температури Δ можна розділити на три складові – методичну Δ_m та інструментальну $\Delta_{и}$ похибки і похибку спостереження Δ_n [303–312]:

$$\Delta = \Delta_m + \Delta_{и} + \Delta_n.$$

При вимірюванні температури необхідно враховувати тепловідвід вздовж термоприймача та теплову інерційність [310, 312, 313]:

Залежність для знаходження граничної відносної похибки непрямого вимірювання шуканої величини $y = f(x_1, x_2, \dots, x_i, \dots, x_n)$ має вигляд [303, 304, 307]:

$$\delta y = \frac{\Delta y}{y} = \sqrt{\sum_1^n \left(\frac{\partial \ln f(x)}{\partial x_i} \Delta x_i \right)^2}. \quad (4.1)$$

Відносна похибка оцінювалася при значенні довірчої ймовірності $P = 0,95$.

Для оцінки точності результатів вимірювань використано розподіл Ст'юдента (застосовують при малому числі спостережень – $n \leq 20$, за умови, що розподіл похибок окремих вимірювань слідує нормальному).

Довірчі границі (похибка) результату вимірювання, що визначається як середньоарифметичне, визначалися за залежністю [304, 309]:

$$\varepsilon = t_p \frac{\sigma}{\sqrt{n}} = t_p \sigma_{\bar{x}}, \quad (4.2)$$

де n – кількість спостережень; σ – середнє квадратичне відхилення результату спостереження; $\sigma_{\bar{x}}$ – оцінка середньоквадратичного відхилення результату виміру.

Середнє значення результату вимірювання:

$$\bar{X} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i, \quad (4.3)$$

де x_i – значення величини, отримане при i -му спостереженні.

Значення t_p визначається в залежності від вибраного значення довірчої ймовірності P [304]. Для оцінки точності результату спостереження служить середнє квадратичне відхилення результату спостереження:

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{X})^2}. \quad (4.4)$$

Для оцінки достовірності результату виміру, який приймається рівним середньому значенню \bar{X} , застосовують показник точності, аналогічний показником точності результату спостереження. Таким чином, при числі вимірів n оцінка середнього квадратичного відхилення результату виміру:

$$\sigma_{\bar{X}} = \frac{\sigma}{\sqrt{n}} = \sqrt{\frac{1}{n(n-1)} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{X})^2}. \quad (4.5)$$

Величина довірчого інтервалу ε без урахування систематичної похибки, обумовленої величиною відносного підвищення тиску в аеротермопресорі:

$$\Delta_{0,95} = \Delta\varepsilon_{\text{атп}} = t_p \cdot \sigma_{\varepsilon_{\text{атп}}}, \quad (4.6)$$

де t_p – значення відносного інтервалу, в залежності від кількості вимірювань для $P = 0,95$ [314].

4.4. Дослідження впливу упорскування рідини на втрати тиску в проточній частині аеротермопресора.

Значний вплив на робочі процеси в аеротермопресорі здійснюють конструктивні чинники, які впливають на витрати енергії для подолання сил тертя та місцевих опорів в проточній частині аеротермопресора (приймальна камера, камера випаровування, конфузур, дифузур). Для забезпечення позитивного підвищення тиску, швидкість газу в камері випаровування аеротермопресора повинна бути діапазоні 0,5–0,9 М. Однак при таких швидкостях значно збільшуються аеродинамічний опір проточної частини аеротермопресора [222, 232].

Одним із напрямків підвищення ефективності аеротермопресора (відносно підвищення тиску) є упорскування рідини в проточну частину у кількості понад

необхідну. Такий спосіб забезпечує наявність дисперсного режиму течії потоку по всій довжині аеротермопресора. Такий режим дозволить зменшити втрати тиску в проточній частині через наявність двофазного потоку та пов'язані із цим процеси аеродинамічного опору і тепломасопереносу [315]. Однак, слід зауважити, що при упорскуванні рідини понад необхідну кількість, буде зростати також аеродинамічний опір крапель рідини, які упорскують форсункою в потік газу.

Для визначення втрат від аеродинамічного опору в аеротермопресорах малої витрати необхідно уточнювати методика для визначення повного аеродинамічного опору. Встановлення таких залежностей дозволить визначати оптимальні конструктивні характеристики аеротермопресора при досягненні максимального значення підвищення тиску.

Для розрахунку втрат від загального опору для конфузора та дифузора використовують рівняння для коефіцієнтів місцевих втрат ζ_c, ζ_d [296].

Таким чином, загальне рівняння для визначення втрат тиску в аеротермопресорі:

$$\Delta P_r = \zeta_{\text{АТР}} \cdot \frac{w_{\text{air}}^2 \cdot \rho_{\text{air}}}{2}, \quad (4.7)$$

де $\zeta_{\text{АТР}}$ – сумарний коефіцієнт гідравлічного опору проточної частини аеротермопресора; w_{air} – середня швидкість повітря в камері випаровування; ρ_{air} – густина повітряного потоку.

При цьому сумарний коефіцієнт гідравлічного опору:

$$\zeta_{\text{АТР}} = \zeta_w + \zeta_c + \zeta_d + \zeta_{\text{ch}} \quad (4.8)$$

Застосування наведених методик розрахунку втрат по елементам проточної частини аеротермопресора дає досить часто занижені результати. Це пов'язано, насамперед, складністю врахування робочих режимів течії аеротермопресора.

Ще складнішим є визначення втрат через лобовий опір краплі в конфузорі та на початковій ділянці камери випаровування, в наслідок складності у точному визначенні початкової швидкості краплі, її діаметра та інш. Експериментально

визначено, що такі втрати можуть сягати 10–20% [222, 232], але рівняння для точного визначення таких втрат для аеротермопресора відсутні.

Визначення втрат тиску в проточній частині аеротермопресора із врахуванням впрыску води експериментальним шляхом дасть змогу уточнити методику проектування таких струминних апаратів. Це забезпечить точне визначення ефективності застосування аеротермопресора у складі енергетичних установок на базі ГТД і ДВЗ.

Експериментальне визначення втрат тиску в проточній частині аеротермопресора проводилося для ряду значень масової витрати води і порівнювалося із значеннями втрат тиску без уприскування рідини (сухий аеротермопресор) (рис. 4.27). На рис. 4.27 також показано залежності, що побудовано по експериментальним точкам. Втрати тиску максимальні для аеротермопресора без уприскування рідини: при тиску на вході $P_1 = 150\text{--}300$ кПа – $\Delta P_{\text{атп.тер}} = 20\text{--}70$ кПа ($\delta_{\text{атп.тер}} = 10\text{--}27\%$). При уприскуванні рідини $G_w = 0.0175$ кг/с (2–8%) втрати тиску зменшуються – $\Delta P_{\text{атп.тер}} = 20\text{--}55$ кПа ($\delta_{\text{атп.тер}} = 6\text{--}22\%$), але при збільшенні кількості уприскуваної рідини втрати тиску зростають: при $G_w = 0.0407$ кг/с (8–15%) – $\Delta P_{\text{атп.тер}} = 20\text{--}60$ кПа, $\delta_{\text{атп.тер}} = 7\text{--}24\%$; при $G_w = 0.0487$ кг/с (12–17%) – $\Delta P_{\text{атп.тер}} = 20\text{--}65$ кПа ($\delta_{\text{атп.тер}} = 9\text{--}26\%$). Це пояснюється тим, що при поступовому збільшенні витрати рідини також зростає і втрати тиску через опір краплі в потоці.

Розрахункові значення похибок при визначенні відносного підвищення тиску в аеротермопресорі для вимірювань за умови відсутності випаровування показано на рис. 3.28. Значення похибки, що відповідає довірчому інтервалу Стюдента, при визначенні відносного підвищення тиску в аеротермопресорі $\varepsilon_{\text{атп}}$ становить: $\delta_{\text{атп}} = \pm 2,84\%$ – "сухий" аеротермопресор ($G_w = 0$ кг/с); $\delta_{\text{атп}} = \pm 3,72\%$ для $G_w = 0,0175$ кг/с, $\delta_{\text{атп}} = \pm 1,75\%$ для $G_w = 0,0407$ кг / с та $\delta_{\text{атп}} = \pm 2,93\%$ для $G_w = 0,084$ кг/с. Отримані результати свідчать про достовірність даних експерименту.

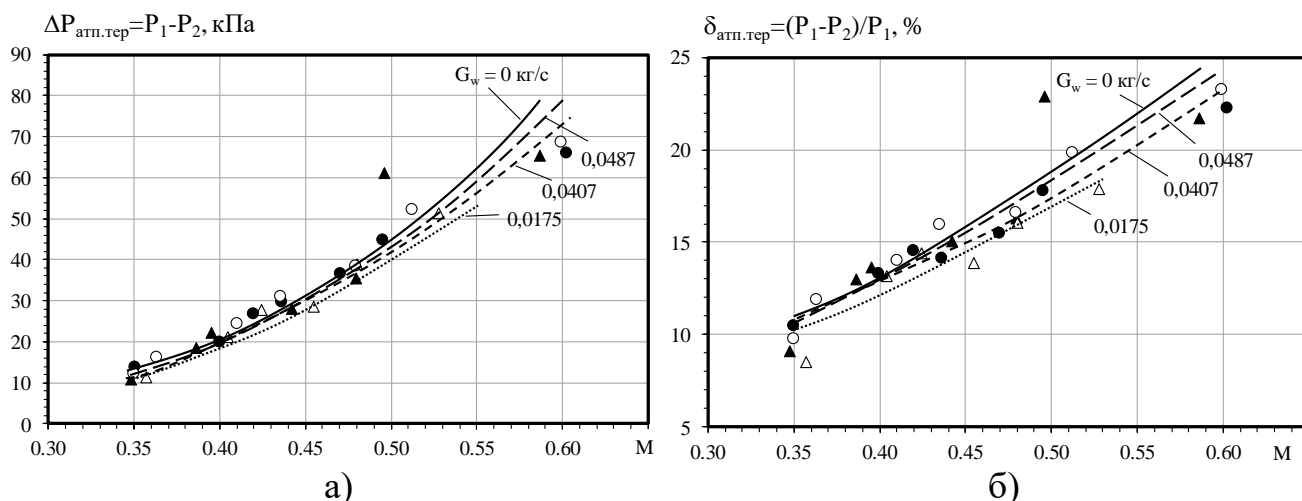


Рис. 3.27 Експериментальні дані вимірювання втрат тиску $\Delta P_{\text{атп.тер}}$ (а) і відносних втрат тиску $\delta_{\text{атп.тер}}$ (б) в проточній частині аеротермопресора від відносної швидкості M в камері випаровування: ▲ – 0 кг/с; △ – 0.0175 кг/с; ○ – 0.0407 кг/с; ● – 0.0487 кг/с.

При кількостях витрати води $g_w > 0,10-0,15$ (10–15%) втрати тиску стають рівними втратам для сухого аеротермопресора та при подальшому збільшенні кількості рідини, що упорскується будуть перевищувати їх. При $G_w = 0,0175$ кг/с ($g_w = 2-8$ %) зменшення гідравлічних втрат тиску в порівнянні з "сухим" аеротермопресором складає $\Delta P_{\text{атп.тер}} = 15$ кПа, тобто втрати зменшуються на 22 %. При $G_w = 0,0407$ кг/с ($g_w = 8-15$ %) зменшення гідравлічних втрат тиску вже складає $\Delta P_{\text{атп.тер}} = 10$ кПа, тобто втрати зменшуються вже на 14 %, а при $G_w = 0,0487$ кг/с ($g_w = 12-17$ %) зменшення гідравлічних втрат тиску вже складає $\Delta P_{\text{атп.тер}} = 5$ кПа – втрати зменшуються вже на 7 %.

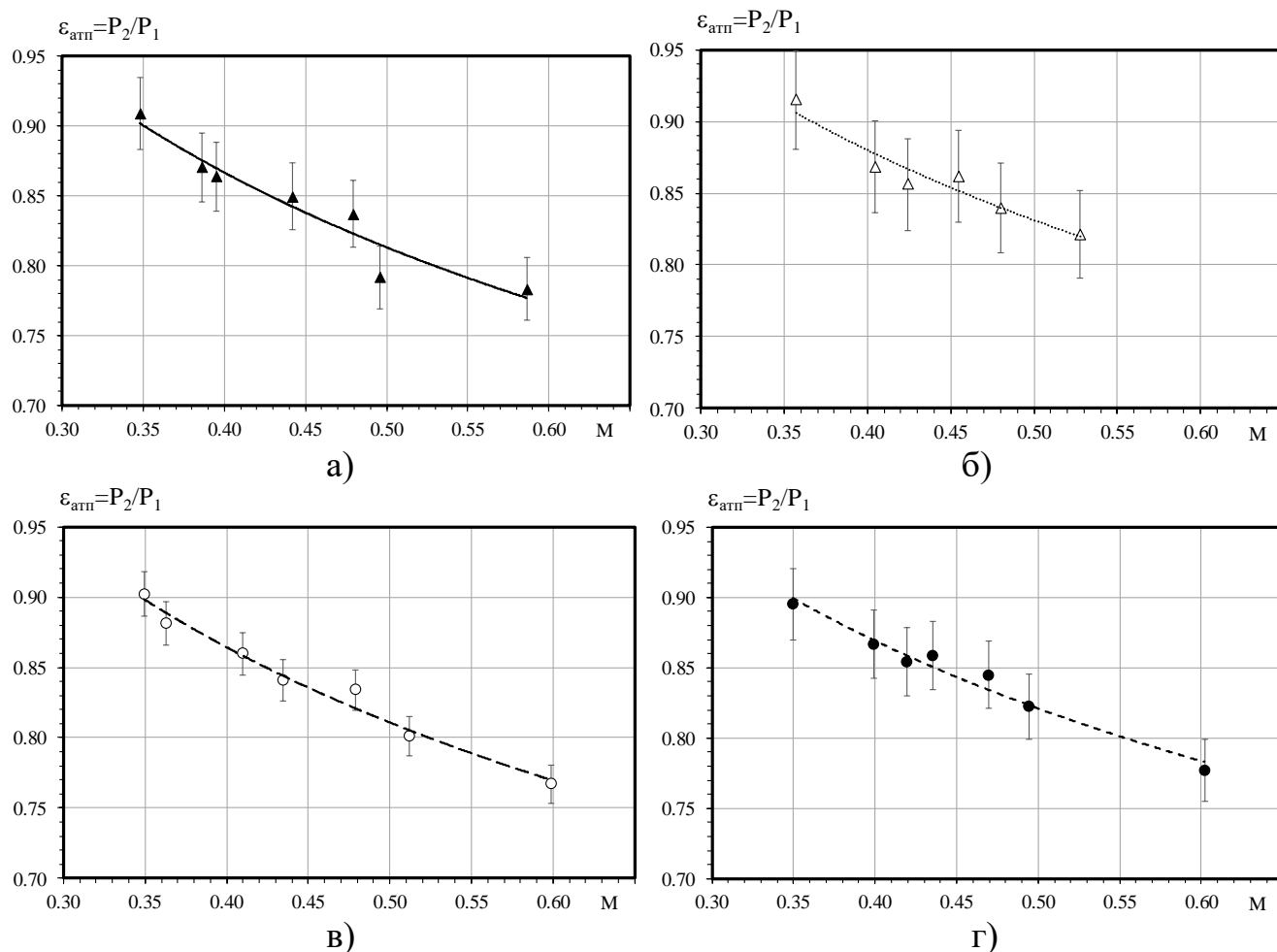


Рис. 4.28. Експериментальні дані вимірювання відносної степені підвищення тиску в аеротермопресорі за умови відсутності випаровування $\varepsilon_{\text{атп}}$ та їх похибка в залежності від відносної швидкості M в камері випаровування:

а) – 0 кг/с ; б) – 0.0175 кг/с ; в) – 0.0407 кг/с ; г) – 0.0487 кг/с .

Подальше вприскування води в потік вже веде до обратного ефекту – гідравлічні втрати від опору крапель переважають на позитивним ефектом зменшення втрат тиску в дисперсному потоці, і, як наслідок, втрати тиску зростають більше ніж для "сухого" аеротермопресора. Звідси, можна заключити, що оптимальна відносна кількість води, що можна вприснути для забезпечення неповного випаровування в проточній частині аеротермопресора при максимальному ефекті зниження гідравлічних втрат тиску, складає $g_w < 10 \%$.

4.5. Дослідження впливу неповного випаровування на дисперсність потоку в проточній частині аеротермопресора.

Важливим фактором, що впливає на ефективність застосування аеротермопресора як засобу високо-дисперсного розпилення рідини, є вплив робочих процесів в його проточній частині на дисперсність (середній діаметр та кількість крапель). Чим менше середній діаметр і менше діапазон розподілення цих крапель (більша кількість дрібних крапель) тим ефективніше буде забезпечення процесу ізотермування в наступних компресорних ступенях.

Для встановлення ефективності дроблення крапель і зменшення їх діаметру в наслідок часткового випаровування необхідно порівняти результати вимірювання діаметру крапель в робочому аеротермопресорі з діаметрами крапель, що забезпечуються форсункою на виході, а також аеротермопресором без відводу теплоти (упорскування в холодне повітря).

На першому етапі дослідження проводився вимірювання діаметру крапель трьох форсунок із різними витратами води. Тиск рідини під час експерименту на вході в форсунки 7,5–8,0 МПа, що забезпечувало мінімально можливий діаметр крапель для даного типу форсунок (рис. 4.29).



Рис. 4.29. Процес упорскування води форсунками типу ФМТ:

а) – вприск форсункою ФМТ-100,0 (тиск 7,5 МПа) статично; б) – вприск форсункою ФМТ-43,0 (тиск 8,0 МПа) в потік повітря витратою $G_{\text{п}} = 0,32$ кг/с через конфузорну частину аеротермопресора.

Упорскування рідини через форсунку ФМТ-43,0 при тиску 7,5 МПа та середній витраті води, що упорскується, $G_w = 0,0175$ кг/с, показав наступні результати (рис. 4.30, 4.31). Середній діаметр по кількості крапель $\delta_{w.N} = 35$ мкм, при цьому найбільша кількість крапель діаметром $\delta_{w.N} = 25$ мкм складає $N_w = 38\%$. Розподіл по відносній масі крапель показав, що середній діаметр складає $\delta_{w.m} = 70$ мкм, при цьому найбільша кількість крапель діаметром $\delta_{w.N} = 50$ мкм ($m_w = 18\%$), $\delta_{w.N} = 80$ мкм ($m_w = 17\%$), $\delta_{w.N} = 90$ мкм ($m_w = 19\%$). Мінімальний забезпечувальний діаметр складає $\delta_{w.min} = 25$ мкм (6%). Слід зауважити, що розподіл крапель при цьому нерівномірний та майже 60% крапель досягають діаметру 70–80 мкм і при цьому є наявність крапель в 100 мкм, що значно ускладнює випаровування рідини в проточній частині компресора.

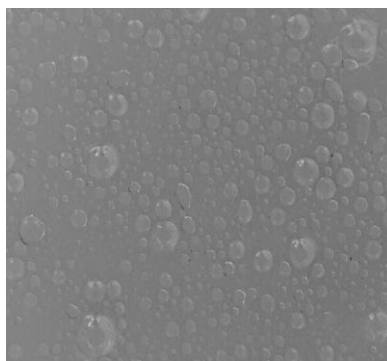
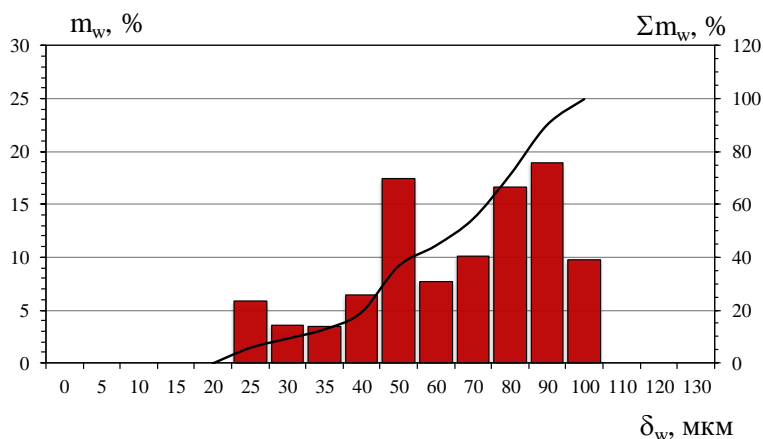
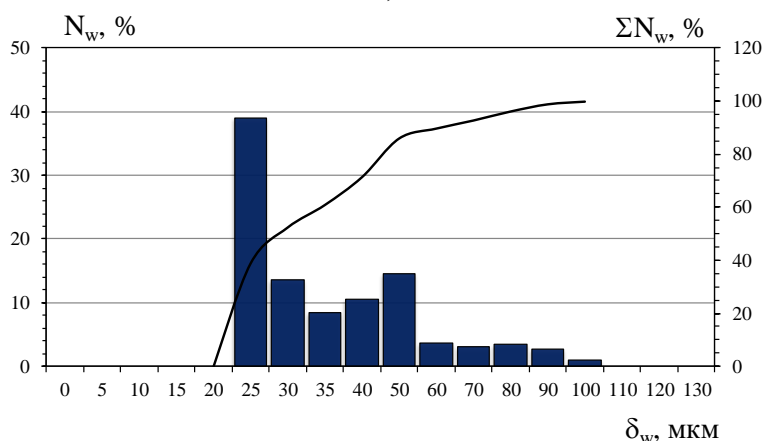


Рис. 4.30. Фото уловлених крапель: форсунка ФМТ-43,0; $G_w = 0,0175$ кг/с; збільшення вимірювальної системи електронного мікроскопу 300X.



а)



б)

Рис. 4.31. Розподілення крапель по групам діаметрів в пробі для форсунки ФМТ-43,0; $G_w = 0,0175$ кг/с: а) – розподілення по відносній масовій долі m_w , % і сумарній кількості по наростанні діаметру краплі Σm_w , %; б) – розподілення по відносній кількості N_w , % і сумарній кількості при збільшенні діаметру краплі ΣN_w , %.

Упорскування рідини через форсунку ФМТ-100,0 при тиску 7,5 МПа та середній витраті води, що упорскується, $G_w = 0,0407$ кг/с показав наступні результати (рис. 4.32, 4.33). Середній діаметр по кількості крапель $\delta_{w.N} = 35$ мкм, при цьому найбільша кількість крапель діаметром $\delta_{w.N} = 25\text{--}30$ мкм складає $N_w = 49\%$. Розподіл по відносній масі крапель показав, що середній діаметр складає $\delta_{w.m} = 50$ мкм, при цьому найбільша кількість крапель діаметром $\delta_{w.N} = 50\text{--}60$ мкм складає $m_w = 50\%$. Мінімальний забезпечувальний діаметр складає $\delta_{w.min} = 25$ мкм (5%).

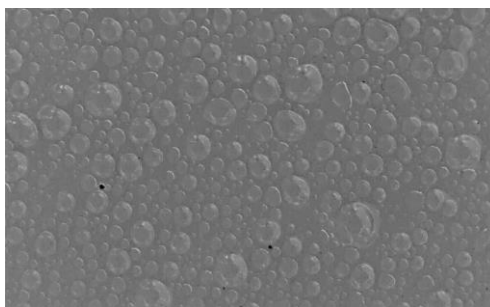
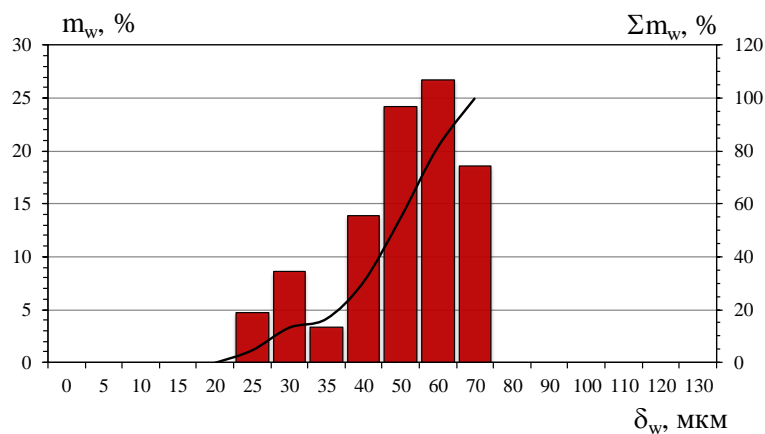
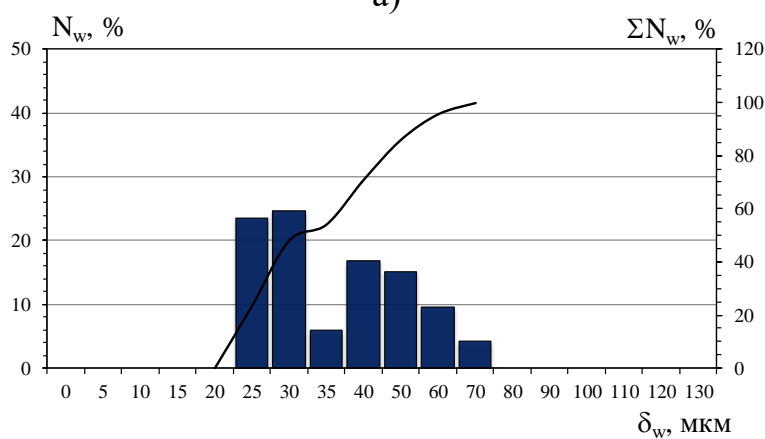


Рис. 4.32. Фото уловлених крапель: форсунка ФМТ-100,0; $G_w = 0,0407$ кг/с; збільшення вимірjuвальної системи електронного мікроскопу 300X.

Упорскування рідини через форсунку ФМТ-120,0 при тиску 7,5 МПа та середній витраті води, що упорскується, $G_w = 0,0487$ кг/с показав наступні результати (рис. 4.34, 4.35). Середній діаметр по кількості крапель $\delta_{w,N} = 70$ мкм, при цьому найбільша кількість крапель діаметром $\delta_{w,N} = 50$ мкм складає $N_w = 30\%$. Розподіл по відносній масі крапель показав, що середній діаметр складає $\delta_{w,m} = 90$ мкм, при цьому найбільша кількість крапель діаметром $\delta_{w,N} = 110$ мкм складає $m_w = 25\%$. Мінімальний забезпечувальний діаметр складає $\delta_{w,\min} = 50$ мкм (7%).



а)



б)

Рис. 4.33. Розподілення крапель по групам діаметрів в пробі для форсунки ФМТ-100,0; $G_w = 0,0407$ кг/с: а) – розподілення по відносній масовій долі m_w , % і сумарній кількості по наростанні діаметру краплі Σm_w , %; б) – розподілення по відносній кількості N_w , % і сумарній кількості по наростанні діаметру краплі ΣN_w , %.

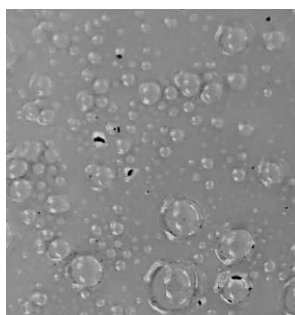
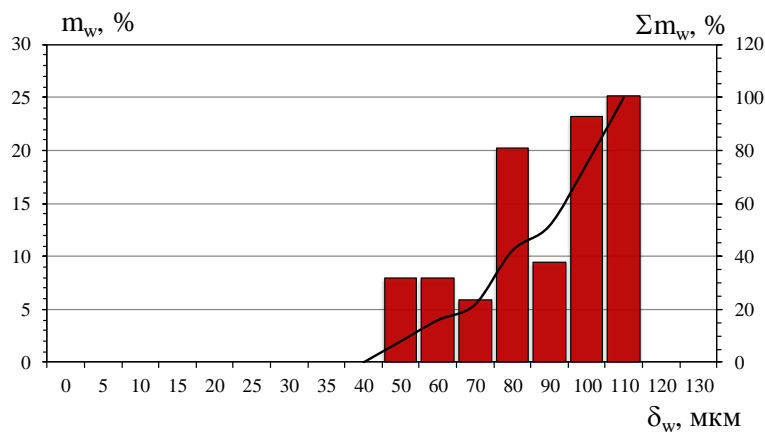
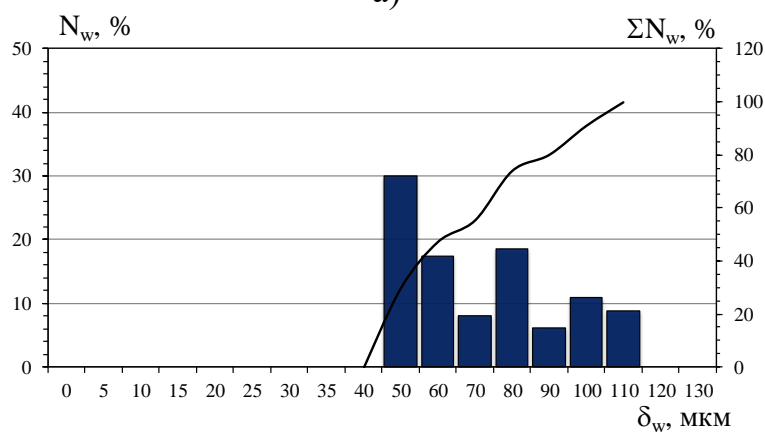


Рис. 4.34. Фото уловлених крапель: форсунка ФМТ-120,0; $G_w = 0,0487$ кг/с; збільшення виміральної системи електронного мікроскопу 300X.



а)



б)

Рис. 4.35. Розподілення крапель по групам діаметрів в пробі для форсунки ФМТ-120,0; $G_w = 0,0487$ кг/с: а) – розподілення по відносній масовій долі m_w , % і сумарній кількості по наростанні діаметру краплі Σm_w , %; б) – розподілення по відносній кількості N_w , % і сумарній кількості по наростанні діаметру краплі ΣN_w , %.

На другому етапі дослідження проводилися вимірювання крапель в дисперсному потоці на виході з проточної частини аеротермопресора при роботі без випаровування крапель, тобто при "холодному" повітрі.

Вприск рідини в проточну частину аеротермопресора через форсунку ФМТ-43,0 при тиску 7,5 МПа та середній витраті води, що упрскується, $G_w = 0,0175$ кг/с (рис. 4.36, 4.37), показав, що середній діаметр по кількості крапель $\delta_{w.N} = 30$ мкм, при цьому найбільша кількість крапель діаметром $\delta_{w.N} = 25$ мкм складає $N_w = 38\%$. Розподіл по відносній масі крапель показав, що середній діаметр складає $\delta_{w.m} = 40$ мкм, при цьому найбільша кількість крапель діаметром $\delta_{w.N} = 35; 50; 70$ мкм (по $m_w = 22\%$). Мінімальний забезпечувальний діаметр складає $\delta_{w.min} = 25$ мкм (13%). Слід

зауважити, що середній діаметр крапель дещо зменшився (на 5 мкм) і до того ж збільшилася кількість дрібних крапель на 7 %. Це можна пояснити високою швидкістю потоку в проточній частині аеротермопресора і наявності високої турбулізації цього потоку в наслідок цього.

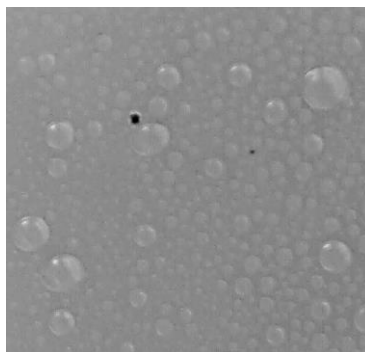
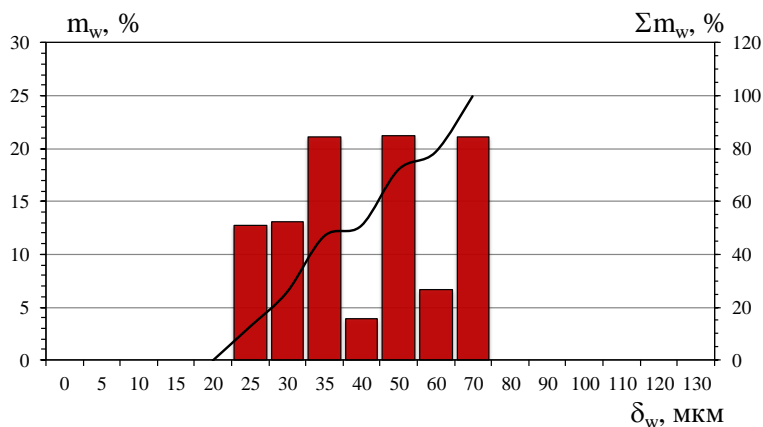
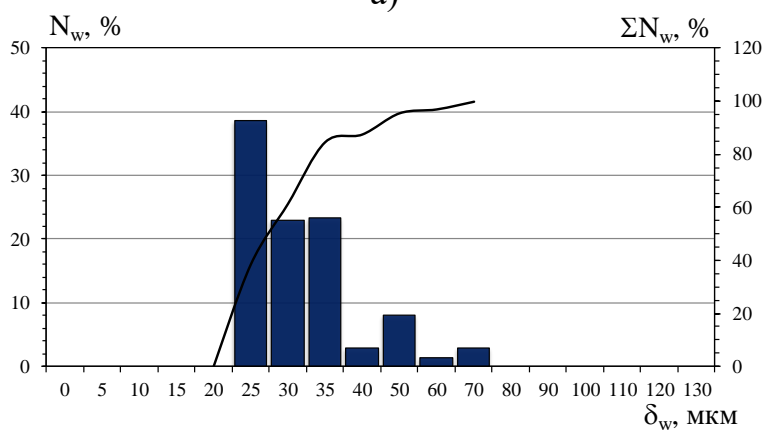


Рис. 4.36. Фото уловлених крапель: аеротермопресор без випаровування; форсунка ФМТ-43,0; $G_w = 0,0175$ кг/с; збільшення вимірювальної системи електронного мікроскопу 300X.

Вприск рідини в проточну частину аеротермопресора через форсунку ФМТ-100,0 при тиску 7,5 МПа та середній витраті води, що уприскується, $G_w = 0,0407$ кг/с показав наступні результати (рис. 4.38, 4.39). Середній діаметр по кількості крапель $\delta_{w,N} = 30$ мкм (зменшився на 5 мкм), при цьому найбільша кількість крапель діаметром $\delta_{w,N} = 20\text{--}25$ мкм складає $N_w = 34\%$. Мінімальний забезпечувальний діаметр складає $\delta_{w,\min} = 20$ мкм (18%). Розподіл по відносній масі крапель показав, що середній діаметр складає $\delta_{w,m} = 45$ мкм (зменшився на 5 мкм), при цьому найбільша кількість крапель діаметром $\delta_{w,N} = 50$ мкм складає $m_w = 28\%$. Мінімальний забезпечувальний діаметр складає $\delta_{w,\min} = 20$ мкм (3%).



а)



б)

Рис. 4.37. Розподілення крапель по групам діаметрів в пробі для аеротермопресора без випаровування, форсунки ФМТ-43,0; $G_w = 0,0175$ кг/с:

а) – розподілення по відносній масовій долі m_w , % і сумарній кількості по наростанні діаметру краплі Σm_w , %; б) – розподілення по відносній кількості N_w , % і сумарній кількості по наростанні діаметру краплі ΣN_w , %.

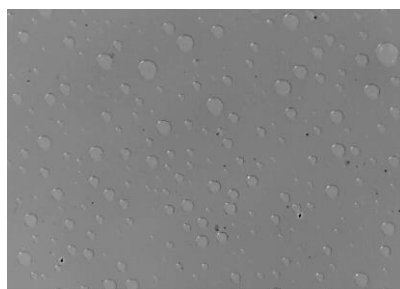


Рис. 4.38. Фото уловлених крапель: аеротермопресор без випаровування; форсунка ФМТ-100,0; $G_w = 0,0407$ кг/с; збільшення вимірювальної системи електронного мікроскопу 300X.

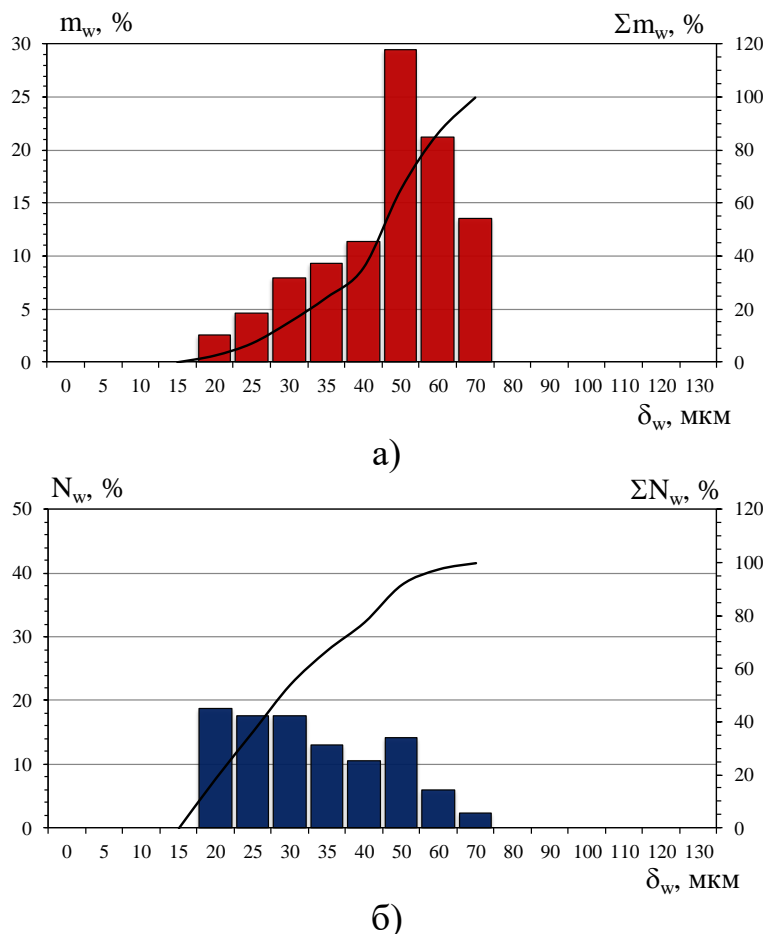


Рис. 4.39. Розподілення крапель по групам діаметрів в пробі для аеротермопресора без випаровування, форсунки ФМТ-100,0; $G_w = 0,0407$ кг/с: а) – розподілення по відносній масовій долі m_w , % і сумарній кількості по наростанні діаметру краплі Σm_w , %; б) – розподілення по відносній кількості N_w , % і сумарній кількості по наростанні діаметру краплі ΣN_w , %.

Упорскування рідини в проточну частину аеротермопресора через форсунку ФМТ-120,0 при тиску 7,5 МПа та середній витраті води, що упорскується, $G_w = 0,0487$ кг/с показав наступні результати (рис. 4.40, 4.41). Середній діаметр по кількості крапель $\delta_{w,N} = 40$ мкм (зменшився майже на 30 мкм), при цьому найбільша кількість крапель діаметром $\delta_{w,N} = 35$ мкм складає $N_w = 44\%$ (кількість значно збільшилася). Мінімальний забезпечувальний діаметр складає $\delta_{w,\min} = 35$ мкм (44%). Розподіл по відносній масі крапель показав, що середній діаметр складає $\delta_{w,m} = 50$ мкм, при цьому найбільша кількість крапель діаметром $\delta_{w,N} = 40$ мкм складає $m_w = 26\%$ (більше стало дрібних крапель). Мінімальний забезпечуваний діаметр складає $\delta_{w,\min} = 35$ мкм (21%).

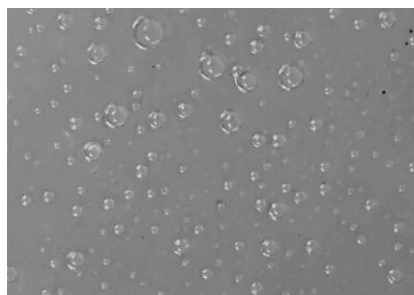


Рис. 4.40. Фото уловлених крапель: аеротермопресор без випаровування; форсунка ФМТ-120,0; $G_w = 0,0487$ кг/с; збільшення вимірювальної системи електронного мікроскопу 300X.

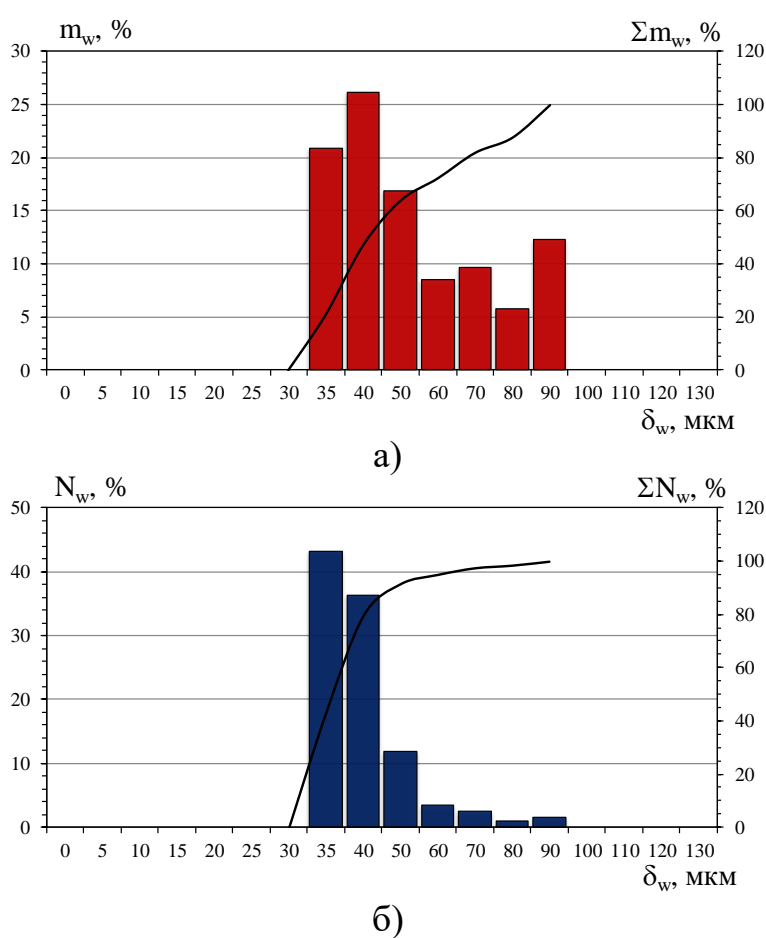
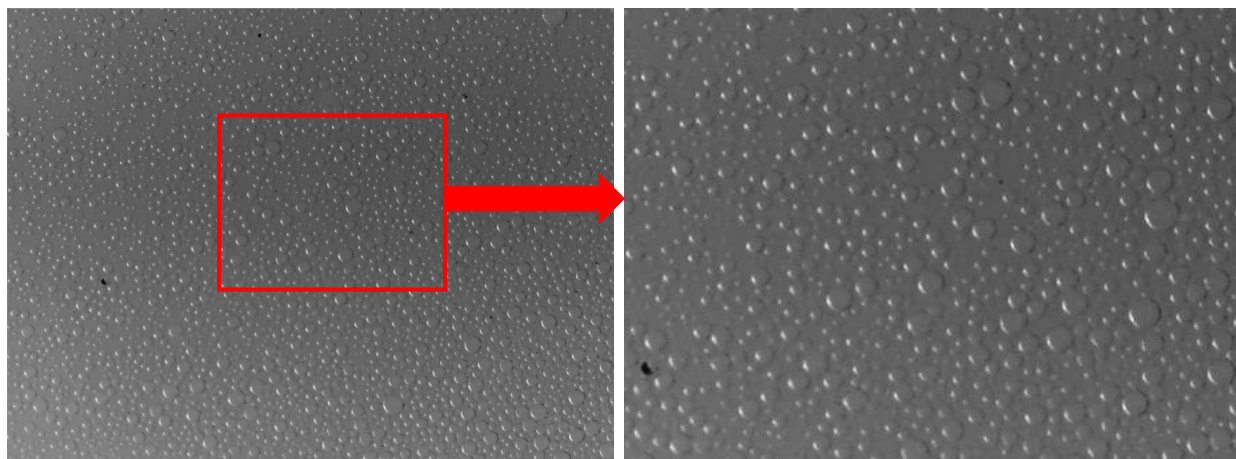


Рис. 4.41. Розподілення крапель по групам діаметрів в пробі для аеротермопресора без випаровування, форсунки ФМТ-120,0; $G_w = 0,0487$ кг/с: а) – розподілення по відносній масовій долі m_w , % і сумарній кількості по наростанні діаметру краплі Σm_w , %; б) – розподілення по відносній кількості N_w , % і сумарній кількості по наростанні діаметру краплі ΣN_w , %.

Слід, зауважити, що турбулізація потоку в проточній частині аеротермопресора позитивно сказалася на середньому діаметрі крапель на виході – вони зменшилися на 5 мкм, а для великовитратної форсунки навіть на 30 мкм при збільшенні кількості дрібних крапель на 5–20%. Також слід відмітити, що крупних крапель вище 90 мкм не стало, що є позитивним явищем для застосування аеротермопресора як засобу для вприскування рідини між ступенями компресора.

На третьому етапі дослідження проводилися вимірювання крапель в дисперсному потоці на виході з проточної частини аеротермопресора при наявності випаровування. Вприск здійснювався в потік повітря із температурою 155°C. Температура повітря після охолодження на виході з аеротермопресора коливалася в межах 30–45°C. Швидкість потоку в камері випаровування досягала $M = 0,35–0,80$.

Вприск рідини в проточну частину аеротермопресора (при наявності випаровування) через форсунку ФМТ-100,0 при тиску 7,5 МПа та середній витраті води, що упорскується, $G_w = 0,0407$ кг/с показав наступні результати (рис. 4.42, 4.43). Середній діаметр по кількості крапель $\delta_{w,N} = 15$ мкм (зменшився на 15 мкм в порівнянні з відсутністю випаровування і на 20 мкм в порівнянні з виходом форсунки), при цьому найбільша кількість крапель діаметром $\delta_{w,N} = 15$ мкм складає $N_w = 41\%$. Мінімальний забезпечувальний діаметр складає $\delta_{w,min} = 15$ мкм. Розподіл по відносній масі крапель показав, що середній діаметр складає $\delta_{w,m} = 20$ мкм (зменшився на 15 мкм в порівнянні з відсутністю випаровування і на 20 мкм в порівнянні з виходом форсунки), при цьому найбільша кількість крапель діаметром $\delta_{w,N} = 20$ мкм складає $m_w = 22\%$ і $\delta_{w,N} = 40$ мкм складає $m_w = 23\%$. Мінімальний забезпечувальний діаметр складає $\delta_{w,min} = 15$ мкм (11%). Доля дрібних крапель (15 мкм) при цьому збільшилася на 8%, що, у свою чергу, позитивно впливає на ефективність довиварування двофазного потоку в проточній частині компресора.

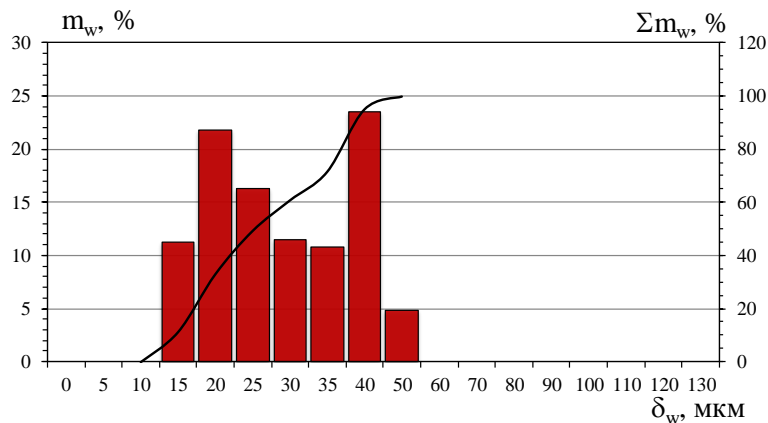


а)

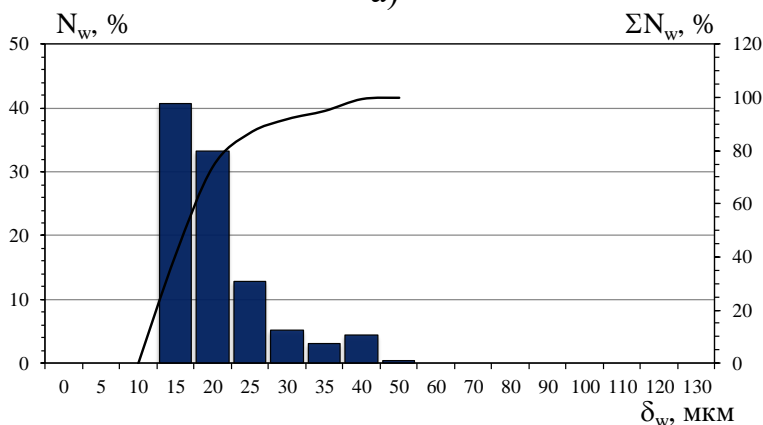


б)

Рис. 4.42. Фото уловлених крапель (а) та зовнішній вигляд потоку на виході з аеротермопресора (б): аеротермопресор з випаровуванням; форсунка ФМТ-100,0; $G_w = 0,0407$ кг/с; збільшення вимірювальної системи електронного мікроскопу 300X.



а)



б)

Рис. 4.43. Розподілення крапель по групам діаметрів в пробі для аеротермопресор з випаровуванням, форсунки ФМТ-100,0; $G_w = 0,0407$ кг/с:

а) – розподілення по відносній масовій долі m_w , % і сумарній кількості по наростанні діаметру краплі Σm_w , %; б) – розподілення по відносній кількості N_w , % і сумарній кількості по наростанні діаметру краплі ΣN_w , %.

Упорскування рідини в проточну частину аеротермопресора (при наявності випаровування) через форсунку ФМТ-120,0 при тиску 7,5 МПа та середній витраті води, що упорскується, $G_w = 0,0487$ кг/с показав наступні результати (рис. 4.44, 4.45). Середній діаметр по кількості крапель $\delta_{w.N} = 30$ мкм (зменшився на 10 мкм в порівнянні з відсутністю випаровування і на 40 мкм в порівнянні з виходом форсунки), при цьому найбільша кількість крапель діаметром $\delta_{w.N} = 20$ мкм складає $N_w = 45\%$ (кількість значно збільшилася). Мінімальний забезпечувальний діаметр складає $\delta_{w.min} = 20$ мкм. Розподіл по відносній масі крапель показав, що середній

діаметр складає $\delta_{w,m} = 35$ мкм (зменшився на 15 мкм в порівнянні з відсутністю випаровування), при цьому найбільша кількість крапель діаметром $\delta_{w,N} = 40$ мкм складає $m_w = 19\%$ і $\delta_{w,N} = 50$ мкм складає $m_w = 19\%$. Мінімальний забезпечувальний діаметр складає $\delta_{w,min} = 20$ мкм (14%).

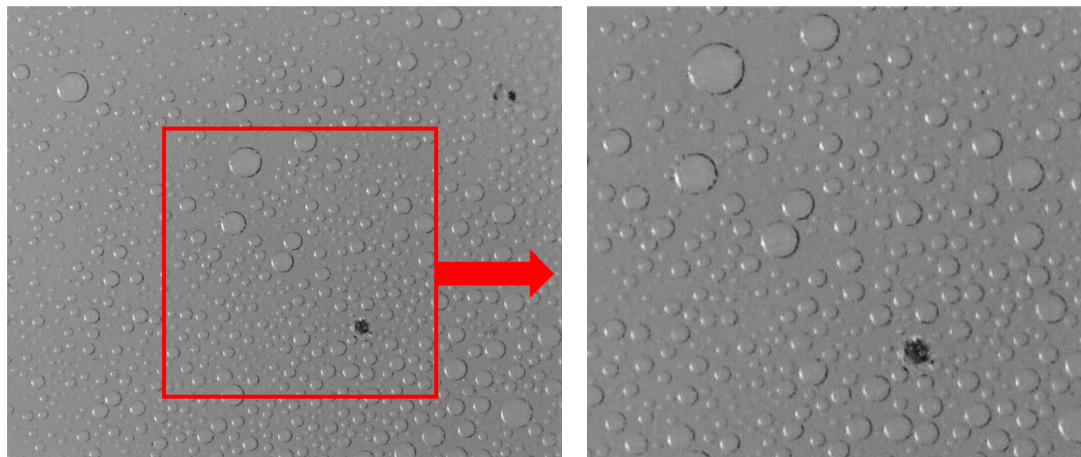
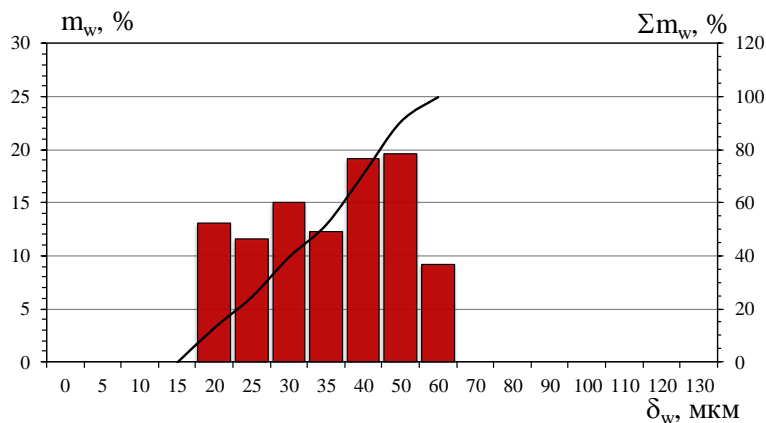
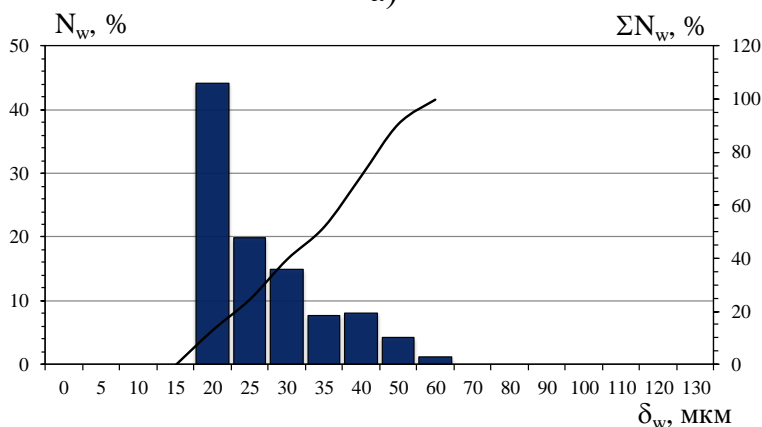


Рис. 4.44. Фото уловлених крапель: аеротермопресор з випаровуванням; форсунка ФМТ-120,0; $G_w = 0,0487$ кг/с; збільшення вимірювальної системи електронного мікроскопу 300X.

Узагальнюючи отримані результати вимірювань діаметрів крапель із різними форсунками (різними витратами води), а також при наявності і без наявності випаровування в проточній частині аеротермопресора, можна сказати, що в аеротермопресорі середній діаметр крапель значно зменшується за рахунок високої турбулізації потоку та процесу інтенсивного випаровування в потоці із високою температурою. Мінімальний досяжний діаметр крапель складає 15 мкм (зменшується в проточній частині аеротермопресора в середньому на 15–30 мкм) і при цьому збільшилася доля дрібних крапель (менше 20 мкм) яка складає 20–40% (в порівнянні із базовими значеннями в 3–20%). До того ж розподіл крапель по діаметрами став біль рівний та відсутні крупні краплі із діаметром вище 60 мкм. У вимірюваному потоці повітря має місце певна кількість більш дрібних крапель (менше 10–15 мкм), однак, в наслідок складності експерименту, вимірювання такої якості адекватно тільки при застосуванні спеціального вимірювального інструменту.



а)



б)

Рис. 4.45. Розподілення крапель по групам діаметрів в пробі для аеротермопресора з випаровуванням, форсунки ФМТ-120,0; $G_w = 0,0487$ кг/с:

а) – розподілення по відносній масовій долі m_w , % і сумарній кількості по наростанні діаметру краплі Σm_w , %; б) – розподілення по відносній кількості N_w , % і сумарній кількості по наростанні діаметру краплі ΣN_w , %.

4.6. Дослідження впливу неповного випаровування на характеристики аеротермопресора.

Організація неповного випаровування в проточній частині аеротермопресора зменшує вплив гідравлічних втрат тиску в наслідок зменшення втрат на тертя. Це, у свою чергу, підвищує позитивний ефект від дії ефекту термогазодинамічної компресії – відносно підвищення тиску зростає. Але черезмірний вприск води в аеротермопресор може скласти ситуацію при якій вплив лобового опору крапель на початковій ділянці випаровування буде переважним. Для дослідження цього

процесу було проведено дослідження впливу відносної кількості води, що упорскується за різних умов роботи випарної камери (відносна швидкість M і масова витрата води G_w).

На першому етапі досліджувалося зміна відносного підвищення тиску $\varepsilon_{атп}$ в аеротермопресорі від відносної швидкості в камері випаровування M при застосуванні різних форсунок, а відповідно і різних масових витрат води G_w . При цьому забезпечувалися наступні умови для роботи аеротермопресора: початкова температура на вході в приймальну камеру $t_{п1} = 155$ °С; витрата води на форсунках – $G_w = 0,0175; 0,0407; 0,0487$ кг/с; тиск води на вході в форсунку $P_w = 7,5–8,0$ МПа; витрата повітря – $G_{п} = 0,32–0,52$ кг/с. Отримані результати порівнювалися із даними отриманими для "сухого" аеротермопресора. Робочий процес в аеротермопресорі організовується таким, чином, щоб забезпечити недовипаровування рідини на виході в 15–70% від загальної кількості рідини, що упорскувалася.

Проведені вимірювання параметрів роботи аеротермопресора при різних числах Маха в камері випаровування, показали, що при збільшенні відносної швидкості M від 0,28 до 0,95 відносно підвищення тиску зростає. Так при $G_w = 0,0175$ кг/с – $\varepsilon_{атп}$ зростає від 0,97 до 1,04, а втрати тиску складають $\Delta P_{атп} = -10–8$ кПа (знак мінус означає, що відбувається підвищення повного тиску); при $G_w = 0,0407$ кг/с зростання $\varepsilon_{атп}$ складає від 0,88 до 1,01, а втрати тиску складають $\Delta P_{атп} = 0–16$ кПа, а при $G_w = 0,0487$ кг/с зростання $\varepsilon_{атп}$ складає від 0,82 до 0,97, а втрати тиску складають $\Delta P_{атп} = 16–28$ кПа (рис. 4.46). Найбільше значення $\varepsilon_{атп}$ відповідає форсунці із витратою 0,0175 кг/с і складає $\varepsilon_{атп} = 1,02–1,04$. Зменшення значення відносного підвищення тиску при збільшенні витрати води G_w пояснюється збільшенням кількості крапель в потоці, і, як наслідок, збільшенням лобового опору крапель на початковій ділянці випаровування в проточній частині.

На величину опору крапель також суттєво впливає початкова швидкість краплі відносно швидкості повітря. розрахункова відносна швидкість краплі в потоці на початковій ділянці складає $(w_w/w_{п}) = 0,30–0,45$.

При порівнянні отриманих даних із вимірюванням втрат тиску в "сухому" аеротермопресорі видно, що при $M = 0,28$ для $G_w = 0,0175$ кг/с підвищення тиску в аеротермопресорі дорівнює гідравлічним втратам тиску "сухого" аеротермопресора. Таке ж явище можна спостерігати і для $G_w = 0,0407$ кг/с – $M = 0,32$ та для $G_w = 0,0487$ кг/с – $M = 0,38$. Це можна пояснити саме переважаючим впливом лобового опору крапель в потоці та зменшенні ефекту підвищення тиску при малих швидкостях. Наступне зменшення швидкості повітря в камері випаровування (наприклад, за рахунок зміни діаметру) призведе до значного зменшення тиску на виході з аеротермопресора, навіть менше тиску ніж у випадку "сухого" аеротермопресора (тобто в наслідок тільки впливу гідравлічних втрат тиску в проточній частині).

Також було встановлено, що відносна температура складає $(T_1/T_2) = 1,36–1,41$ (рис. 4.47) при температурі охолодженого повітря на виході з аеротермопресора 301–307 К (28–34°C). Це пояснюється тим, що охолодження повітря іде не тільки за рахунок контактного випаровування, а ще й на кінцевій ділянці аеротермопресора за рахунок насичення повітря вологою. Процес охолодження іде до температури мокрого термометра t_m і відносної вологості повітря $\phi = 100\%$.

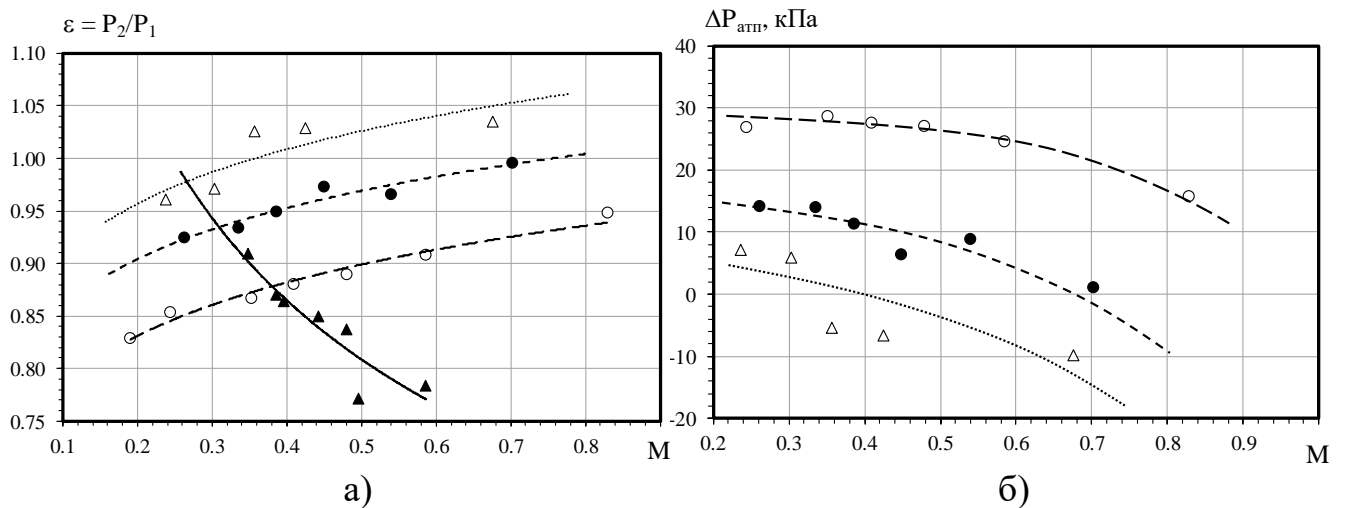


Рис. 4.46. Експериментальні залежності відносного підвищення тиску $\varepsilon_{атп} = P_2/P_1$ (а) і абсолютних втрат тиску в проточній частині аеротермопресора $\Delta P_{атп} = P_1 - P_2$ від відносної швидкості в камері випаровування M (в числах Маха):

..... – $G_w = 0,0175$ кг/с; - - - - - $G_w = 0,0407$ кг/с;
 - - - - - $G_w = 0,0487$ кг/с; ————— "сухий" аеротермопресор.

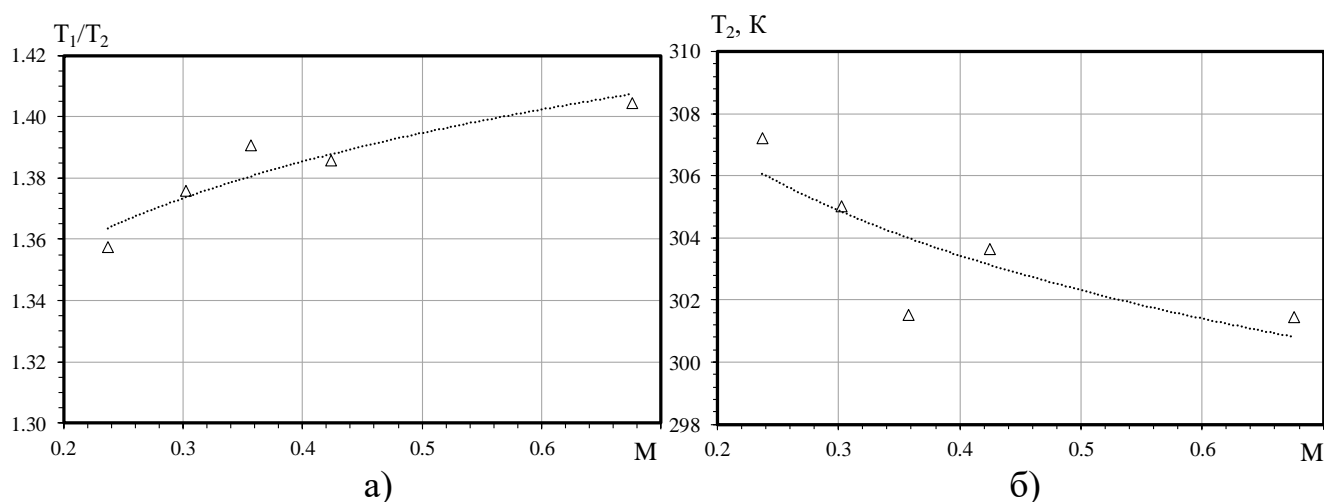


Рис. 4.47. Експериментальні залежності відносного зниження температури (T_1/T_2) (а) і абсолютної температури на виході аеротермопресора T_2 від відносної швидкості в камері випаровування M (в числах Маха) при $G_w = 0,0175$ кг/с.

На другому етапі досліджувалося зміна відносного підвищення тиску $\varepsilon_{атп}$ в аеротермопресорі від відносної кількості води, що упорскувалася g_w (рис. 4.47) при фіксованих значеннях відносної швидкості повітря в камері випаровування M . Можна побачити, що при $M = 0,38$ на ділянці $g_w = 4\text{--}8\%$ відносне підвищення тиску зменшується незначно і складає $\varepsilon_{атп} = 1,00\text{--}1,03$, при значеннях $g_w > 8\%$ – різко знижується (втрати тиску $\Delta P_{атп}$ при цьому складають до 16 кПа). Таке ж можна побачити і для $M = 0,52$, де на ділянці $g_w = 5\text{--}9\%$ відносне підвищення тиску зменшується незначно і складає $\varepsilon_{атп} = 0,97\text{--}1,03$, при значеннях $g_w > 9\%$ – різко знижується ($\Delta P_{атп} = 5\text{--}26$ кПа) та для $M = 0,82$ на ділянці $g_w = 6\text{--}10\%$ відносне підвищення тиску зменшується незначно – $\varepsilon_{атп} = 0,92\text{--}0,96$, при значеннях $g_w > 10\%$ – різко знижується ($\Delta P_{атп} = 14\text{--}27$ кПа). Звідси можна зробити висновок про те, що позитивний вплив вприскування води понад необхідну кількість для випаровування буде лише на ділянці $g_w = 4\text{--}10\%$, а подальше збільшення g_w призведе до зменшення $\varepsilon_{атп}$. При чому збільшення відносної швидкості в камері випаровування зміщує граничне значення g_w в меншу сторону і може сягати $g_w = 6\text{--}8\%$.

З наведених результатів видно, що позитивне значення для $\varepsilon_{атп}$ цілком досягне для аеротермопресор із малою витратою повітря ($G_n = 0,52$ кг/с), хоча і

приріст повного тиску на виході буде не значний $\varepsilon_{\text{атп}} = 1,01\text{--}1,03$ (1–3%), але при цьому можливо забезпечення ефективного дрібно-дисперсного розпилення рідини в потоці повітря із одночасним його охолодженням.

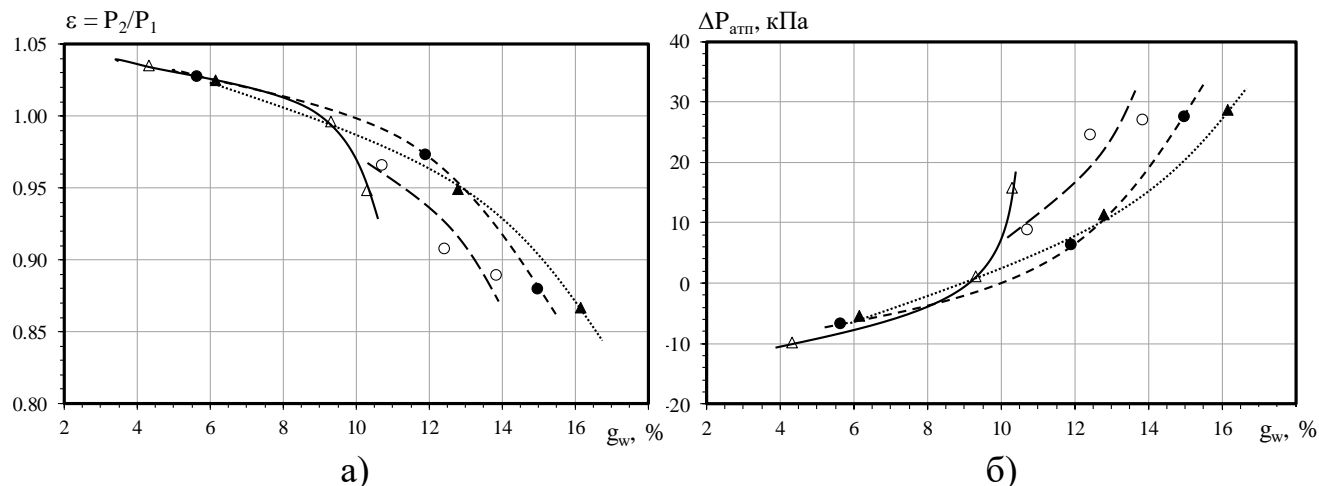


Рис. 4.48. Експериментальні залежності відносного підвищення тиску $\varepsilon_{\text{атп}} = P_2/P_1$ (а) і абсолютних втрат тиску в проточній частині аеротермопресора $\Delta P_{\text{атп}} = P_1 - P_2$ від відносної кількості води, що упорскується в проточну частину аеротермопресора g_w : – $M = 0,37$; - - - - - $M = 0,43$; - - - - - $M = 0,53$; _____ – $M = 0,74$

4.7. Перевірка математичної моделі на адекватність.

Перевірка розрахункових даних степені зниження тиску в аеротермопресорі за відсутності випаровування, отриманими за математичною моделлю, ε_p на адекватність з експериментальними даними $\varepsilon_{\text{експ}}$ показує розбіжність від +7% до –6% (рис. 4.49), що можна вважати задовільним.

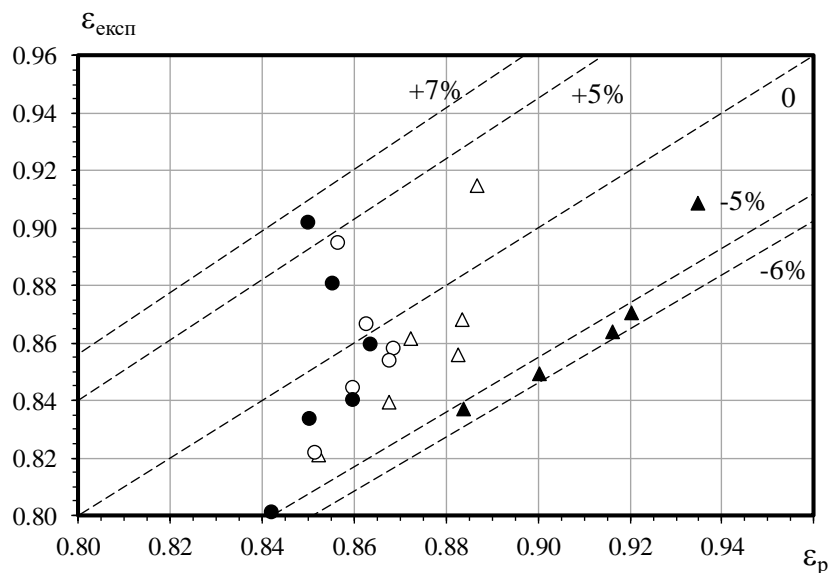


Рис. 4.49. Порівняння експериментальних даних вимірювання відносної степені зниження тиску аеротермопресорі $\varepsilon_{\text{експ}}$ з розрахунковими ε_p відповідно до математичної моделі при різних витратах води G_w , що упорскується:

▲ – 0 кг/с; △ – 0.0175 кг/с; ○ – 0.0407 кг/с; ● – 0.0487 кг/с.

Співставлення отриманих експериментальних даних (рис. 4.50) при дослідженні впливу змінних числа M та різних масових витрат води на вприскуванні G_w із розрахунковими відповідно до викладеної математичної моделі показали відхилення, яке не перевищує +5...–15%. Співставлення отриманих експериментальних даних (рис. 4.51) при дослідженні впливу відносної кількості води, що упорскується при фіксованих відносних швидкостях в камері випаровування M із розрахунковими показали відхилення, яке також не перевищує +3...–14%.

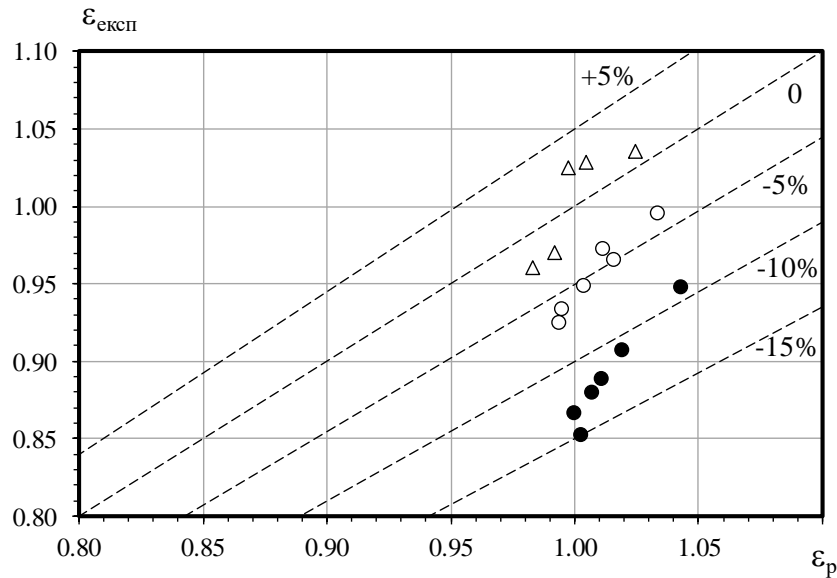


Рис. 4.50. Порівняння експериментальних даних відносного підвищення тиску в проточній частині аеротермопресора $\varepsilon_{\text{атп.е}}$ із розрахунковими $\varepsilon_{\text{атп.р}}$ при різних витратах води G_w , що упресується:

Δ – 0.0175 кг/с; \circ – 0.0407 кг/с; \bullet – 0.0487 кг/с.

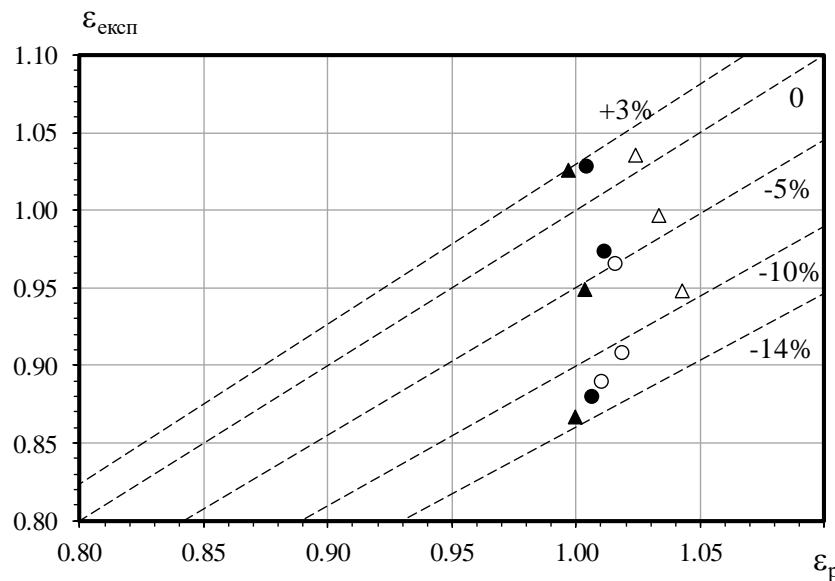


Рис. 4.51. Порівняння експериментальних даних відносного підвищення тиску в проточній частині аеротермопресора $\varepsilon_{\text{атп.е}}$ із розрахунковими $\varepsilon_{\text{атп.р}}$ при різних відносних швидкостях повітря на вході в камеру випаровування M :

\blacktriangle – $M = 0,37$; \bullet – $M = 0,43$; \circ – $M = 0,53$; Δ – $M = 0,74$.

Перевірка математичної моделі на адекватність об'єкту дослідження також проводилося із даними отриманими іншими авторами. Результати експериментального дослідження характеристик аеротермопресора наведені в роботі [218] представлені на рис.4.52. Дані груповані відносно відносної кількості води, що упорскувалася g_w при різних числах M та при різних початкових температурах. Можна побачити, що витратах $g_w > 15\%$ спостерігається зменшення підвищення повного тиску, а найбільше підвищення тиску відповідає $g_w = 15\text{--}25\%$ і складає $\varepsilon_{атп} = 1,00\text{--}1,01$.

Співставлення експериментальних даних, отриманих в роботі [218] із розрахунковими відповідно до розробленої математичної моделі показує відхилення $\pm 8\%$.

З отриманих результатів співставлення можна зробити висновок про адекватність математичної моделі і можливість її застосування для визначення та моделювання характеристик аеротермопресора при забезпеченні дрібно-дисперсного розпилу рідини із одночасним охолодженням потоку та компенсації втрат тиску або підвищення повного тиску на виході вище початкового.

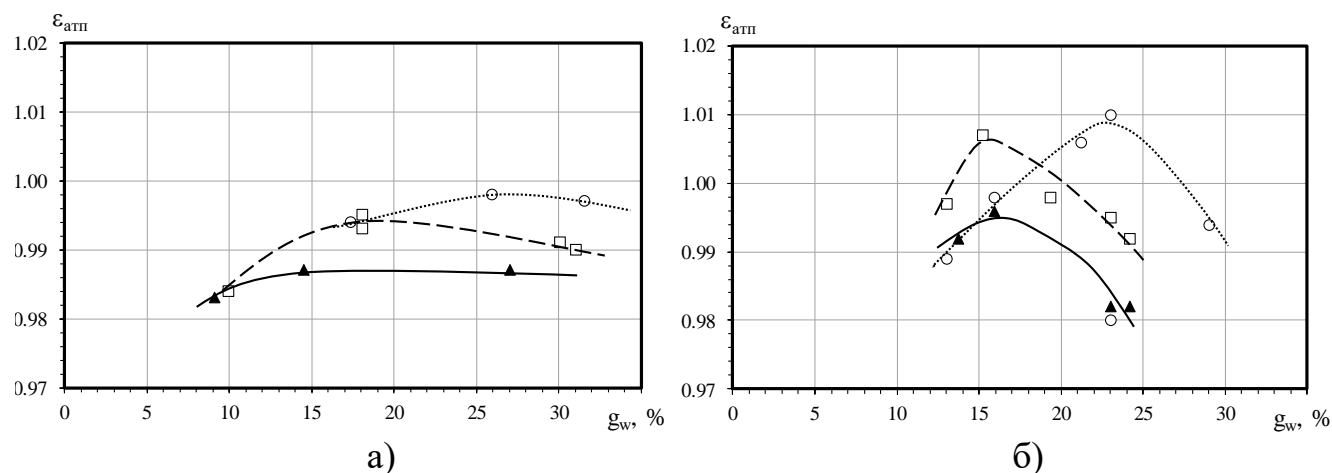


Рис. 4.52. Експериментальні залежності відносного підвищення тиску $\varepsilon_{атп} = P_2/P_1$ в проточній частині від відносної кількості води, що упорскується g_w : а) – $M = 0,45$; б) – $M = 0,70$; – $T_1 = 920\text{K}$; - - - - - $T_1 = 800\text{K}$; — — — — — $T_1 = 700\text{K}$.

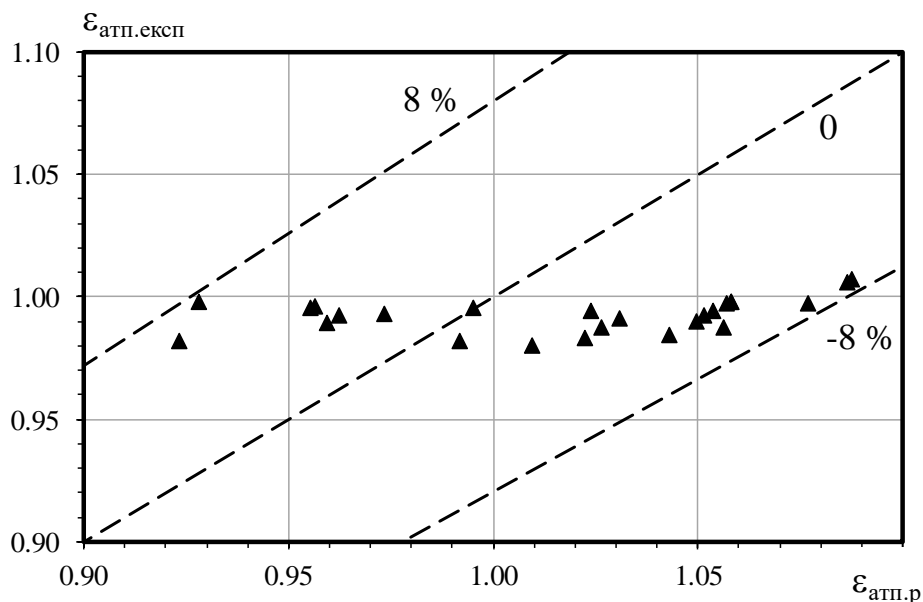


Рис. 4.53. Порівняння експериментальних даних відносного підвищення тиску в проточній частині аеротермопресора $\epsilon_{\text{атп.е}}$ із розрахунковими $\epsilon_{\text{атп.р}}$ відповідно до даних наведених на рис. 4.52 [218].

Розрахункові значення похибок вимірювання відносного підвищення тиску повітря в аеротермопресорі в залежності від відносної швидкості M та при різних витратах води, що упорскується показано на рис. 4.54. Значення похибки, що відповідає довірчому інтервалу Стюдента, при визначенні відносного підвищення тиску в аеротермопресорі $\epsilon_{\text{атп}}$ становить: $\delta_{\text{атп}} = \pm 4,00\%$ для $G_w = 0,0175$ кг/с, $\delta_{\text{атп}} = \pm 2,33\%$ для $G_w = 0,0407$ кг/с та $\delta_{\text{атп}} = \pm 1,81\%$ для $G_w = 0,084$ кг/с. Отримані результати свідчать про достовірність даних експерименту.

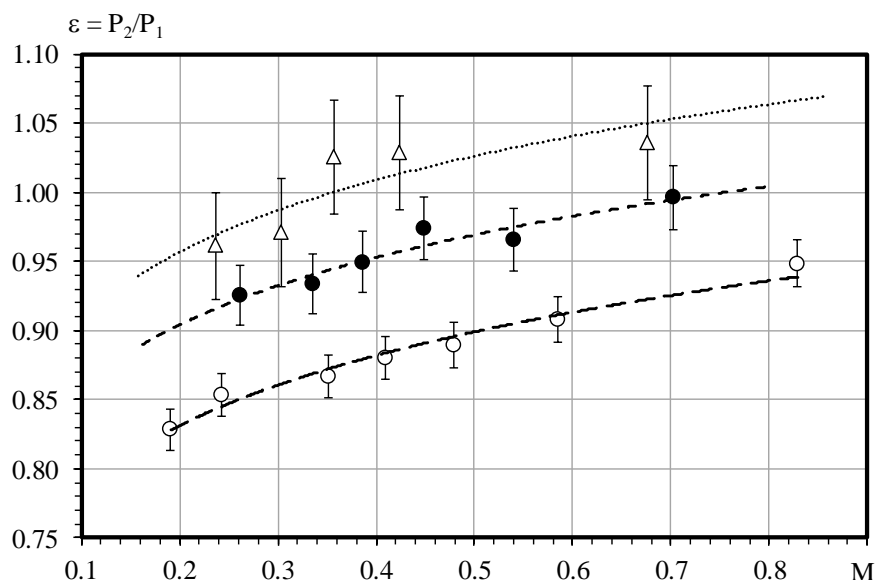


Рис. 4.54. Похибка вимірювання відносної степені підвищення тиску в аеротермопресорі за наявності випаровування $\varepsilon_{\text{атп}}$ від відносної швидкості M в камері випаровування: – $G_w = 0.0175$ кг/с; - - - - - $G_w = 0.0407$ кг/с; - · - · - · - $G_w = 0.0487$ кг/с.

4.8. Висновки по розділу 4.

1. Наведено опис розробленої експериментальної установки та вимірювальної системи для дослідження характеристик аеротермопресора при використанні неповного випаровування води, що упорскується в проточну частину.

2. Експериментально встановлено, що оптимальна відносна кількість води, що можна вприснути для забезпечення неповного випаровування в проточній частині аеротермопресора при максимальному ефекті зниження гідравлічних втрат тиску, складає $g_w < 10\%$.

3. Експериментально встановлено, що в аеротермопресорі середній діаметр крапель значно зменшується за рахунок високої турбулізації потоку та процесу інтенсивного випаровування в потоці із високою температурою. Мінімальний досяжний діаметр крапель складає 15 мкм (зменшується в проточній частині аеротермопресора в середньому на 15–30 мкм) і при цьому збільшилася доля дрібних крапель (менше 20 мкм) яка складає 20–40% (в порівнянні із базовими

значеннями в 3–20%). До того ж розподіл крапель по діаметрами став біль рівний та відсутні крупні краплі із діаметром вище 60 мкм.

4. Встановлено, що позитивний вплив вприскування води понад необхідну кількість для випаровування буде лише на ділянці $g_w = 4\text{--}10\%$, а подальше збільшення g_w призведе до зменшення $\varepsilon_{\text{атп}}$. При чому збільшення відносної швидкості в камері випаровування зміщує граничне значення g_w в меншу сторону і може сягати $g_w = 6\text{--}8\%$.

5. Встановлено, що позитивне значення для $\varepsilon_{\text{атп}}$ цілком досягне для аеротермопресор із малою витратою повітря ($G_{\text{п}} = 0,52 \text{ кг/с}$), хоча приріст повного тиску на виході буде не значний $\varepsilon_{\text{атп}} = 1,01\text{--}1,03$ (1–3%), але при цьому можливо забезпечення ефективного дрібно-дисперсного розпилення рідини в потоці повітря із одночасним його охолодженням.

6. Максимальна, відповідна довірчому інтервалу Ст'юдента, величина похибки визначення відносного підвищення тиску в аеротермопресорі при вимірюваннях під час експерименту не перевищує $\delta_{\text{атп}} = \pm 4,00 \%$.

7. Перевірка математичної моделі на адекватність об'єкту дослідження також проводилося із даними отриманими під час експерименту, а також отриманими іншими авторами. Результати співставлення експериментальних даних із розрахунковими склали $(\varepsilon_{\text{атп.с}}/\varepsilon_{\text{атп.р}}) = +15\text{...}-15\%$, що підтверджує адекватність математичної моделі.

8. Аналіз отриманих експериментальних даних щодо втрат тиску в проточній частині аеротермопресора показує, що вприскування рідини, у кількості g_w понад необхідну для випаровування, забезпечує зменшення цих втрат на 15–20% відносно втрат тиску в сухому аеротермопресорі. При збільшенні g_w вище 0,10 (10%) втрати тиску перевищують втрати у "сухому" аеротермопресорі через збільшення впливу аеродинамічного опору краплі в потоці повітря.

9. Експериментально показано, що застосування надлишкового вприскування рідини в аеротермопресор для охолодження повітря дає змогу збільшити відносне підвищення тиску $\varepsilon_{\text{атп}} = P_2/P_1$ в аеротермопресорі на 1–4%. Дрібно-дисперсний двофазний потік, що отримано таким чином в

аеротермопресорі, може бути довиварування в ступені високого тиску компресора. Це забезпечить наближення процесу стиснення до ізотермічного.

РОЗДІЛ 5. АЕРОТЕРМОПРЕСОРНІ ТЕХНОЛОГІЇ ВИКОРИСТАННЯ ВТОРИННОЇ ТЕПЛОТИ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК НА БАЗІ ДВЗ

5.1. Застосування аеротермопресорних технологій для середньообертових ДВЗ.

Відповідно до обґрунтування в розділах 1 і 2 напряму розробки аеротермопресорних технологій було розроблено схемні рішення систем охолодження наддувного повітря. На рис. 5.1 (а) наведена схема з застосуванням аеротермопресора у якості охолоджувача наддувного повітря (ОНП) за основним турбокомпресором. Повітря всмоктується одноступінчастим турбокомпресором (ТК) і стискається до тиску менше тиску на вході в циліндри ДВЗ. Після цього повітря з високою температурою і тиском поступає на випарне охолодження в аеротермопресор. При цьому завдяки ефекту термогазодинамічної компресії температура повітря значно знижується, а тиск підвищується до необхідної величини, відповідної на вході в двигун. Остаточне зниження температури здійснюється в охолоджувачі наддувного повітря.

Схема двоступінчастого стискання у турбокомпресорах з проміжним охолодженням повітря в аеротермопресорі наведена на рис. 5.1 (б). Повітря стискається турбокомпресором першої ступені ТК1. Стиснене повітря має високу температуру і його охолодження здійснюється в аеротермопресорі. Після цього повітря повторно стискається у турбокомпресорі другої ступені ТК2 і охолоджується забортною водою в охолоджувачі наддувного повітря.

Аналіз ефективності схем проводився відносно стандартних класичних схем охолодження наддувного повітря в одно- і двоступінчастих турбокомпресорах. Розрахунки здійснені для середньообертового двигуна фірми MAN 5L21/31 з потужністю $N_e = 1000$ кВт і $n = 1000$ хв⁻¹.

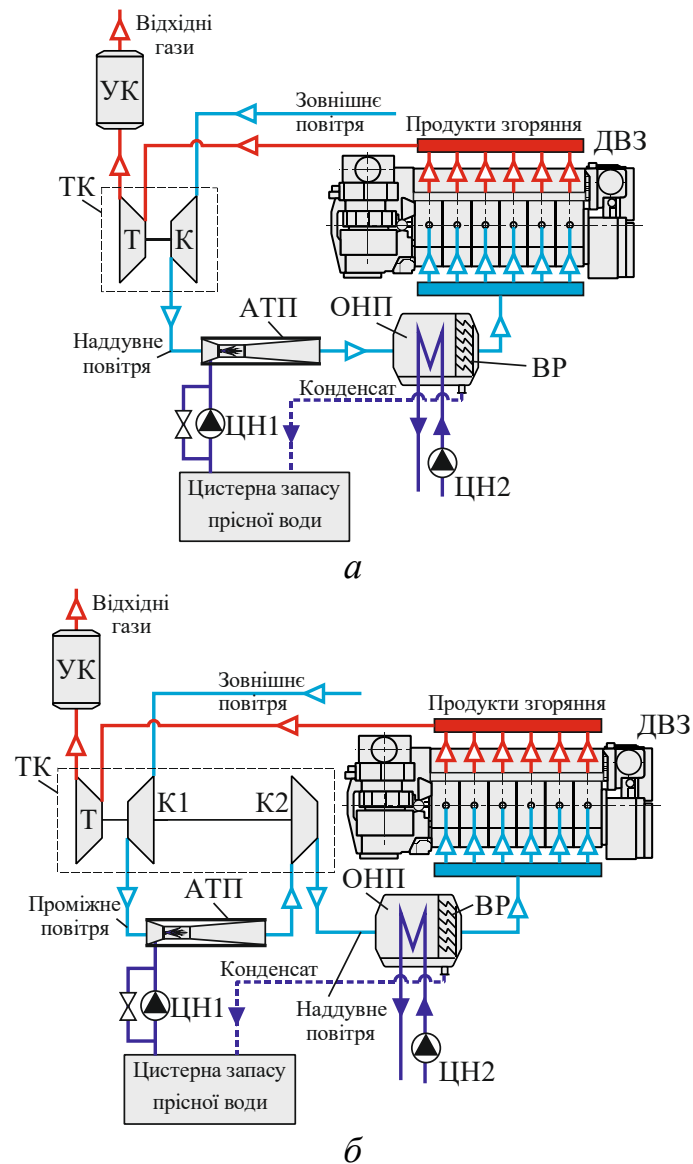


Рис. 5.1. Схеми систем охолодження наддувного повітря:

- а) – одноступінчасте стискання наддувного повітря і аеротермопресором за ТК; б) – двоступінчасте стискання наддувного повітря і аеротермопресором між ступеннями стискання; ВР – віддільник рідини; ОНП – охолоджувач наддувного повітря; ТК – турбокомпресор; АТП – аеротермопресор; Т – турбіна; К, К1, К2 – компресори; ЦН, ЦН1, ЦН2 – циркуляційні насоси.

Підвищення тиску в аеротермопресорі $\Delta P_{атп}$ значно залежить від величини зниження температури при охолодженні $\Delta t_{атп}$, а отже велике значення має температура повітря на вході $t_{атп1}$. Температура перед аеротермопресором відповідає температурі повітря на нагнітанні турбокомпресора (ТК – для

одноступінчастого стиснення та ТК1 – для двоступінчастого). У схемі з одноступінчастим стисненням температура перед термопресором складає $t_{\text{ТК}} = 150\text{--}240\text{ }^\circ\text{C}$ (рис. 5.2, а), а для схеми з двоступінчастим стисненням – $t_{\text{ТК1}} = 80\text{--}150\text{ }^\circ\text{C}$ (рис. 5.2, б). Температури за ТК тим вище, чим вище температура на всмоктуванні і степінь підвищення тиску в ТК $\pi_{\text{к}}$. Оскільки $\pi_{\text{к}}$ одноступінчастого ТК більше, ніж $\pi_{\text{к}}$ ТК, що входять у двоступінчасту схему, то температура на вході в аеротермопресор для одноступінчастої схеми буде значно вище (рис. 5.2).

За мінімальну температуру на виході з АТП $t_{\text{ТП2}}$ приймалася температура на $2\text{--}3\text{ }^\circ\text{C}$ вище температури точки роси, а оскільки повний тиск на виході для одноступінчастої схеми вище, то звідси і більш високі температури повітря: $t_{\text{ТП2}} = 60\text{--}92\text{ }^\circ\text{C}$ проти $t_{\text{ТП2}} = 40\text{--}70\text{ }^\circ\text{C}$ (рис. 5.3) – для двоступінчастої схеми. Середній діаметр краплі на вході у випарну камеру приймався $\delta_{\text{w}} = 15\text{ мкм}$. При охолодженні повітря в проміжному охолоджувачі повітря (ПОП) температура повітря складає $47\text{ }^\circ\text{C}$ (при температурі води $t_{\text{w}} = 35\text{ }^\circ\text{C}$). З рис. 5.3 можна побачити, що при температурах зовнішнього повітря $t_{\text{зп}} = 20\text{--}25\text{ }^\circ\text{C}$ температура повітря за аеротермопресором у двоступінчастій схемі буде нижче температури повітря за ПОП у класичній схемі, що додатково зменшить роботу на стискування у компресорі другої ступені.

Температурний перепад в аеротермопресорі складає $\Delta t_{\text{атп}} = t_{\text{атп1}} - t_{\text{атп2}} = 90\text{--}170\text{ }^\circ\text{C}$ для одноступінчастої схеми і $\Delta t_{\text{атп}} = 45\text{--}95\text{ }^\circ\text{C}$ – для двоступінчастої (рис. 5.4 а, б). Зниження температури доцільно оцінювати за відношенням температур $\Delta T_{\text{відн}} = (T_{\text{атп1}}/T_{\text{атп2}})$. Для одноступінчастої схеми – $\Delta T_{\text{відн}} = 1,27\text{--}1,47$ проти $\Delta T_{\text{відн}} = 1,14\text{--}1,25$.

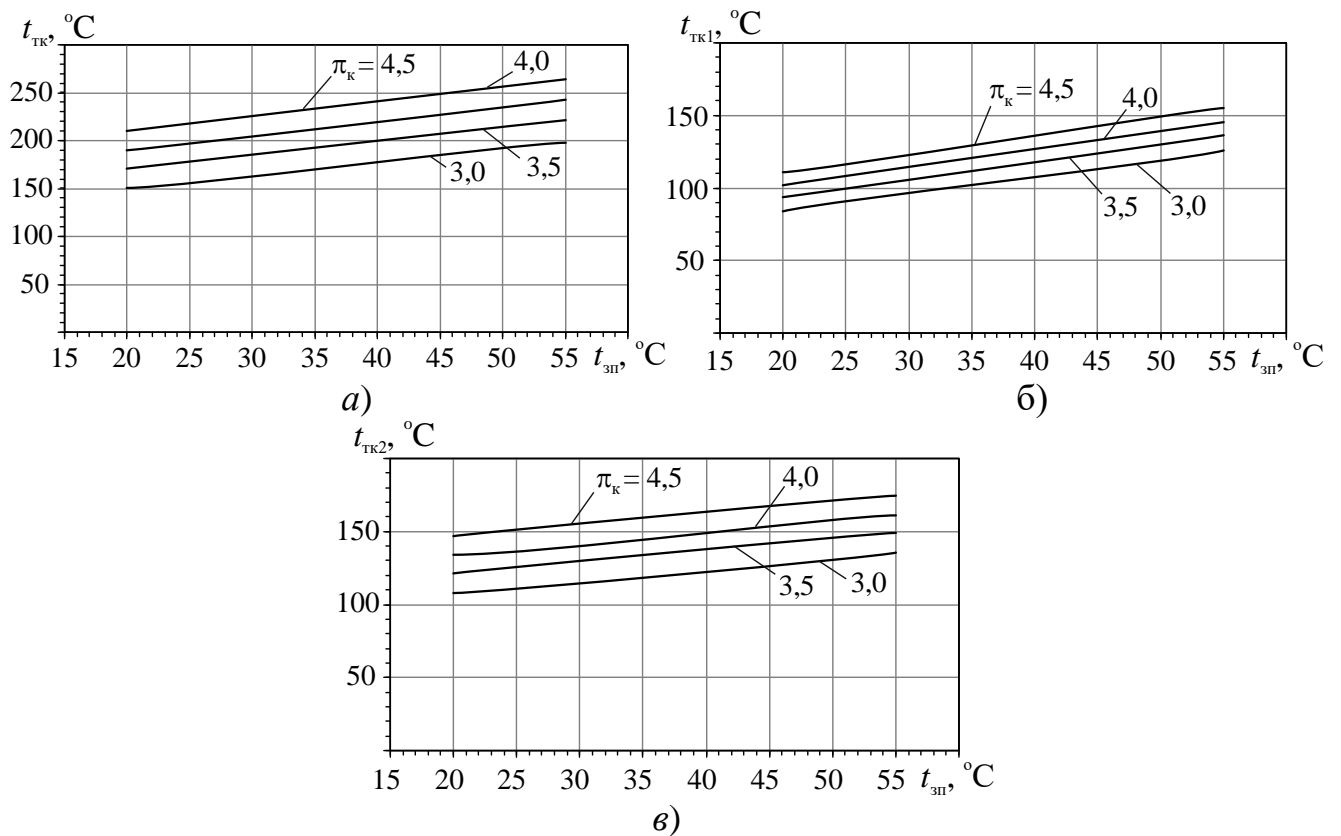


Рис. 5.2. Температура повітря на нагнітанні турбокомпресора $t_{тк}$, $t_{тк1}$, $t_{тк2}$, при різних π_k в залежності від температури повітря на всмоктуванні $t_{зп}$:
 а) – схема з одноступінчастим стисненням і охолодженням в аеротермопресорі;
 б) – перша ступінь схеми двоступінчастого стиснення з проміжним охолодженням в аеротермопресорі; в) – друга ступінь схеми двоступінчастого стиснення з проміжним охолодженням в аеротермопресорі.

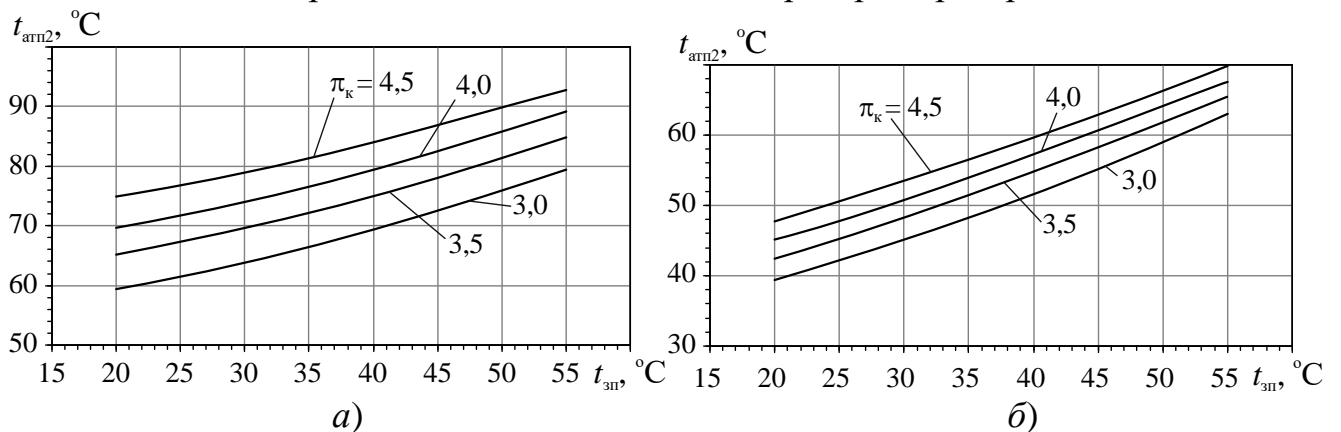


Рис. 5.3. Температура повітря на виході з аеротермопресора $t_{атп2}$ при різних π_k в залежності від температури повітря на всмоктуванні $t_{зп}$: а) – одноступінчасте стиснення в турбокомпресорі і охолодження в ОНП; б) – двоступінчасте стиснення в турбокомпресорі з проміжним охолодженням в аеротермопресорі і охолодження в ОНП.

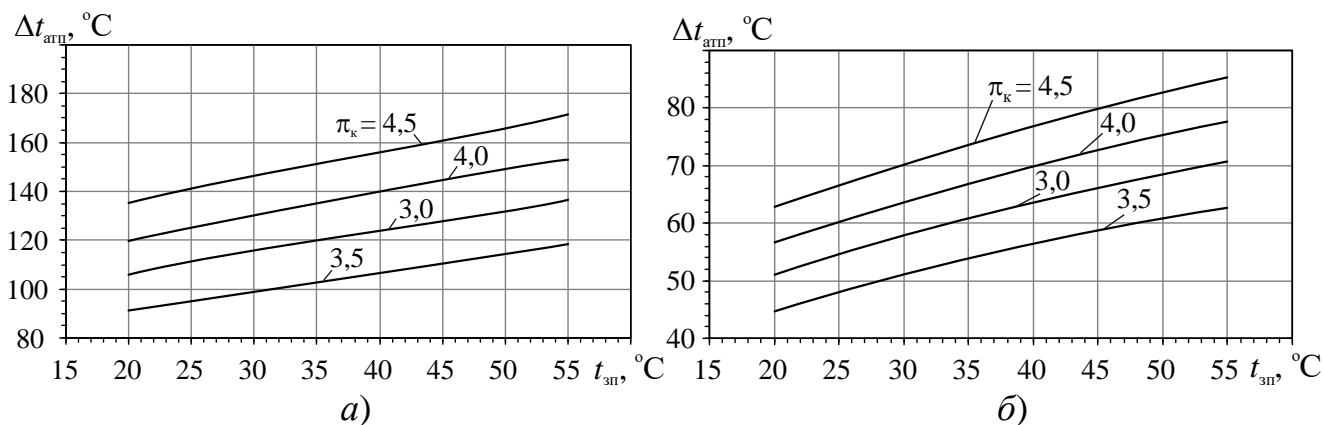


Рис. 5.4. Абсолютне зменшення температур в термопресорі $\Delta t_{\text{атп}} = t_{\text{атп1}} - t_{\text{атп2}}$ (а, б) при різних π_k в залежності від температури повітря на всмоктуванні $t_{\text{зп}}$: а) – одноступінчасте стиснення в турбокомпресорі і охолодження в ОНП; б) – двоступінчасте стиснення з проміжним охолодженням в аеротермопресорі.

Ефект аеротермопресії буде вище при збільшенні $\Delta T_{\text{відн}}$. Так для одноступінчастої схеми $\Delta P_{\text{атп}} = 15\text{--}22\%$ (рис. 5.5, а) – ідеальний аеротермопресор (втрати тиску на подолання гідравлічних опорів не враховуються) та $\Delta P_{\text{атп}} = 9\text{--}17\%$ (рис. 5.5, в) – "реальний" аеротермопресор; для двоступінчастої схеми $\Delta P_{\text{атп}} = 8,5\text{--}13,0\%$ і $2,0\text{--}6,5\%$ відповідно (рис. 5.5, б, г). Більші значення тисків відповідають більш високим температурам зовнішнього повітря ($45\text{--}55\text{ }^\circ\text{C}$). Підвищення тиску за аеротермопресором знижує π_k турбокомпресорної установки (рис. 5.6). При загальному для одноступінчастої схеми $\pi_k = 4,6$ степінь підвищення тиску для турбокомпресора знижується до $\pi_k = 4,0\text{--}4,1$, а при двоступінчастому стисненні до $\pi_k = 4,3\text{--}4,4$, при загальному $\pi_k = 3,0$ – $2,7\text{--}2,8$ і $2,8\text{--}2,9$ відповідно.

З іншого боку підвищення температури повітря на всмоктуванні збільшує роботу на стиснення і як наслідок потужність ТК (рис. 5.7). Крім того упорскування води в аеротермопресор двоступінчастої схеми збільшує масову витрату робочого тіла в компресор другої ступені, що підвищує в свою чергу потужність турбокомпресора другої ступені $N_{\text{тк2}}$ (рис. 5.7, в). Однак, підвищення тиску в аеротермопресорі має визначальний вплив, тому при збільшенні температури на всмоктуванні $t_{\text{зп}}$ призводить не до зменшення економії потужності $\Delta N_{\text{тк}}$, а напроти

до її збільшення (рис. 5.7, 5.8). При одноступінчастому стисненні зменшення потужності $\Delta N_{\text{ТК}}$ збільшується від 12 до 28 кВт (рис. 5.8, а) в залежності від π_k або з 7 до 12 % (рис. 5.8, б) відносно потужності турбокомпресора і з 1,2 до 3,0 % (рис. 5.9, а) відносно потужності двигуна. У випадку двоступінчастої схеми можна побачити збільшення $\Delta N_{\text{ТК}}$ (з 8 до 12 кВт або з 2,0 до 3,5 % відносно потужності ТК і з 0,4 до 0,7 % відносно потужності ДВЗ) лише в діапазоні температур $t_{\text{зп}} = 20\text{--}40$ °С (рис. 5.8, б, 5.9, б). З подальшим підвищенням $t_{\text{зп}}$ спостерігається незначне зменшення $\Delta N_{\text{ТК}}$. Це насамперед обумовлено збільшенням витрати води G_w (рис. 5.10) на упорскування в аеротермопресор з одного боку та незначним підвищенням тиску в аеротермопресорі $\Delta P_{\text{атп}}$ біля 2–6 %.

Витрата води, що необхідна для повного випаровування у аеротермопресорі (рис. 5.10) G_w складає 0,06–0,12 кг/с або 4–6 % відносно витрати повітря для одноступінчастої схеми і 0,03–0,07 кг/с та 2–4 % відповідно для двоступінчастої схеми.

Таким чином, можна спостерігати максимальні значення $\Delta N_{\text{ТК}}$ для двоступінчастої схеми при температурах $t_{\text{зп}} = 25\text{--}30$ °С, які складають 3,5 % відносно потужності ТК і 0,7 % відносно потужності двигуна.

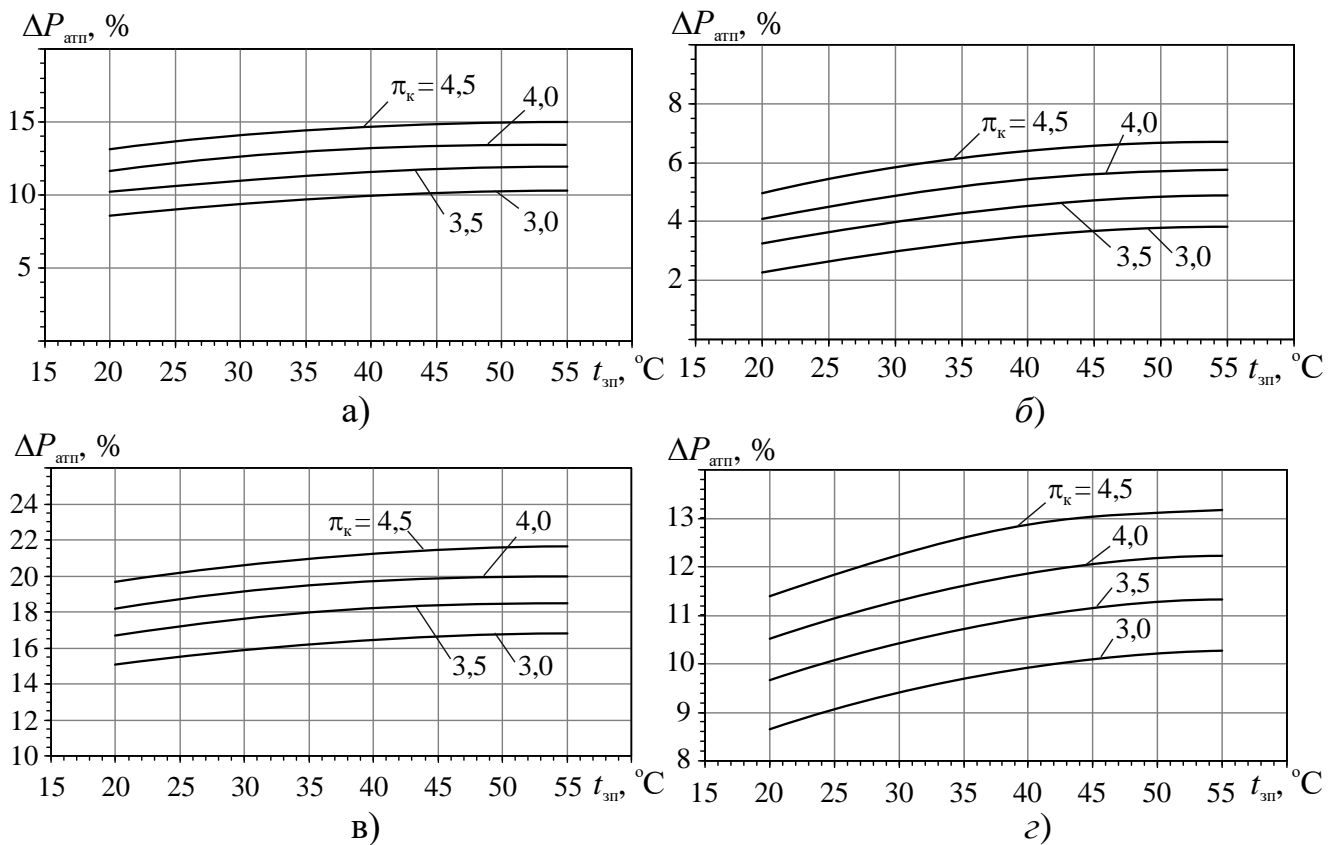


Рис. 5.5. Відносне підвищення повного тиску в ідеальному аеротермопресорі $\Delta P_{\text{атп}} = P_{\text{атп2}}/P_{\text{атп1}}$ (а, б) і в "реальному" аеротермопресорі (в, г) при різних π_k в залежності від температури повітря на всмоктуванні $t_{\text{зп}}$: а), в) – одноступінчасте стиснення в турбокомпресорі і охолодження в ОНП; б), г) – двоступінчасте стиснення з проміжним охолодженням в аеротермопресорі.

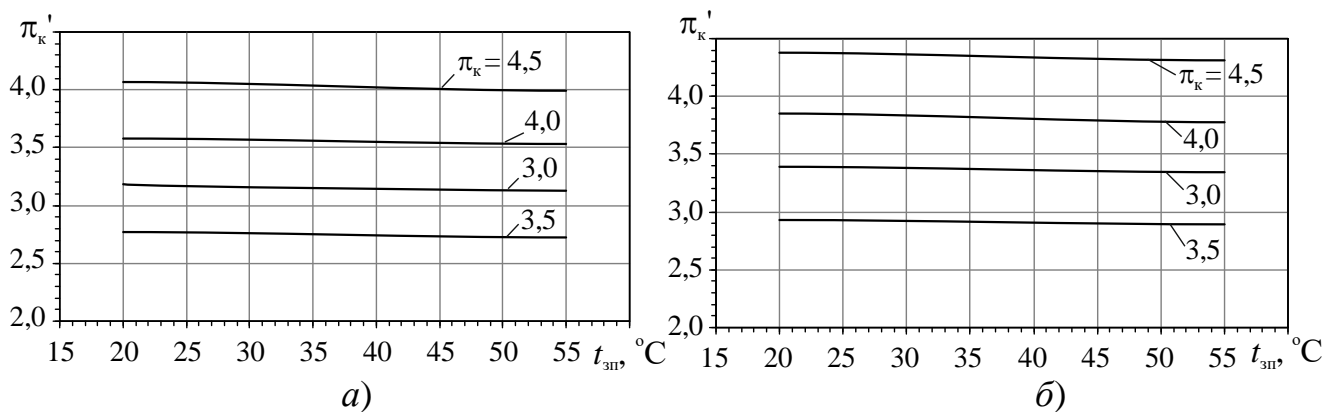


Рис. 5.6. Зміна степені підвищення тиску у турбокомпресорі π'_k при різних загальних π_k для схем наддувного повітря в залежності від температури повітря на всмоктуванні $t_{\text{зп}}$: а) – одноступінчасте стиснення в турбокомпресорі і охолодження в ОНП; б) – двоступінчасте стиснення з проміжним охолодженням в аеротермопресорі.

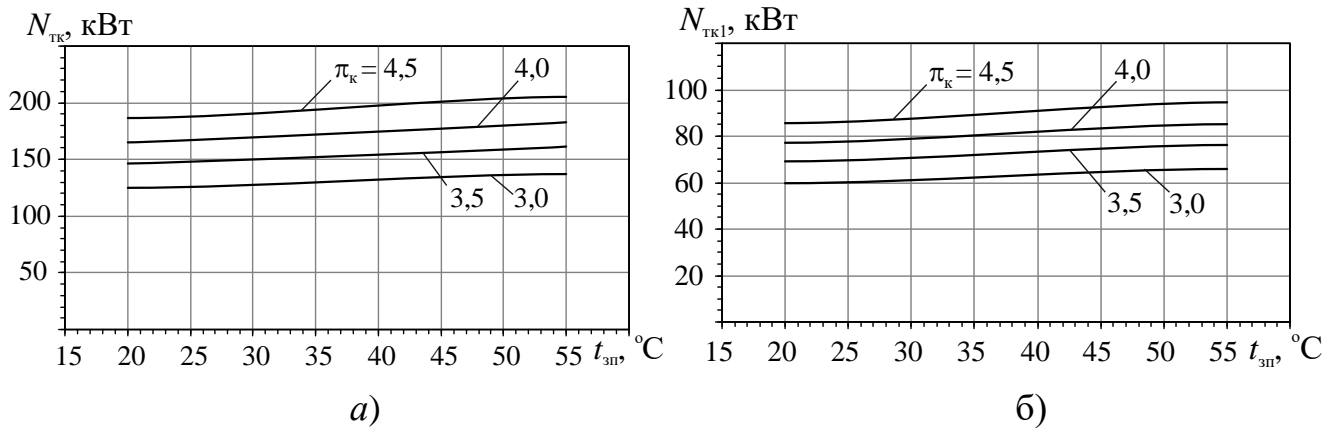


Рис. 5.7. Потужності наддувних турбокомпресорів N_{TK} , N_{TK1} , N_{TK2} при різних π_k в залежності від температури повітря на всмоктуванні $t_{3П}$: а) – схема з одноступінчастим стисненням і охолодженням в аеротермопресорі; б) – перша ступінь схеми двоступінчастого стиснення.

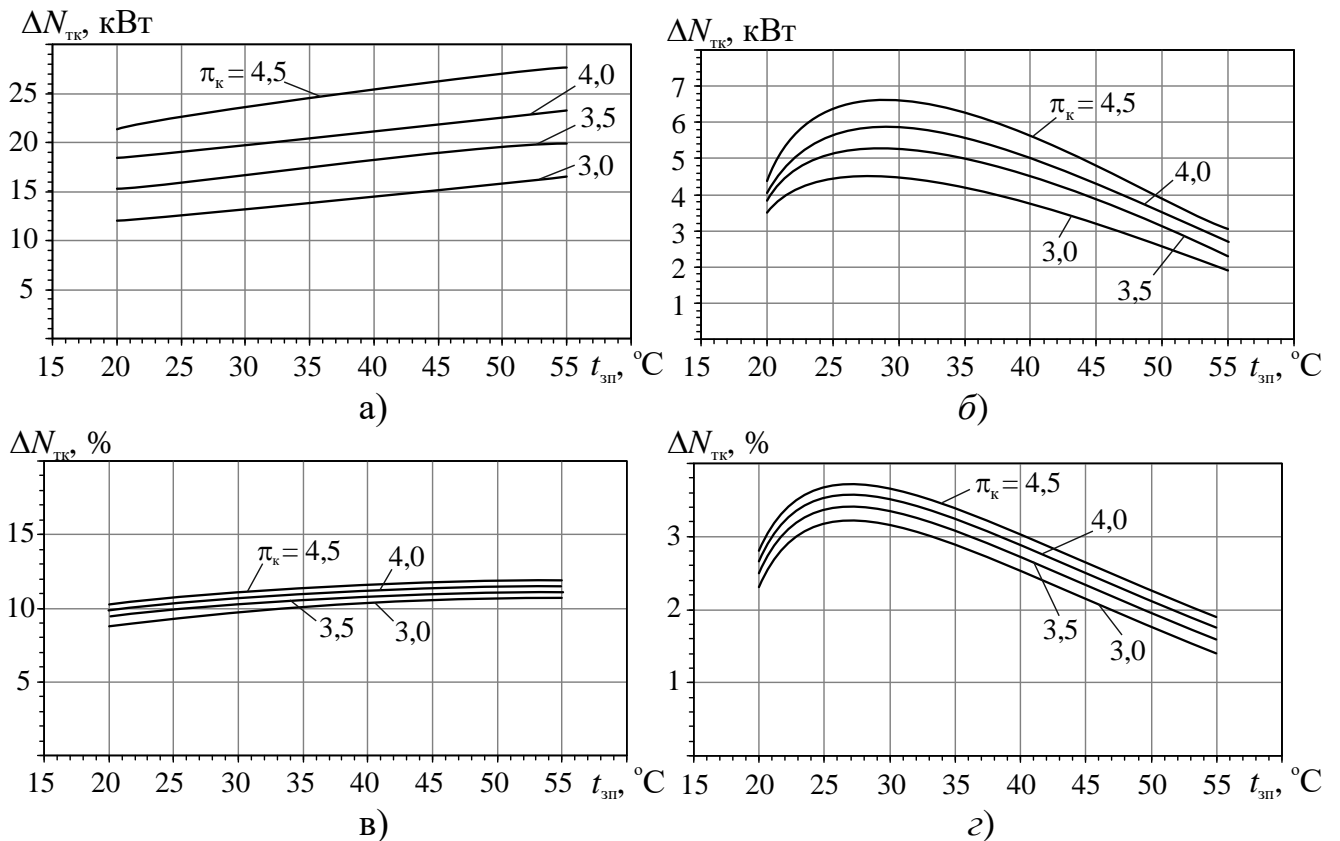


Рис. 5.8. Зменшення потужності турбокомпресорів ΔN_{TK} в кВт (а, б) і в % (в, з) при різних π_k в залежності від температури повітря на всмоктуванні $t_{3П}$: а), в) – одноступінчасте стиснення і охолодження в ОНП; б), з) – двоступінчасте стиснення з проміжним охолодженням в аеротермопресорі.

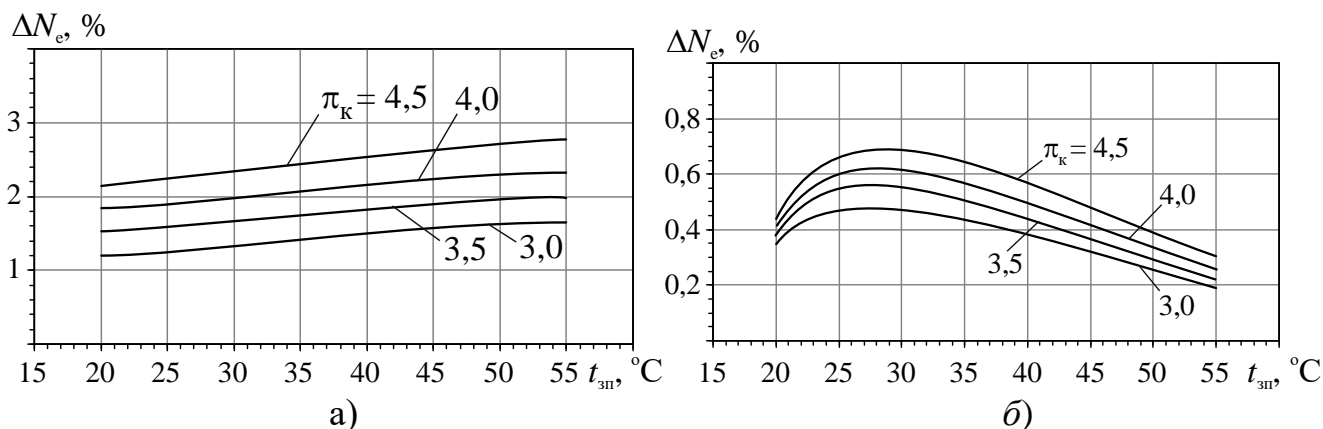


Рис. 5.9. Відносний приріст потужності ДВЗ ΔN при різних π_k в залежності від температури повітря на всмоктуванні $t_{зп}$: а) – одноступінчасте стиснення і охолодження в ОНП; б) – двоступінчасте стиснення з проміжним охолодженням в аеротермопресорі.

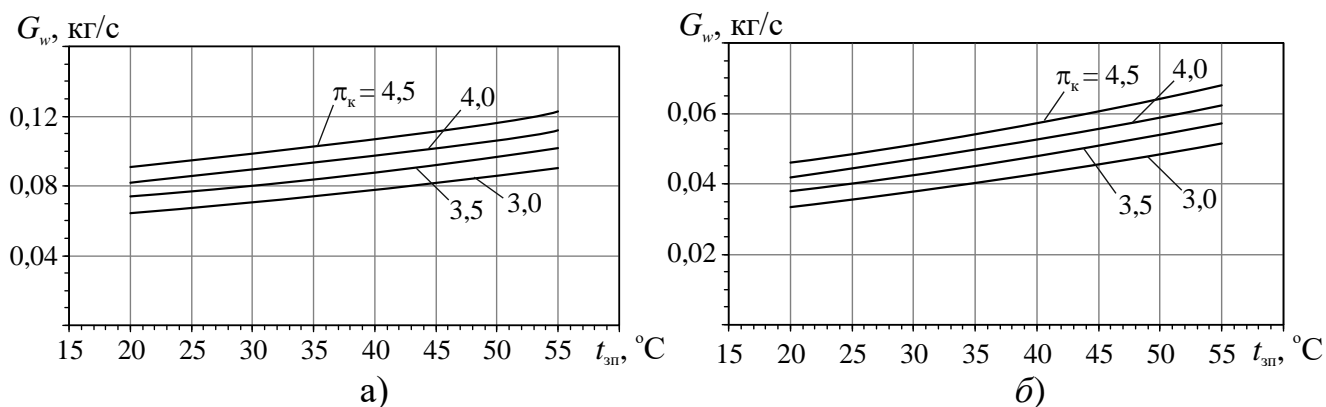


Рис. 5.10. Витрата води в аеротермопресорі G_w при різних π_k в залежності від температури повітря на всмоктуванні $t_{зп}$: а) – одноступінчасте стисненням і охолодження в ОНП; б) – двоступінчасте стиснення з проміжним охолодженням в аеротермопресорі.

Як видно з рис. 5.11 менша сумарна потужність N_{TK} має місце для схеми з двоступінчастим стисненням та проміжним охолодженням в аеротермопресорі і складає 125-155 кВт при $\pi_k = 3,0$ (рис. 5.12, а) і 180–240 кВт при $\pi_k = 4,6$ (рис. 5.13, б).

З наведеного вище аналізу, можна зробити висновок про доцільність застосування аеротермопресора саме в двоступінчастій схемі стиснення повітря. Цьому відповідають менші потужності ТК – в середньому на 10 кВт менше ніж для

схеми з одноступінчастим стисненням (рис. 5.11) і менші витрати води на впорскування у термопресор.

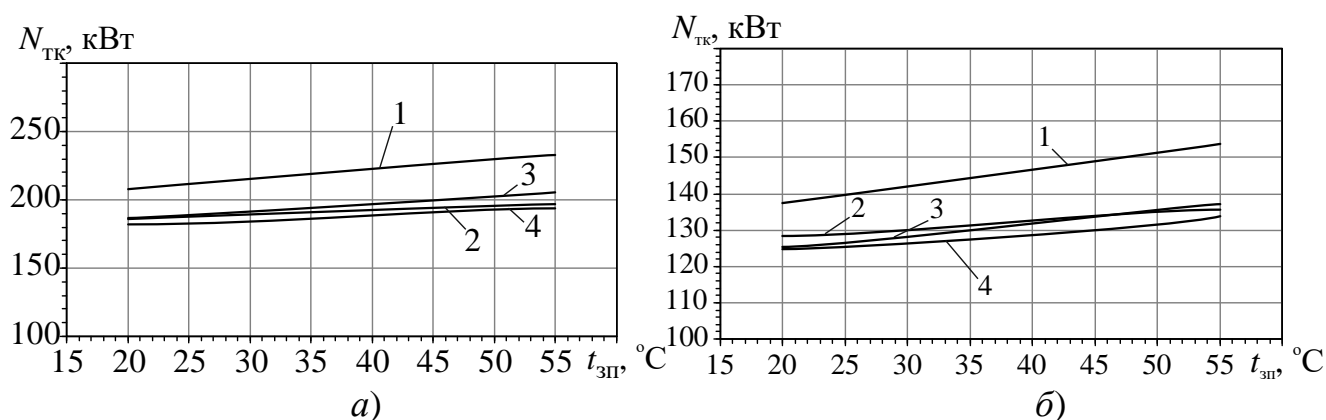


Рис. 5.11. Сумарна потужність турбокомпресора $N_{\text{ТК}}$ при $\pi_{\text{к}} = 3,0$ (а) та $\pi_{\text{к}} = 4,6$ (б) в залежності від температури повітря на всмоктуванні для різних схем $t_{\text{зп}}$: 1 – одноступінчасте стиснення і охолодження в ОНП; 2 – двоступінчасте стиснення з проміжним охолодженням і охолодження в ОНП; 3 – одноступінчасте стиснення і охолодження в аеротермопресорі; 4 – двоступінчасте стиснення з проміжним охолодженням в аеротермопресорі

Застосування аеротермопресора між ступенями ТК у двоступінчастій схемі дає можливість також забезпечити більш високий рівень розпилу води в повітряному потоці завдяки досить високим швидкостям ($M = 0,80\text{--}0,95$) високій турбулізації потоку. При впорскуванні більшої за необхідну кількості води (до 10% відносно витрати води) вона може довипаровуватися на всмоктуванні у ТК. Це забезпечить додаткове зменшення роботи компресора на стиснення, а відповідна організація двофазного газового потоку – більш високу ефективність процесів теплообміну в порівнянні з впорскуванням води через традиційні форсунки. Крім того застосування форсунок значно збільшує гідравлічний опір, а це знизить ефект від аеротермопресії $\Delta P_{\text{атп}}$. З іншого боку неповне випаровування води в аеротермопресорі зменшить втрати тиску в самому аеротермопресорі, що напроти буде збільшувати $\Delta P_{\text{атп}}$.

Під час охолодження повітря в ОНП двоступінчастої схеми має місце значне випадіння вологи, внаслідок високого вмісту $d_{\text{вл}}$ і низької температури точки

роси. Вологу, що сконденсувалася доречно застосовувати для впорскування у аеротермопресор (рис. 5.1, б), таким чином забезпечивши відсутність необхідності в отриманні додаткової кількості прісної води для підтримання робочого процесу у ТП. З рис. 5.12 видно, що при температурах $t_{зп} = 25\text{--}35\text{ }^\circ\text{C}$ баланс води в установці $\Delta G_w = 0$ т/добу, тобто в аеротермопресор впорскується стільки рідини скільки конденсується у ОНП, а при температурах вище $35\text{ }^\circ\text{C}$ кількість води, що конденсується буде вище і ΔG_w складатиме до 8 т/добу. При $t_{зп} = 20\text{ }^\circ\text{C}$ витрата води на аеротермопресор вище, тому $\Delta G_w = 0,5\text{--}1,0$ т/добу.

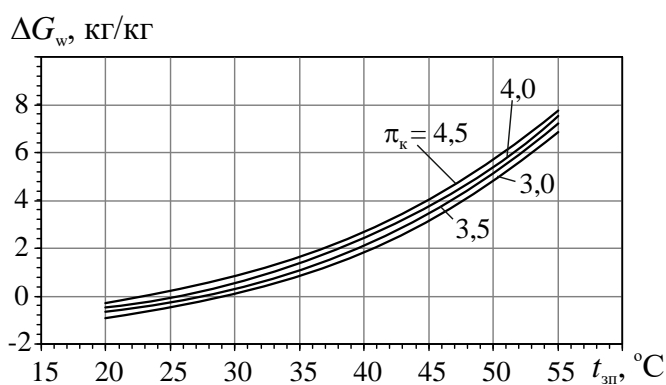


Рис. 5.12. Добові витрати води ΔG_w для схеми двоступінчастого стиснення в турбокомпресорі з проміжним охолодженням в аеротермопресорі і охолодження в ОНП при різних π_k в залежності від температури повітря на всмоктуванні $t_{зп}$.

У якості наступного етапу розвитку схемних рішень (рис. 5.1) та з урахуванням зробленого аналізу, можна запропонувати наступні схеми аеротермопресорних систем охолодження:

- 1) схема з двоступінчастим стисненням в ТК і двома аеротермопресорами (рис. 5.13, а);
- 2) схема з охолодженням повітря на вході в ТК (рис. 5.13, б).

Особливістю першої схеми є використання двох аеротермопресорів, що повинно об'єднати очевидні переваги від проміжного аеротермопресорного охолодження (рис. 5.1, б) і охолодження за ТК (рис. 5.1, а). Однак, у такої схеми є і певні недоліки. Наприклад, підвищена у кілька разів витрата води на охолодження. До того ж, застосування аеротермопресора за ТК знизить потенціал

від застосування традиційних тепловикористовуючих контурів на наддувному повітрі. Перевагою другої схеми (рис. 5.13, б) є застосування охолодження повітря на вході в ТК, що повинно зменшити роботу компресора. Конденсат, що буде мати місце в охолоджувачі ПО можливо використовувати для упрскування в АТП. Охолодження повітря доцільно здійснювати за рахунок тепловикористовуючих холодильних машин.

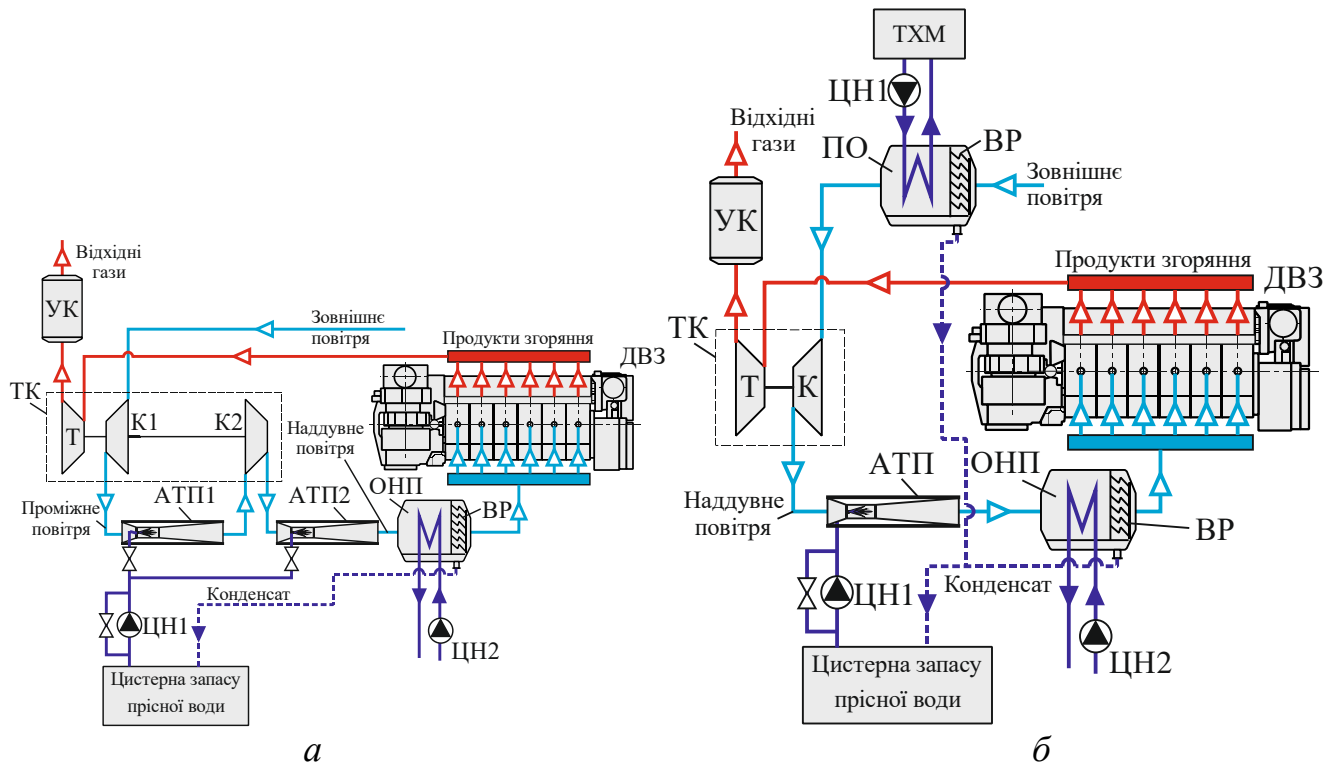


Рис. 5.13. Схеми систем охолодження наддувного повітря: а) – одноступінчасте стискування наддувного повітря і аеротермопресором за ТК; б) – двоступінчасте стискування наддувного повітря і аеротермопресором між ступенями стискування; ВР – віддільник рідини; ОНП – охолоджувач наддувного повітря; ПОП – проміжний охолоджувач повітря; ТК – турбокомпресор; ТП – аеротермопресор; ТХМ – тепловикористовуюча холодильна машина; ПО – повітроохолоджувач.

5.2. Вплив перемінних режимів роботи енергетичної установки на характеристики аеротермопресора.

Ефективність застосування охолодження наддувного повітря суднового ДВЗ за допомогою аеротермопресора необхідно оцінювати з врахуванням зміни кліматичних умов протягом рейсу.

Головним чином на робочий процес аеротермопресора впливають такі основні параметри: температура повітря на вході у аеротермопресор (температура на нагнітанні компресора); температура води, що упорскується в наддувне повітря; відносна вологість зовнішнього повітря (на вході в турбокомпресор); тиск зовнішнього повітря (на вході в турбокомпресор); тиск повітря на вході у аеротермопресор (на нагнітанні компресора). Наведені параметри залежать від параметрів навколишнього середовища та, відповідно, їх зміна суттєво впливає на зміну показників роботи головного двигуна.

Оскільки температура зарядного повітря за аеротермопресором становить 55–70°C, пропонується встановити повітряний доохолоджувач після аеротермопресора. Установка віддільника рідини забезпечить безпеку від попадання крапель води в циліндри двигуна.

Аналіз роботи аеротермопресора у складі триступінчастої системи охолодження (рис. 5.14, 5.15) головного двигуна Wartsila 8L20 пасажирської круїзної яхти типу "Hanse Explorer" із варіантом круїзного рейсу з порту Одеса (Україна) до порту Фортале-за (Бразилія) (довжина рейсової лінії – $L = 5250$ миль, час шляху – $\tau = 16$ діб, середня швидкість судна – 14 вузлів, рейс з 02.01.2018 по 17.01.2018) показав наступне.

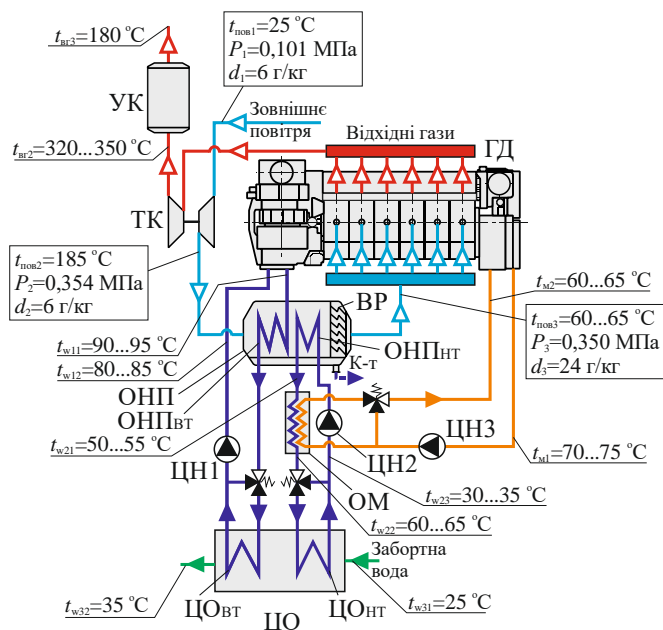


Рис. 5.14. Багатоконтурна система охолодження середньообертового головного суднового двигуна: ГД – головний двигун; УК – утилізаційний котел; ТК – турбокомпресор; ОНП – охолоджувач наддувального повітря; ВР – відокремлювач рідини; ОНП_{ВТ} – високотемпературна секція ОНП; ОНП_{НТ} – низькотемпературна секція ОНП; ЦО – центральний охолоджувач; ЦО_{ВТ} – високотемпературна секція центрального охолоджувача; ЦО_{НТ} – низькотемпературна секція центрального охолоджувача; ЦН1, ЦН2, ЦН3 – циркуляційні насоси; ОМ – охолоджувач масла; ВОУ – водопріснювальна установка.

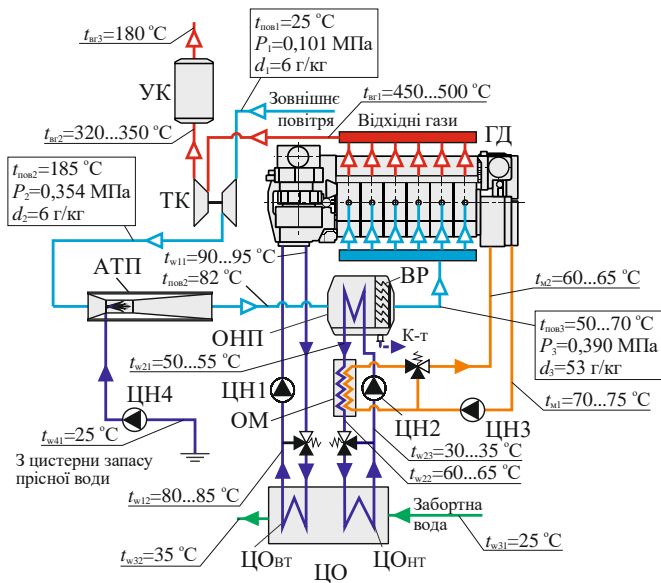


Рис. 5.15. Багатоконтурна система охолодження середньообертового головного суднового двигуна із аеротермопресором.

Аеротермопресор застосовується для забезпечення охолодження повітря від температури за компресором $t_{\text{атп1}} = 180\text{--}210$ °С до температури $t_{\text{атп2}} = 65\text{--}75$ °С залежно від гідрометеорологічних умов під час плавання. Менші температури відповідають меншому значенню атмосферного повітря на вході в компресор і більшому значенню відносної вологості повітря ϕ . Тобто повітря охолоджується на величину $\Delta t_{\text{атп}} = 115\text{--}135$ °С. Зниження температури повітря в аеротермопресорі супроводжується підвищенням тиску внаслідок термогазодинамічного стиснення. У той же час підвищення тиску становить $\Delta P_{\text{атп}} = 4\text{--}9\%$ або $17\text{--}38$ кПа (з урахуванням втрат від аеродинамічного опору в проточних частинах аеротермопресора). Повітряне охолодження відбувається до повного насичення повітря водяною парою, тобто $\phi_{\text{фр}} = 100\%$, тоді як вологість повітря на виході з аеротермопресора досить велика і становить $d_{\text{вл}} = 20\text{--}80$ г/кг. Теплове навантаження на аеротермопресорі відповідає тепловому навантаженню звичайного повітряного охолоджувача і становить $Q_{\text{атп}} = 380\text{--}480$ кВт. Кількість рідини (води), яка вводиться у повітря, становить $G_w = 0,15\text{--}0,18$ кг/с (2–5% потоку повітря, стисненого в компресорі).

При збільшенні тиску в аеротермопресорі при одночасному зниженні температури питома робота компресора знижуються, і, відповідно, потужність компресора зменшується на $\Delta N_{\text{тк}} = 10\text{--}40$ кВт. Розрахунок основних параметрів двигуна проводився за допомогою програмного комплексу Diesel-RK з урахуванням зміни відповідних параметрів повітря на вході в циліндри двигуна (рис. 5.16). Розрахунок параметрів двигуна показує, що використання охолодження аеротермопресора дозволяє зменшити питому витрату палива під час плавання на $\Delta g_e = 1,0\text{--}2,9$ г / (кВт · год) (0,5–1,5%) при відповідному збільшенні потужності двигуна.

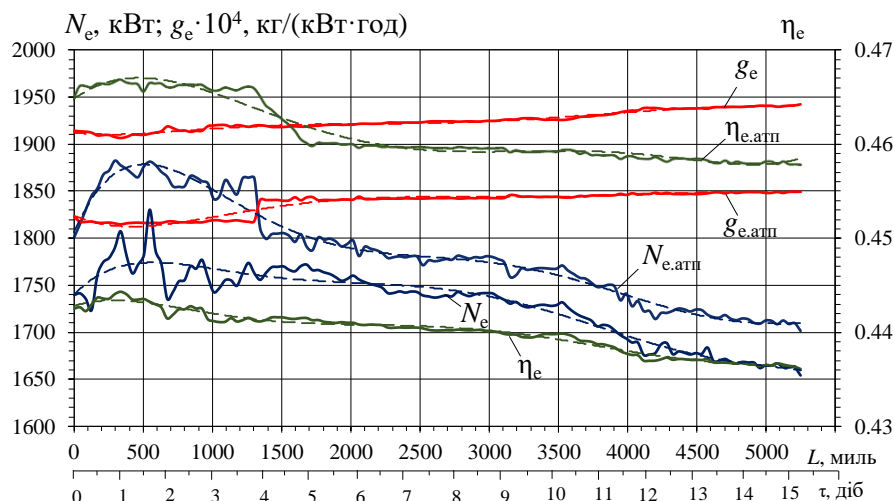


Рис. 5.16. Залежності основної потужності двигуна N_e , питома витрата палива g_e , ефективний ККД η_e для базової версії та основна потужність двигуна $N_{e.атп}$, питома витрата палива $g_{e.атп}$, ефективна ефективність $\eta_{e.атп}$ для випадку з аеротермопресором по довжині маршруту Одеса – Форталеза.

Аналіз результатів моделювання роботи головного суднового двигуна 8L20 і аеротермопресора при різних швидкостях в робочій камері (0.40–0.95) М (діапазон швидкостей відповідає експлуатаційним режимам аеротермопресора протягом рейсу) при фіксованих параметрах зовнішнього повітря на вході в двигун (параметри відповідають стандарту ISO) дає змогу зробити висновок про досяжність скорочення відносної витрати палива головним двигуном (табл. 5.1).

Табл. 5.1. Результати моделювання роботи суднового головного двигуна 8L20* на різних експлуатаційних режимах роботи аеротермопресора

Параметр	Без аеротермопресора	Швидкість в робочій камері аеротермопресора, число Маха (М)			
		0.40	0.60	0.80	0.95
Частота обертання колінчастого вала, (хв ⁻¹)	1000	1000	1000	1000	1000
Потужність, кВт	1280.3	1304.9	1340.1	1376.7	1280.3
Середнє ефективний тиск, (Бар)	27.898	29.11	29.67	30.469	31.302
Крутний момент, (Н·м)	11718	12227	12462	12798	13148
Питома ефективна витрата палива, (кг / (кВт · год))	0.1941	0.19294	0.19246	0.19184	0.1912
Ефективний ККД	0.43641	0.43902	0.44013	0.44155	0.44303
Середнє індикаторний тиск, (Бар)	30.434	31.644	32.174	32.93	33.716
Індикаторний ККД	0.47607	0.47723	0.47728	0.47721	0.4772
Тиск перед впускним колектором, (Бар)	4.19	4.2614	4.337	4.4462	4.5596
Витрата повітря через циліндри двигуна, (кг/с)	2.1332	2.2115	2.2492	2.3035	2.3596
ККД агрегату наддуву (турбокомпресора)	0.76981	0.72611	0.73684	0.75196	0.76738
Максимальний тиск циклу, (Бар)	280.51	286.3	290.18	295.36	301.15
Максимальна температура циклу, (К)	1910.2	1895.3	1893.8	1890.6	1889.1
Потужність компресора, (кВт)	390.6	409.38	416.35	426.41	436.8
Ступінь підвищення тиску компресора	4.2	4.2	4.2	4.2	4.2
Температура наддувочного повітря після компресора, (К)	482.19	482.19	482.19	482.19	482.19

Параметр	Без аеротермопресора	Швидкість в робочій камері аеротермопресора, число Маха (M)			
		0.40	0.60	0.80	0.95
Потужність турбіни з урахуванням механічного ККД, (кВт)	390.59	373.7	380.15	388.92	398.38
Витрата газу через турбіну, (кг/с)	2.19	2.2705	2.3091	2.3649	2.4225
Ступінь зниження тиску в турбіні	2.8761	2.8761	2.8761	2.8761	2.8761
Температура газу за турбіною, (К)	576.94	583.7	583.84	583.23	583.21
Ступінь підвищення тиску аеротермопресора **	–	1.017	1.035	1.061	1.088
Температура повітря після аеротермопресора **, (К)	–	326.05	326.49	327.12	327.76

*) – моделювання роботи головного двигуна здійснювалося за допомогою програмного комплексу Diesel-RK.

***) – характеристики отримані за допомогою програмного комплексу для розрахунку і моделювання роботи аеротермопресора.

5.3. Застосування аеротермопресорних технологій в системах рециркуляції ДВЗ.

Одним з недоліків системи рециркуляції відхідних газів є збільшення протитиску через додаткові втрати тиску в скрубєрі та теплообміннику-охолоджувачі, і це, у свою чергу, сприяє погіршенню паливної економічності двигуна.

До перспективних теплообмінників-охолоджувачів які можна було б застосувати в системі рециркуляції відхідних газів слід віднести контактні теплообмінники струминного (газодинамічного) типу – аеротермопресори.

При аналізі ефективності застосування запропонованого рішення порівняння здійснено на основі базової схеми з рециркуляцією відхідних газів, що наведено на рис. 5.17 [316]. Дані схеми застосовуються для зниження шкідливих викидів газів (CO_2 , NO_x , SO_x) для малообертових двигунів фірми MAN (відповідно до умов Tier III). При цьому застосовується байпасування частини відхідних газів з наступних охолодженням і одночасним конденсуваням (очищенням) екологонебезпечних газів в скрубєрі та доохолодженням в теплообміннику-охолоджувачі газу до температури, що дорівнює температурі повітря в ресивєрі. До складу системи входять скрубєр, охолоджувач, уловлювач водяного туману, вентилятор і система підтримки розчину NaOH з насосом і баком. Подача води до попереднього розпилення в скрубєрі перед охолоджувачем є частиною системи обробки води.

Система рециркуляції байпасуванням (рис. 5.17) працює наступним чином: відхідні гази кількістю до 30–40 % через клапан з ресивєру відпрацьованих газів подаються в скрубєр, де вони частково охолоджуються і очищуються при розпиленні води спеціальними форсунками. Потім гази охолоджуються в теплообміннику-охолоджувачі газу, конденсат відводиться в конденсатовідводнику, а очищений і охолоджений газ подається в вентилятором або електрокомпресором в повітряний ресивєр, де він змішується із свіжим повітрям [316].

Схемні рішення розглянуто для суднового малообертового дизельного двотактного двигуна MAN B&W марки 6G70ME-C9.5. Для аналізу використовувалася програмний комплекс CEAS представлений компанією MAN [12]. Розрахунок зроблено для наступних вихідних даних: номінальна потужність і частота обертання двигуна – $N_H = 21840$ кВт, $n_H = 83$ хв⁻¹; питома витрата умовного палива ($Q^p_H = 42700$ кДж/кг) – $g_H = 172$ г/(кВт·год) при умовах ISO; турбокомпресор – AVB280L; рециркуляційна схема EGR – байпасна із скрубєром і охолоджувачем газу; експлуатаційні характеристики – навантаження на двигун – 90 %; потужність – $N_e = 19656$ кВт; частота обертання – $n_e = 80,1$ хв⁻¹; питома витрата умовного палива – $g_e = 169,8$ г/(кВт·год) при ISO.

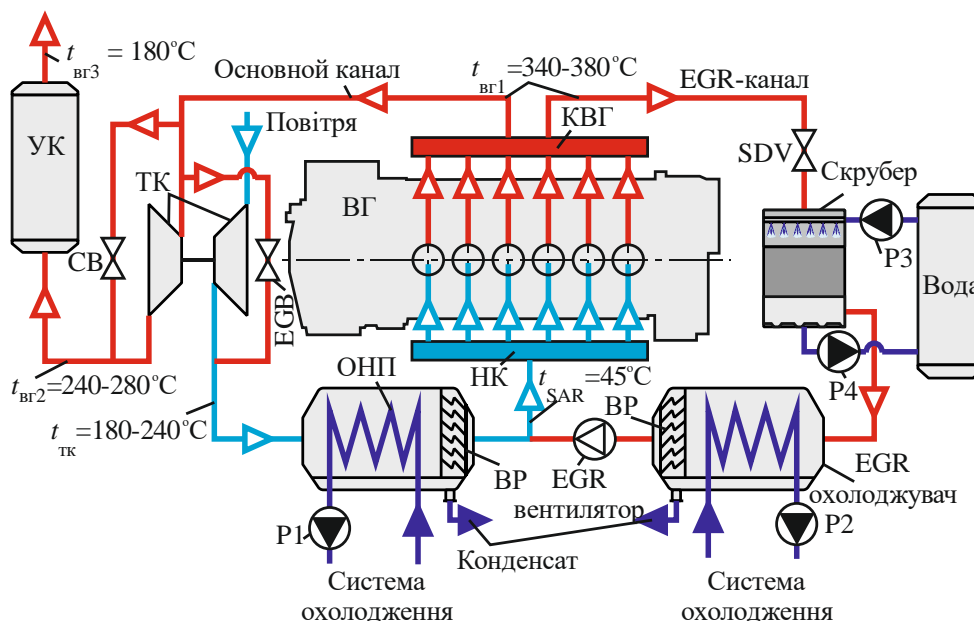


Рис. 5.17. Схема EGR-технології з байпасним каналом для суднового дизельного двигуна фірми MAN: P1, P2, P3, P4 - циркуляційний насос; ТК – турбокомпресор; EGB - перепускний клапан відхідних газів; CDV - байпасний клапан циліндра; KBГ – колектор відхідних газів; НК – наддувний колектор; SOV – запірний клапан EGR; BP – відділювач рідини; ОНП – охолоджувач повітря; УК – утилізаційний котел.

Розрахунок характеристик двигуна проводився, як на номінальному, так і на експлуатаційному (90 %) від навантаження на двигун) режимах і у всьому можливому діапазоні часткових навантажень (30–100 %), а також для наступних умов:

- 1) ISO – температура повітря на вході турбокомпресора $t_{п1} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$, температура охолоджуючої води в охолоджувачі наддувного повітря $t_{w1} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$, відносна вологість повітря – $\varphi_{п1} = 30 \text{ } \%$;
- 2) тропічна зона – $t_{п1} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{w1} = 36 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_{п1} = 60 \text{ } \%$;
- 3) холодна зона – $t_{п1} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{w1} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_{п1} = 60 \text{ } \%$.

З точки зору забезпечення ефективного охолодження відхідних газів в системі рециркуляції можна запропонувати схемне рішення із встановленням аеротермопресора перед скруббером (рис. 5.18). В даному випадку аеротермопресор

забезпечить певне підвищення тиску газу, що, у свою чергу, зменшить протитиск газового тракту двигуна і, відповідно, зменшить навантаження на додаткових вентилятор (або електрокомпресор). До того ж, що не менше важливо, даний апарат забезпечить охолодження відхідних газів до температури дещо вище точки роси (виходячи з умов небезпеки низькотемпературної сірчистоокислої корозії). таке рішення також зменшить теплове навантаження на скруббер і поверхневий охолоджувач газу.

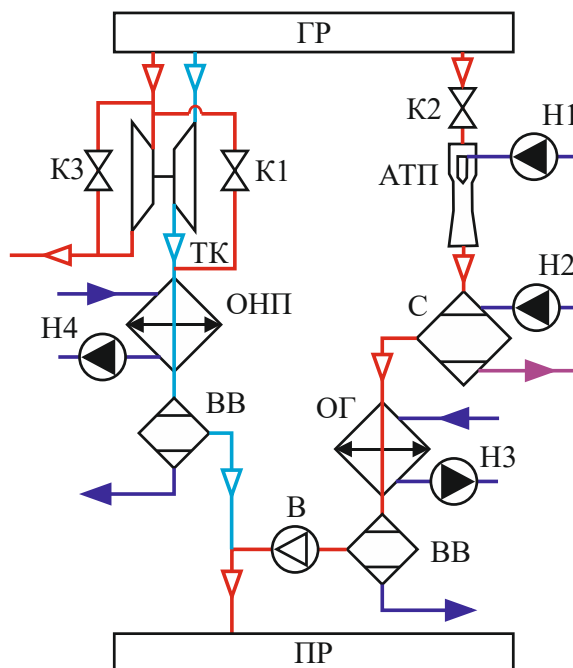


Рис. 5.18. Схема рециркуляції відхідних газів із аеротермопресором: Н1, Н1, Н3, Н4 – насоси; ТК – турбокомпресор; К1 – байпасний клапан EGR; К2 – клапан регулювання системи EGR; К3 – байпасний клапан на лінії відхідних газів; ГР – газовий ресивер; ПР – ресивер наддувного повітря; ВВ – воловідділювач; АТП – аеротермопресор; ОГ – охолоджувач газу; ОНП – охолоджувач наддувного повітря; В – вентилятор; С – скруббер.

Упорскування слід здійснювати кількістю води понад необхідну для випаровування (не менш як 10 %). Таке рішення необхідно для забезпечення більшого ефекту від підвищення тиску в результаті термогазодинамічної компресії (за рахунок зменшення втрат на тертя), з одного боку, і для забезпечення умов до вприскування рідини в скруббері. Це дозволить зменшити навантаження по витраті

води на вприскування в скрубери, а також частково або повністю компенсує втрати тиску.

Застосування аеротермопресора перед скруберами системи рециркуляції відхідних газів дозволяє підвищити тиск відхідних газів, що байпасуються через турбокомпресор двигуна, на $0,2-0,4 \cdot 10^5$ Па (6–12 %) (рис. 5.19). При цьому зниження температури в результаті ефекту термогазодинамічної компресії становить $\Delta T_{\text{атп}} = 150-300$ К (відносна температура становить $T_{\text{атп1}}/T_{\text{атп2}} = 1,3-1,7$ – рис. 5.20). Необхідна для випаровування кількість води в аеротермопресорі становить $G_w = 0,35-0,50$ кг/с ($g_{w,\text{атп}} = 0,05-0,08$ або 5–8 % від витрати відхідних газів – рис. 5.21), при цьому коефіцієнт рециркуляції склав $K_p = 0,12-0,20$ (12–20 %) при витраті води на скрубери – $g_{w,\text{egr}} = 0,02-0,04$ (2–4 %) (рис. 5.22).

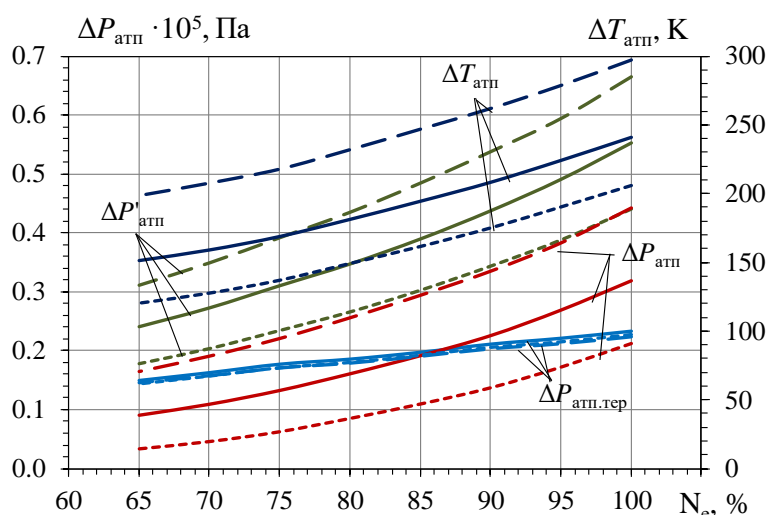


Рис. 5.19. Залежності підвищення тиску в АТП без врахування тертя $\Delta P'_{\text{атп}}$, підвищення тиску в АТП із врахування тертя $\Delta P_{\text{атп}}$, втрат на тертя $\Delta P_{\text{атп.тер}}$, зниження температури газу при охолодженні в АТП $\Delta T_{\text{атп}}$ від навантаження на двигун N_e : _____ - умови ISO ($t_{\text{пов1}} = 25$ °C; $t_{w1} = 25$ °C); ___ ___ - тропічні умови ($t_{\text{пов1}} = 45$ °C; $t_{w1} = 36$ °C); _ _ _ _ - холодна зона ($t_{\text{пов1}} = 10$ °C; $t_{w1} = 10$ °C).

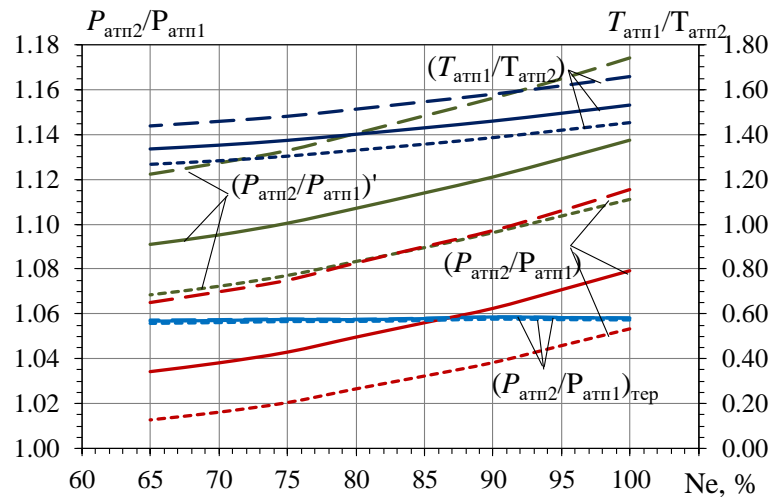


Рис. 5.20. Залежності відносного підвищення тиску в АТП без врахування тертя $(P_{атп2}/P_{атп1})'$, відносного підвищення тиску в АТП із врахування тертя $P_{атп2}/P_{атп1}$, відносних втрат на тертя $(P_{атп2}/P_{атп1})_{тер}$, відносного зниження температури газу при охолодженні в АТП $(T_{атп1}/T_{атп2})$ від навантаження на двигун N_e : _____ - умови ISO ($t_{пов1} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_{w1} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$); _____ - тропічні умови ($t_{пов1} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_{w1} = 36 \text{ }^\circ\text{C}$); _____ - холодна зона ($t_{пов1} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_{w1} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$).

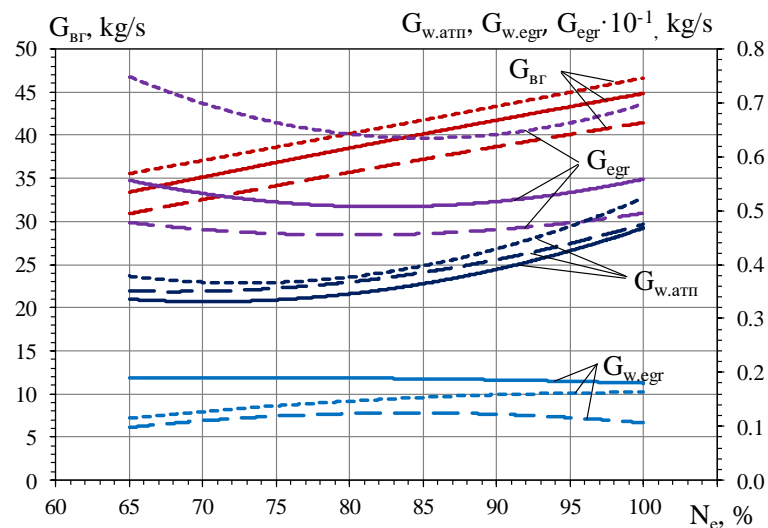


Рис. 5.21. Залежності зміни витрати вихлопних відхідних газів G_{Br} , витрати рециркуляційного газу G_{egr} , витрати води на вприскування в АТП $G_{w.atp}$, витрати води на вприскування в скрубери $G_{w.egr}$ від навантаження на двигун N_e : _____ - умови ISO ($t_{пов1} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_{w1} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$); _____ - тропічні умови ($t_{пов1} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_{w1} = 36 \text{ }^\circ\text{C}$); _____ - холодна зона ($t_{пов1} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_{w1} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$).

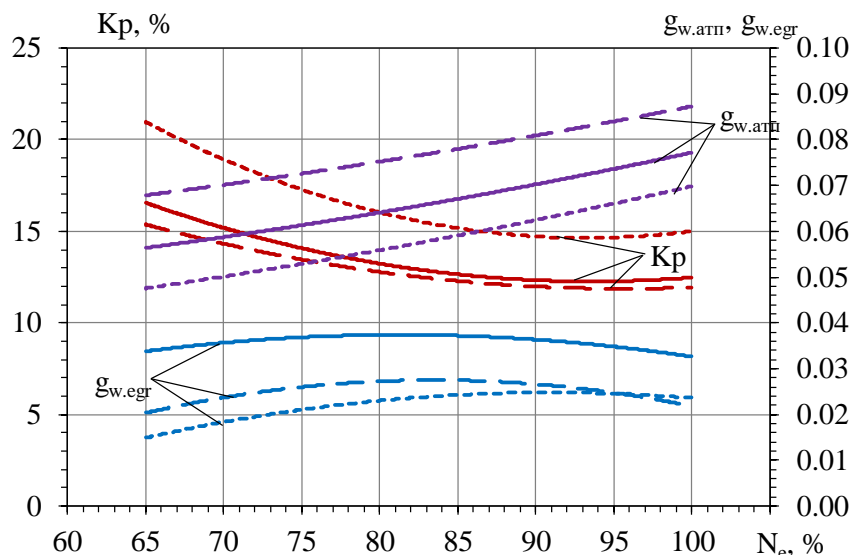


Рис. 5.22. Залежності зміни коефіцієнта рециркуляції K_p , відносної витрати води на вприскування в АТП $g_{w.atp}$ і в скруббер $g_{w.egr}$ від навантаження на двигун N_e : _____ - умови ISO ($t_{повл} = 25\text{ °C}$; $t_{wl} = 25\text{ °C}$); ___ ___ - тропічні умови ($t_{повл} = 45\text{ °C}$; $t_{wl} = 36\text{ °C}$); _ _ _ _ - холодна зона ($t_{повл} = 10\text{ °C}$; $t_{wl} = 10\text{ °C}$).

Підвищення тиску в аеротермопресорі дозволяє зменшити протитиск в системі газовихлопу, а відтак, і зменшити навантаження на вентилятор системи рециркуляції відхідних газів. Так потужність вентилятора знизилася з $N_{вент} = 120\text{--}160\text{ кВт}$ до $N_{вент.атп} = 20\text{--}110\text{ кВт}$ (рис. 5.23), при чому в холодній зоні при навантаженні на двигун вище 75 % застосування вентилятора взагалі не потрібно, оскільки тиск газів після аеротермопресора достатньо для забезпечення нагнітання їх до повітряного ресивера без додаткової компенсації.

Зменшення навантаження на вентилятор системи рециркуляції, а також зменшення протитиску в системі дозволяє знизити витрату палива двигуном з $g_{e.egr} = 166,5\text{--}174,0\text{ г/(кВт}\cdot\text{год)}$ до $g_{e.атп} = 164,0\text{--}171,0\text{ г/(кВт}\cdot\text{год)}$, тобто на $\Delta g_e = 2,5\text{--}3,0\text{ г/(кВт}\cdot\text{год)}$ (1,5–1,7 %) при загальній питомій витраті палива без рециркуляції відхідних газів – $g_e = 158,0\text{--}170,0\text{ г/(кВт}\cdot\text{год)}$ (5.38). Звідси можна побачити, що при навантаженні на двигун близьких до експлуатаційних (90–95 % від потужності двигуна) витрати палива при застосуванні системи рециркуляції з аеротермопресором і без рециркуляції взагалі рівні, що робить таке схемне рішення раціональним з точки зору економічності. В цьому випадку вдається поєднати високу екологічну і економічну вигоду від застосування такого рішення.

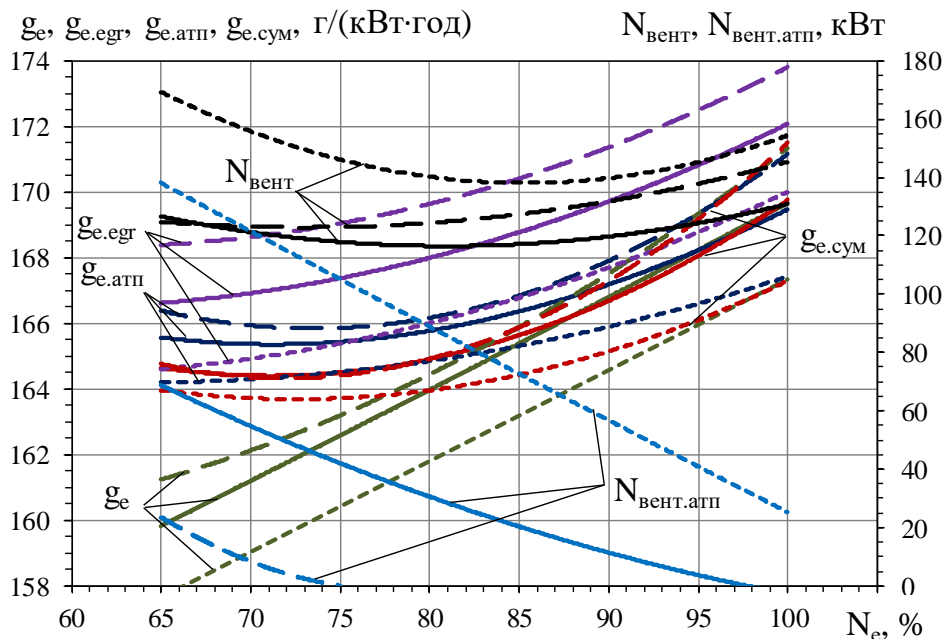


Рис. 5.23. Залежності зміни питомої витрати умовного палива для двигуна без рециркуляції g_e , питомої витрати палива для двигуна з рециркуляцією $g_{e.egr}$, питомої витрати палива для двигуна з рециркуляцією і АТП $g_{e.атп}$, питомої витрати палива для двигуна з рециркуляцією, АТП та з врахуванням зменшення навантаження на вентилятор $g_{e.сум}$, потужності вентилятора системи рециркуляції $N_{вент}$, потужності вентилятора системи рециркуляції із АТП $N_{вент.атп}$ від навантаження на двигун N_e : _____ - умови ISO ($t_{пов1} = 25\text{ °C}$; $t_{w1} = 25\text{ °C}$); ____ - тропічні умови ($t_{пов1} = 45\text{ °C}$; $t_{w1} = 36\text{ °C}$); _ _ _ _ _ - холодна зона ($t_{пов1} = 10\text{ °C}$; $t_{w1} = 10\text{ °C}$).

5.4. Сумісне застосування аеротермопресорних технологій з контурами утилізації теплоти судових енергетичних установок.

На рис. 5.24 наведена схема з застосуванням аеротермопресора у якості ОНП за турбокомпресором малообертового ДВЗ із системою утилізації теплоти відхідних газів в утилізаційному котлі одного тиску. Аналіз ефективності проводився відносно штатної традиційної схеми охолодження наддувного повітря судових ДВЗ. Розрахунки здійснені для малообертового головного двигуна

5S50MC-C (MAN B&W) з потужністю $N_e = 8300$ кВт і $n = 105$ об/хв. Розрахунок параметрів аеротермопресора здійснюється із врахуванням сумісної його роботи з турбокомпресором системи наддуву.

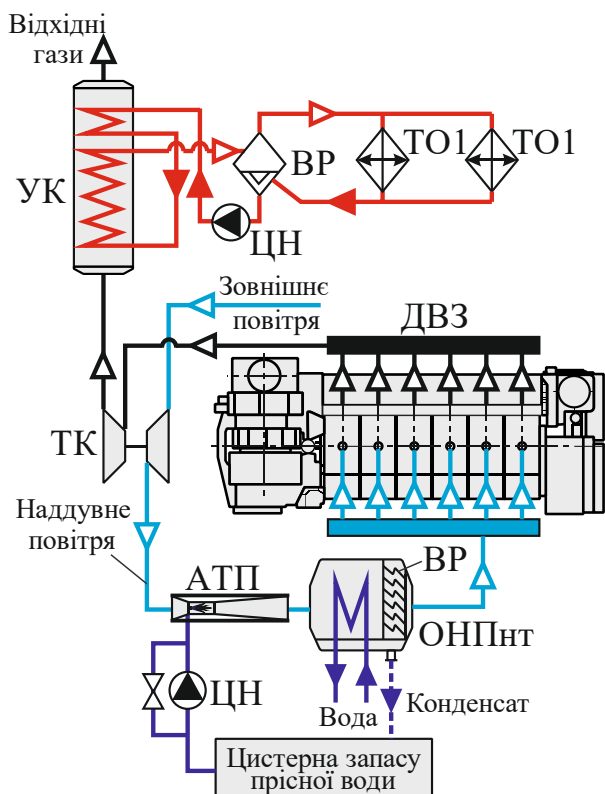


Рис. 5.24. Схема системи охолодження надувного повітря аеротермопресором для малообертового суднового двигуна: ВР – віддільник рідини; ОНП – охолоджувач надувного повітря; ТК – турбокомпресор; АТП – аеротермопресор.

Підвищення тиску в термопресорі $\Delta P_{атп}$ значно залежить від величини зниження температури при охолодженні $\Delta t_{атп}$, а отже велике значення має температура повітря на вході $t_{атп1}$. Температура перед аеротермопресором відповідає температурі повітря на нагнітанні турбокомпресора. У схемі з одноступінчастим стисненням температура перед аеротермопресором складає $t_{к2} = 190\text{--}270$ °С (рис. 5.25). Температури за ТК тим вище, чим вище температура на всмоктуванні і степінь підвищення тиску у ТК π_k . Оскільки аеротермопресорна система охолодження, по суті, являє собою двоступінчасте стиснення повітря

(перша ступінь – ТК, друга ступінь АТП), то π_k такої схеми буде нижчим (рис. 5.26), а отже $t_{k2} = t_{k2}' = 170\text{--}250\text{ }^\circ\text{C}$, тобто температура перед АТП знижується, а відповідно нижчим буде і $\pi_{\text{атп}}$. Оскільки необхідний для ТК π_k зменшується, то відповідно зменшиться робота компресора на стиснення l_k . Для системи з сумарним $\pi_{\text{к.атп}} = 4,25$ зменшення роботи $\Delta l_k = 10\text{--}13$ кДж/кг, $\pi_{\text{к.атп}} = 4,00 - 9,0\text{--}12,5$ кДж/кг, $\pi_{\text{к.атп}} = 3,85 - 8,5\text{--}12,0$ кДж/кг (рис. 5.27). Зменшення l_k дозволяє, при таких же витратах повітря на ДВЗ, зменшити потужність компресора (рис. 5.26, 5.27) на $\Delta N_k = 100\text{--}200$ кВт (10,0–11,5 %).

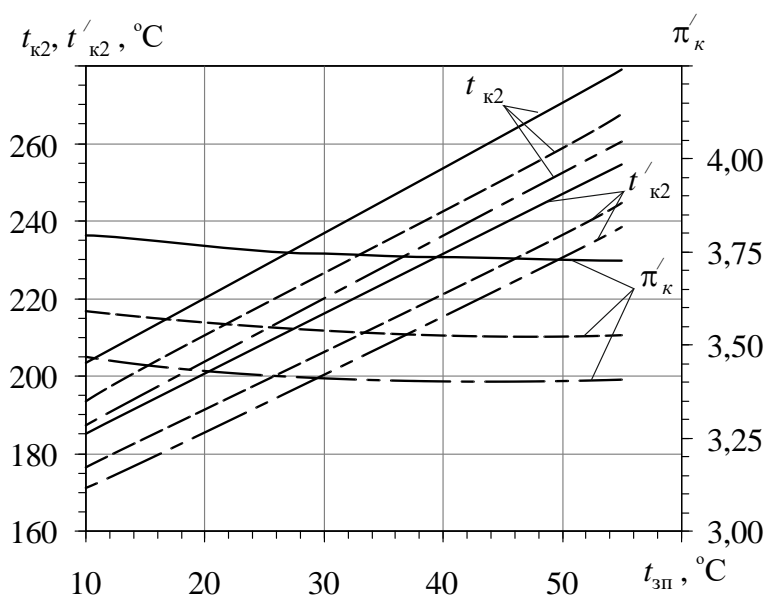


Рис. 5.25. Температура повітря на нагнітанні турбокомпресора без аеротермопресора t_{k2} , з аеротермопресором t_{k2}' , ступінь підвищення тиску π_k' , при різних сумарних $\pi_{\text{к.атп}}$ в залежності від температури повітря на всмоктуванні $t_{зп}$:

_____ - $\pi_{\text{к.атп}} = 4,25$; - - - - - - $\pi_{\text{к.атп}} = 4,00$; ____ - ____ - $\pi_{\text{к.атп}} = 3,85$.

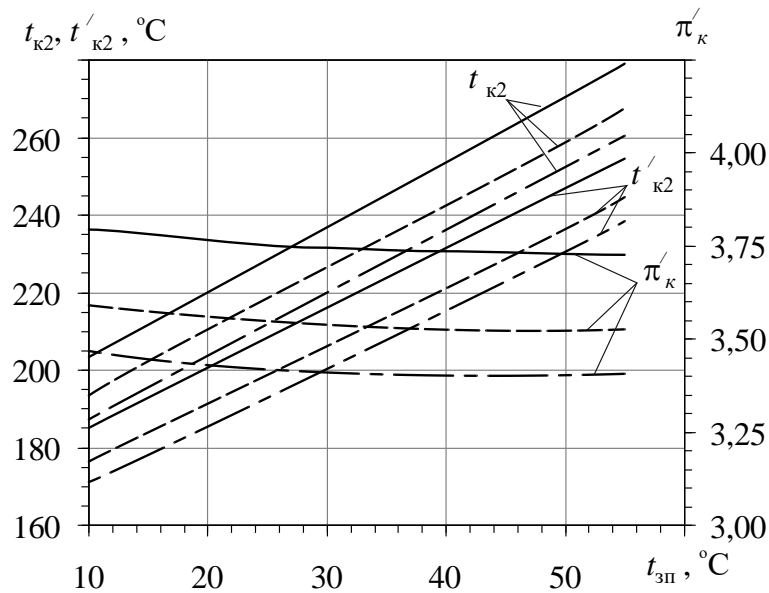


Рис. 5.26. Потужність ТК при сумісній роботі з ТП N_k , зниження потужності ТК ΔN_k , ступінь підвищення тиску π'_k , при різних сумарних $\pi_{к.атп}$ в залежності від температури повітря на всмоктуванні $t_{зп}$:

————— - $\pi_{к.атп} = 4,25$; - - - - - - $\pi_{к.атп} = 4,00$; — · — · — · - $\pi_{к.атп} = 3,85$.

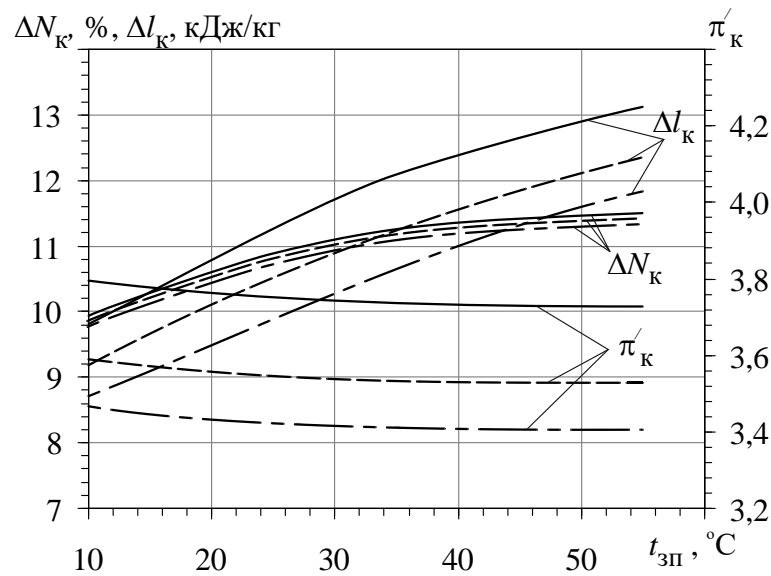


Рис. 5.27. Зменшення роботи на стиснення ТК ΔI_k , зменшення потужності ТК ΔN_k , ступінь підвищення тиску π'_k , при різних сумарних $\pi_{к.атп}$ в залежності від температури повітря на всмоктуванні $t_{зп}$:

————— - $\pi_{к.атп} = 4,25$; - - - - - - $\pi_{к.атп} = 4,00$; — · — · — · - $\pi_{к.атп} = 3,85$.

За мінімальну температуру на виході з АТП $t_{атп2}$ приймалася температура на 2–3 °С вище температури точки роси. Враховувалося, що вприск води триває в АТП до повного насичення повітря, тобто $\varphi = 100\%$. Зниження температури повітря в АТП становить $\Delta t_{атп} = 110\text{--}160\text{ }^\circ\text{C}$, що дає змогу підвищити тиск повітря після ТК на $\Delta P'_{атп} = 520\text{--}670\text{ кПа}$ (рис. 5.28) в ідеальному випадку або при "ідеальному" стисненні (без врахування втрат на тертя о стінки каналу), і $\Delta P_{атп} = 340\text{--}480\text{ кПа}$ – дійсне стиснення в АТП, це відповідає $\Delta P'_{атп} = 15\text{--}18\%$ і $\Delta P_{атп} = 10\text{--}13\%$ (рис. 5.29). При цьому степінь зниження температури повітря в АТП становитиме $T_{атп1} / T_{атп2} = 1,30\text{--}1,45$. Аеротермопресор являє собою другу ступінь стиснення в системі наддуву, а одже доречно оцінювати його ефективність за степінню підвищення тиску $\pi_{атп} = 1,10\text{--}1,13$.

Зниження температури повітря і збільшення тиску в АТП досить значне, що відповідно впливає на зменшення витрат в ТК, як наслідок температура відхідних газів за утилізаційною турбіною (УТ) збільшується (рис. 5.30). Так при постійній температурі газів на вході в УТ $t_{г1} = 300\text{--}400\text{ }^\circ\text{C}$, температура відхідних газів становитиме $t_{г2} = 205\text{--}285\text{ }^\circ\text{C}$, а при застосуванні схеми із АТП – $t'_{г2} = 220\text{--}300\text{ }^\circ\text{C}$, що на 15 °С вище ніж для базового варіанту.

Порівняння аеротермопресора, з точки зору теплообмінного апарату (охолоджувача наддувного повітря), із ОНП показує (рис. 5.31), що теплове навантаження на АТП складає $Q_{атп} = 1600\text{--}3700\text{ кВт}$, однак, температура повітря (рис. 5.33, 5.34) на нагнітанні АТП все ж таки ще висока і складає $t_{атп} = 65\text{--}85\text{ }^\circ\text{C}$. Тому доцільно встановлювати за АТП додатковий ОНП. З рис. 5.35 видно, що теплове навантаження на такий ОНП складає $Q_{онп2} = 200\text{--}1200\text{ кВт}$, звідси сумарне теплове навантаження на АТП і додатковий ОНП складе $Q_{сум} = Q_{атп} + Q_{онп2} = 2000\text{--}4800\text{ кВт}$, що менше, ніж для штатної системи охолодження наддувного повітря $Q_{онп} = 2400\text{--}5200\text{ кВт}$ (більше на 7–15 %). Більше теплове навантаження на штатний ОНП, можна пояснити тим, що температура повітря за ТК при сумісній роботі із АТП менша на 20–25 °С.

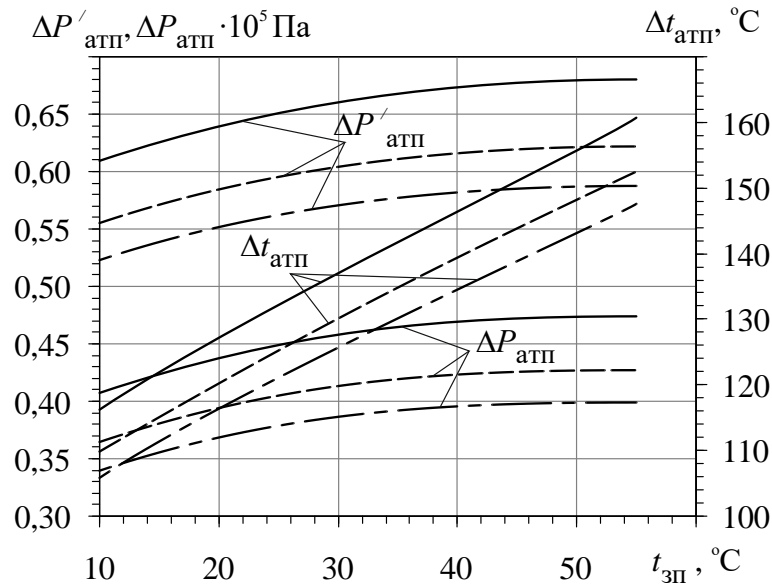


Рис. 5.28. Зменшення температури повітря в АТП $\Delta t_{\text{атп}}$, підвищення тиску повітря на нагнітанні АТП при "ідеальному" стисненні $\Delta P'_{\text{атп}}$, підвищення тиску повітря на нагнітанні АТП при дійсному стисненні $\Delta P_{\text{атп}}$, при різних сумарних $\pi_{\text{к.атп}}$ в залежності від температури повітря на всмоктуванні $t_{\text{зп}}$: _____ - $\pi_{\text{к.атп}} = 4,25$; _ _ _ _ _ - $\pi_{\text{к.атп}} = 4,00$; _____ - $\pi_{\text{к.атп}} = 3,85$.

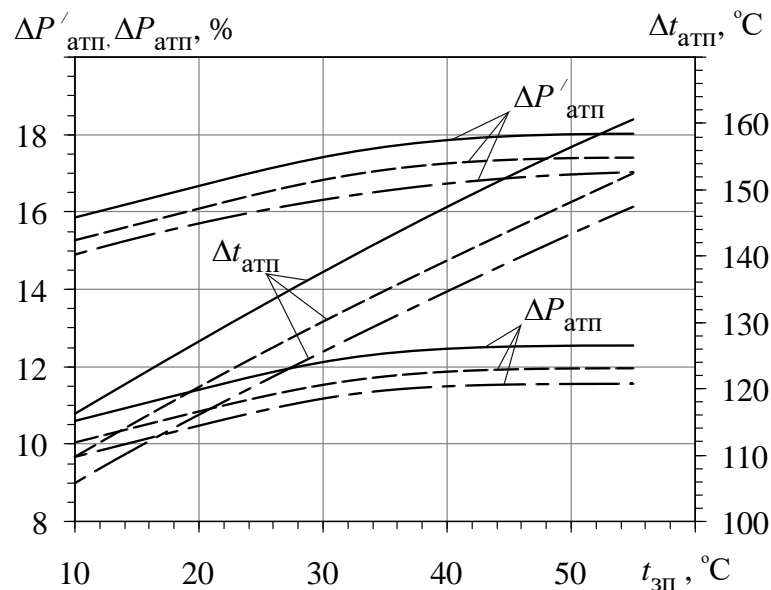


Рис. 5.29. Зменшення температури повітря в АТП $\Delta t_{\text{атп}}$, відносно підвищення тиску повітря на нагнітанні аеротермопресора при "ідеальному" стисненні $\Delta P'_{\text{атп}}$, відносно підвищення тиску повітря на нагнітанні аеротермопресора при дійсному стисненні $\Delta P_{\text{атп}}$, при різних сумарних $\pi_{\text{к.атп}}$ в залежності від температури повітря на всмоктуванні $t_{\text{зп}}$:

_____ - $\pi_{\text{к.атп}} = 4,25$; _ _ _ _ _ - $\pi_{\text{к.атп}} = 4,00$; _____ - $\pi_{\text{к.атп}} = 3,85$.

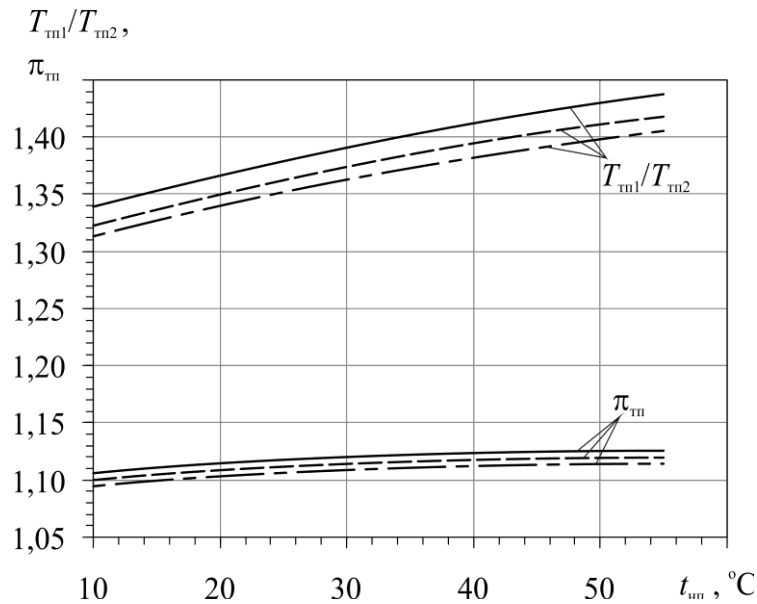


Рис. 5.30. Відносне зменшення температури повітря в аеротермопресорі ($T_{атп1} / T_{атп2}$), степінь підвищення тиску в аеротермопресорі $\pi_{атп}$, при різних сумарних $\pi_{к.атп}$ в залежності від температури повітря на всмоктуванні $t_{зп}$:

————— - $\pi_{к.атп} = 4,25$; - - - - - - $\pi_{к.атп} = 4,00$; — — — — — $\pi_{к.атп} = 3,85$.

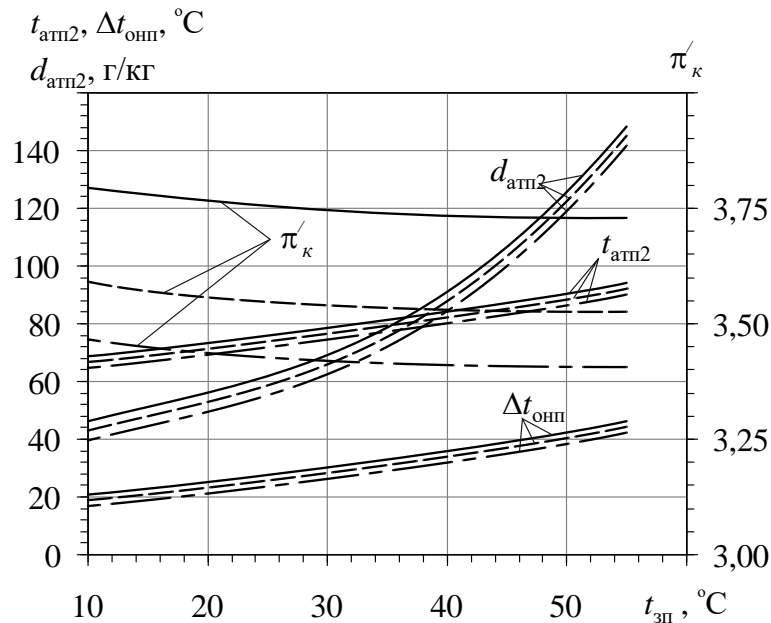


Рис. 5.31. Вологовміст повітря на виході аеротермопресора $d_{атп2}$, температура повітря на виході аеротермопресора $t_{атп2}$, зниження температури повітря в додатковому ОНП $\Delta t_{онп2}$, при різних сумарних $\pi_{к.атп}$ в залежності від температури повітря на всмоктуванні $t_{зп}$: ————— - $\pi_{к.атп} = 4,25$; - - - - - - $\pi_{к.атп} = 4,00$; — — — — — $\pi_{к.атп} = 3,85$.

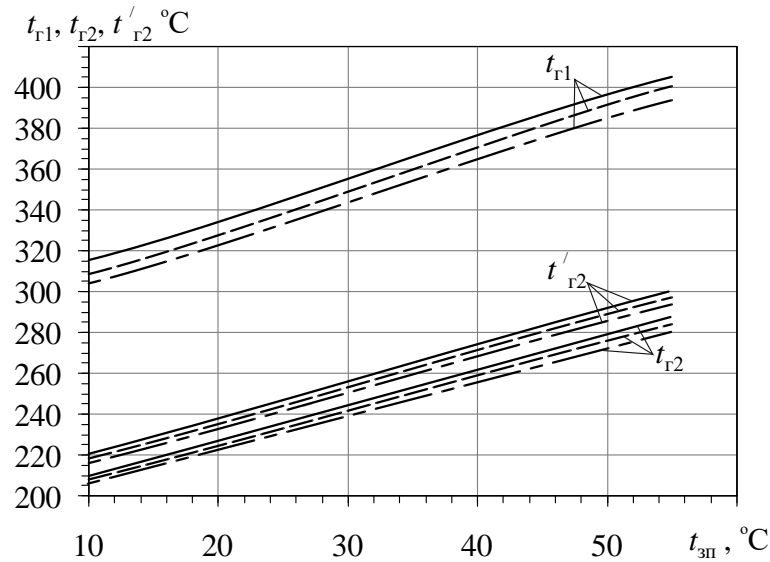


Рис. 5.32. Температура відхідних газів перед УТ t_{r1} , температура відхідних газів за УТ (для схеми без аеротермопресора) t_{r2} , температура відхідних газів за УТ (для схеми із аеротермопресором) t'_{r2} , при різних сумарних $\pi_{к.атп}$ в залежності від температури повітря на всмоктуванні $t_{зп}$:

————— - $\pi_{к.атп} = 4,25$; - - - - - - $\pi_{к.атп} = 4,00$; — · — · — · $\pi_{к.атп} = 3,85$

$Q_{онп}, Q_{атп}, Q_{онп2}, Q_{сум}$, МВт

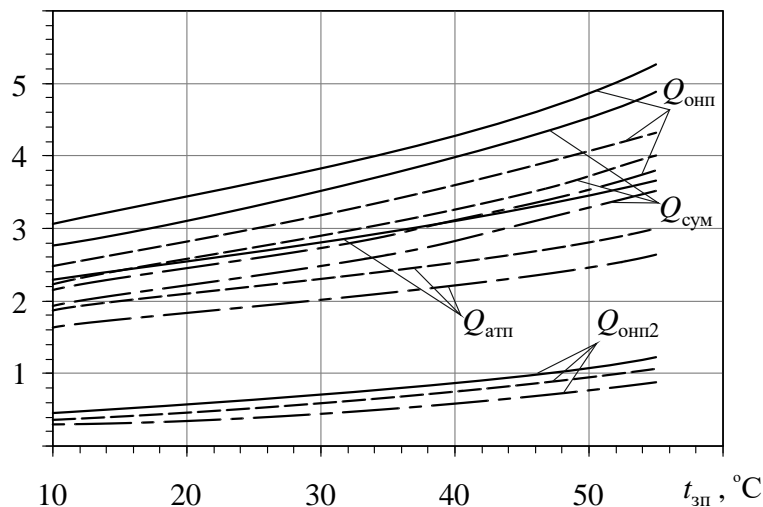


Рис. 5.33. Теплове навантаження на ОНП $Q_{онп}$, теплове навантаження на аеротермопресор $Q_{атп}$, теплове навантаження на додатковий ОНП $Q_{онп2}$, сумарне теплове навантаження на ТП і додатковий ОНП $Q_{сум} = Q_{тп} + Q_{онп2}$, при різних сумарних $\pi_{к.атп}$ в залежності від температури повітря на всмоктуванні $t_{зп}$:

————— - $\pi_{к.атп} = 4,25$; - - - - - - $\pi_{к.атп} = 4,00$; — · — · — · $\pi_{к.атп} = 3,85$.

Доречним було б оцінювати ефективність роботи аеротермопресора із урахування витрат енергії на подачу прісної води для упорскування в форсунці

АТП (рис. 5.34). Згідно розрахунків витрата води на упорскування в аеротермопресорі складає $G_w = 0,6-1,2$ кг/с (2,2–4,3 м³/год), при цьому потужність приводу насоса становитиме $N_w = 0,3-0,7$ кВт. Вологовміст повітря збільшується на $\Delta d_{атп} = 40-60$ г/кг. Отже потужність насосу вприску досить невелика (0,3–0,5 %) в порівнянні із зменшенням потужності компресора $\Delta N_k = 100-200$ кВт.

Застосування аеротермопресора призводить до зменшення потужності ТК, а відтак зменшується непотрібний теплоперепад (робота) турбіни ТК, зменшується необхідна потужність турбіни та необхідна витрата газу. Звідси надлишкову кількість газу доречно перепускати (байпасувати) повз турбіни, завдяки чому температура відхідних газів перед УК буде зростати. Звідси зростає тепловий потенціал відхідних газів, який можна використати в утилізаційному котлі. Так температура на вході в УК зростає майже на $\Delta t_{ук} = 10-15$ °С (рис. 5.35), при врахуванні, що температура газів на виході із УК постійна і дорівнює $t_{ук2} = 160$ °С, додаткове теплове навантаження (із відповідним додатковою витратою пари) складатиме $\Delta Q_{ук} = 150-300$ кВт (10–15 %).

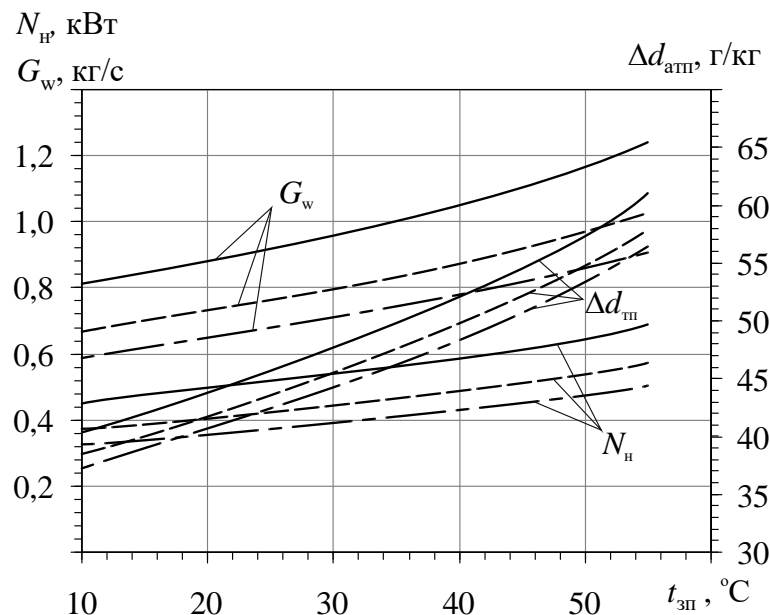


Рис. 5.34. Потужність водяного насоса аеротермопресора N_w , масова витрата води на упорскування в аеротермопресорі G_w , збільшення вологовмісту повітря в аеротермопресорі $\Delta d_{атп}$, при різних сумарних $\pi_{к.атп}$ в залежності від температури повітря на всмоктуванні $t_{зп}$: _____ - $\pi_{к.атп} = 4,25$; - - - - - $\pi_{к.атп} = 4,00$; _____ - $\pi_{к.атп} = 3,85$.

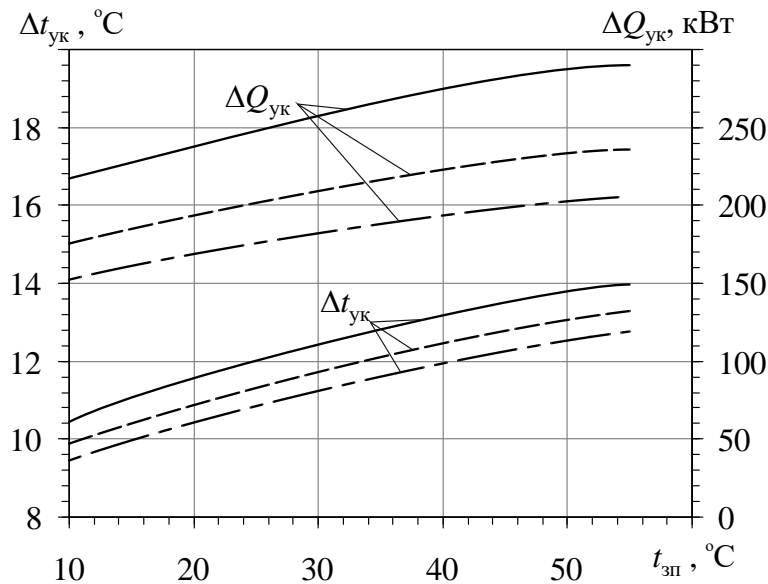


Рис. 5.35. Теплове навантаження $\Delta Q_{ук}$, збільшення температури відхідних газів на вході в УК $\Delta t_{ук}$, при різних сумарних $\pi_{к.атп}$ в залежності від температури повітря на всмоктуванні $t_{зп}$: _____ - $\pi_{к.атп} = 4,25$; - - - - - $\pi_{к.атп} = 4,00$; _____ - $\pi_{к.атп} = 3,85$.

Як показали розрахунки теплової схеми кількість пари, що виробляється в УК більш ніж достатньо для забезпечення потреб на даному суховантажному судні. Отже доцільно, отриману додаткову пару використати для приводу утилізаційного турбогенератора (УТГ), тим самим зменшивши навантаження на суднову електростанцію, із відповідним зменшенням витрат палива на дизель-генератори.

Схема аеротермопресорної системи охолодження наддувного повітря із комплексною утилізацією теплоти відхідних газів в УК з двома контурами високого і низького тиску і УТГ наведена на рис. 5.36.

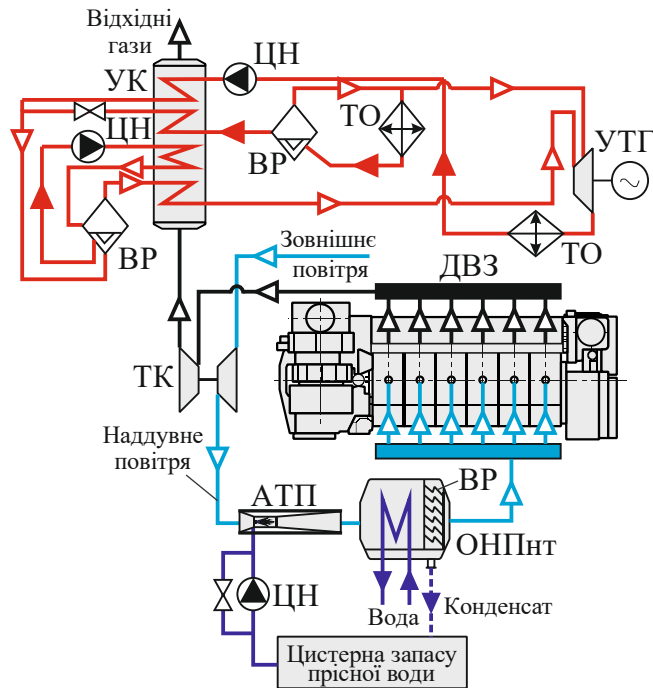


Рис. 5.36. Схема термопресорної системи охолодження наддувного повітря із комплексною утилізацією теплоти відхідних газів в УК і УТГ

Аналіз роботи УТГ показує (рис. 5.37), що зростання теплової потужності в УК двох тисків, дає змогу збільшити виробництво пари на $\Delta D_{\text{УТГ}} = 0,07\text{--}0,12$ кг/с (250–430 кг/годину), що у свою чергу підвищує потужність УТГ на $\Delta N_{\text{УТГ}} = 45\text{--}90$ кВт (6–10 % номінальної потужності УТГ).

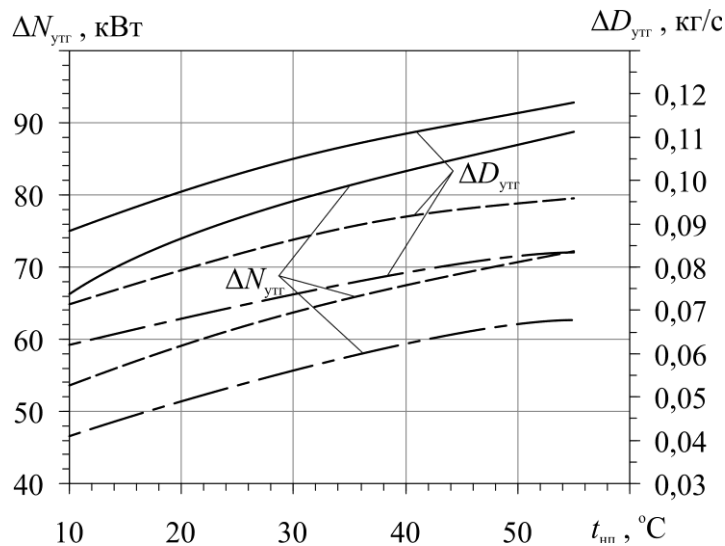


Рис. 5.37. Збільшення потужності УТГ $\Delta N_{\text{УТГ}}$, збільшення витрати пари, що виробляється в УК двох тисків $\Delta D_{\text{УТГ}}$, при різних сумарних $\pi_{\text{к.атп}}$ в залежності від температури повітря на всмоктуванні $t_{\text{сп}}$:

_____ - $\pi_{\text{к.атп}} = 4,25$; - - - - - $\pi_{\text{к.атп}} = 4,00$; _____ - $\pi_{\text{к.атп}} = 3,85$.

При встановленні на судні двох дизель-генераторів фірми MAN B&W 7L16/24 із номінальної потужністю $N_e = 770$ кВт і питомою витратою палива $g_e = 195$ г/(кВт·год). Зменшення навантаження на судову електростанцію при включенні УТГ (рис. 5.38) зменшує питому витрату палива $\Delta g_e = 4\text{--}7$ г/(кВт·год), при часовому скороченні витрат палива $\Delta G_{\text{п}} = 10\text{--}18$ кг/год (240–430 кг/добу). Аналіз економічної доцільності показує, що скорочення витрат палива за рейс протягом 28 діб складатиме $\Delta G_{\text{рейс}} = 7\text{--}12$ т, при ціні важкого палива 800 \$ за 1 т, вартість палива, що економиться становить $E_{\text{рейс}} = 6\text{--}10$ тис. \$. З урахуванням річної експлуатації судна скорочення витрат палива за рік складатиме $\Delta G_{\text{рік}} = 90\text{--}150$ т, а річна вартість палива, що економиться становить $E_{\text{рік}} = 70\text{--}120$ тис. \$.

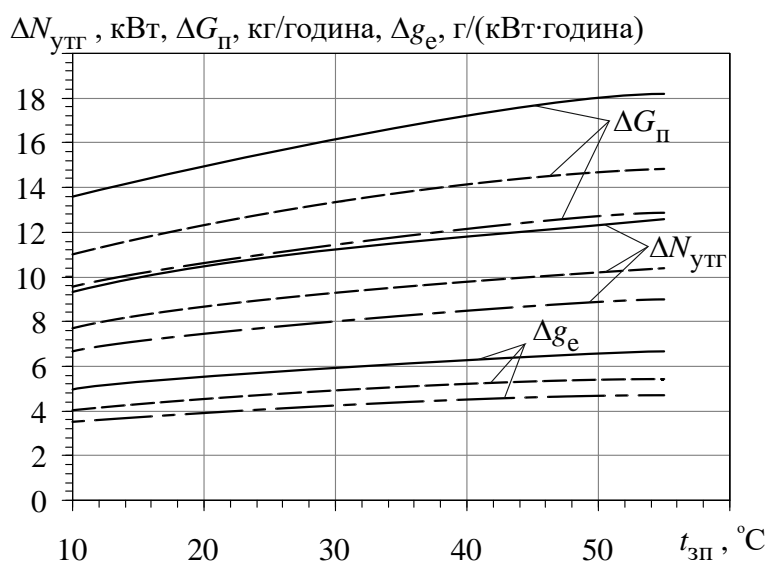


Рис. 5.38. Збільшення потужності УТГ $\Delta N_{\text{УТГ}}$, скорочення годинної витрати палива дизель-генераторами судової електростанції $\Delta G_{\text{п}}$, зменшення питомої витрати палива дизель-генераторами Δg_e при різних сумарних $\pi_{\text{к.атп}}$ в залежності від температури повітря на всмоктуванні $t_{\text{зп}}$:

_____ - $\pi_{\text{к.атп}} = 4,25$; _ _ _ _ _ - $\pi_{\text{к.атп}} = 4,00$; _____ - $\pi_{\text{к.атп}} = 3,85$.

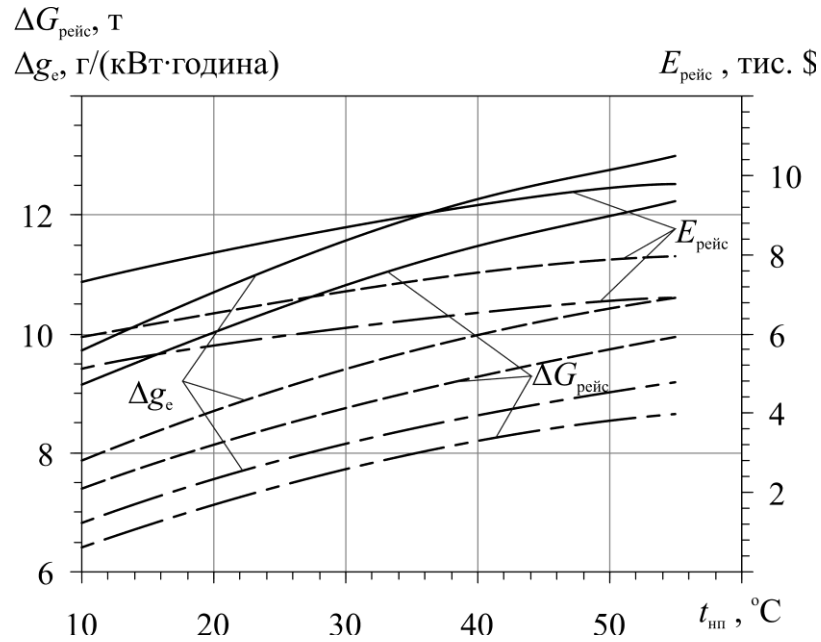


Рис. 5.39. Економія палива за рейс $\Delta G_{\text{рейс}}$, вартість палива, що економиться за рейс $E_{\text{рейс}}$, зменшення питомою витрати палива дизель-генераторами $\Delta g_{\text{с}}$ при різних сумарних $\pi_{\text{к.атп}}$ в залежності від температури повітря на всмоктуванні $t_{\text{зп}}$:

————— - $\pi_{\text{к.атп}} = 4,25$; - - - - - - $\pi_{\text{к.атп}} = 4,00$; — · — · — · $\pi_{\text{к.атп}} = 3,85$.

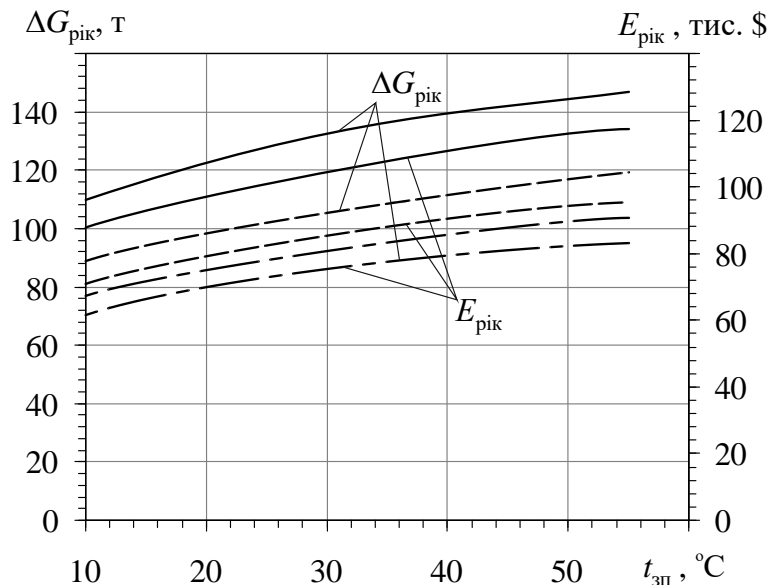


Рис. 5.40. Економія палива за рік експлуатації судна $\Delta G_{\text{рік}}$, вартість палива, що економиться за рік експлуатації судна $E_{\text{рік}}$ при різних сумарних $\pi_{\text{к.атп}}$ в залежності від температури повітря на всмоктуванні $t_{\text{зп}}$:

————— - $\pi_{\text{к.атп}} = 4,25$; - - - - - - $\pi_{\text{к.атп}} = 4,00$; — · — · — · $\pi_{\text{к.атп}} = 3,85$.

5.5. Висновки по розділу 5.

1. Застосування аеротермопресорів у системах охолодження наддувного повітря дає можливість скоротити потужність, яку споживають компресори, $N_{\text{ТК}}$ для одноступінчастої системи наддуву на 7–12 %, а для двоступінчастої – на 1,0–3,5 %, за рахунок чого в свою чергу підвищити потужність двигуна на 1–2 % і 0,4–1,6 % відповідно в залежності від температури зовнішнього повітря $t_{\text{зп}}$ і ступені підвищення тиску $\pi_{\text{к}}$.

2. Встановлено, що при двоступінчастому стисканні визначальний вплив на потужність $N_{\text{ТК}}$, яку споживає ТК, має підвищення тиску в аеротермопресорі порівняно зі збільшенням витрати зволоженого повітря через ТК (на величину витрати упорскуваної води), завдяки чому зменшується потужність ТК $N_{\text{ТК}}$.

3. При двоступінчастому наддуві застосування термопресора забезпечує більш глибоке проміжне охолодження наддувного повітря порівняно з його охолодженням у поверхневому проміжному охолоджувачі повітря, завдяки чому додатково зменшується робота на стискання у компресорі другої ступені.

4. З підвищенням температури зовнішнього повітря $t_{\text{зп}}$ на вході ТК ефект від застосування аеротермопресорного охолодження наддувного повітря зростає: збільшується величина скорочення потужності ТК $\Delta N_{\text{ТК}}$ із відповідним зростанням потужності двигуна.

5. При двоступінчастому наддуві запропоновано упорскувати воду в аеротермопресор з надлишком (понад ту її кількість, що випаровується у термопресорі), який доцільно випаровувати при стисканні наддувного повітря у другій ступені ТК, що наближує процес стискання до ізотермічного і забезпечує додаткове зменшення роботи компресора на стискання.

6. Проаналізовано ефективність застосування аеротермопресора в схемі з рециркуляцією відхідних газів для суднового малообертового двотактного двигуна. Встановлення аеротермопресора пропонується перед скруббером, що дозволяє зменшити його теплове навантаження. Підвищення тиску в аеротермопресорі на $0,2\text{--}0,4 \cdot 10^5$ Па (6–12 %) дозволяє зменшити протитиск в

системі газовихлопу, а відтак, і зменшити навантаження на вентилятор системи рециркуляції відхідних газів, причому в холодній зоні при навантаженні на двигун вище 75 % застосування вентилятора не потрібно, що додатково дозволяє зменшити питому витрату палива.

7. Запропоноване схемно-конструктивне рішення застосування аеротермопресора в системі рециркуляції газів ДВЗ дозволяє при високій екологічності застосування існуючої системи рециркуляції відхідних газів забезпечити також і певне зменшення питомої витрати палива. Визначено, що зменшення питомої витрати палива двигуном при застосуванні аеротермопресора складає $\Delta g_e = 2,5\text{--}3,0 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$ (1,5–1,7 %).

8. При застосуванні термопресорного охолодження для суднових енергетичних установок на базі малообертових дизелів скорочення навантаження на суднову електростанцію із відповідним скороченням витрати палива дизель-генераторами складає 2–4 %.

РОЗДІЛ 6. АЕРОТЕРМОПРЕСОРНІ ТЕХНОЛОГІЇ ВИКОРИСТАННЯ ВТОРИННОЇ ТЕПЛОТИ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК НА БАЗІ ГТД

6.1. Розробка аеротермопресорних технологій для контурів перерозширення ГТУ малої потужності.

Основною перевагою газотурбінних установок в порівнянні з поршневыми двигунами внутрішнього згоряння є можливість політропного розширення робочого тіла (продуктів згоряння) до атмосферного тиску. Одним із способів підвищення ефективності ГТУ є додаткове розширення продуктів згоряння нижче атмосферного тиску в допоміжній турбіні, що встановлюється після основної (силової) турбіни, тобто застосування турбіни перерозширення. Одержувана в турбіні перерозширення потужність витрачається на підтискання відпрацьованих газів до атмосферного тиску компресором, а надмірна потужність (понад споживану компресором) може передаватися на гребний вал або використовуватися для приводу електрогенератора [317]. Застосування газодинамічного ефекту в аеротермопресорах дозволить суттєво зменшити навантаження на турбокомпресор контуру перерозширення ГТУ, а відтак і підвищить енергетичну ефективність установки в цілому.

Газотурбінні двигуни широко застосовуються в стаціонарній, транспортній енергетиці, зокрема в судновій. Турбіни малої потужності (до 1 МВт) застосовуються в установках автономного енергозабезпечення та на малотоннажних судах, зокрема на судах на повітряній подушці в якості суднової електростанції. Як приклад, на судні типу "Зубр" (рис. 6.1) і "Мурена" застосовуються турбіни малої потужності ГТГ-100 К (потужність 100 кВт) [318, 319]. Енергетична установка "Зубру" складається привідних агрегатів сумарною потужністю 40 МВт для підтримання ходу судна та автономної електростанції потужністю 400 кВт, на базі ГТГ-100К (рис. 6.2) [320].

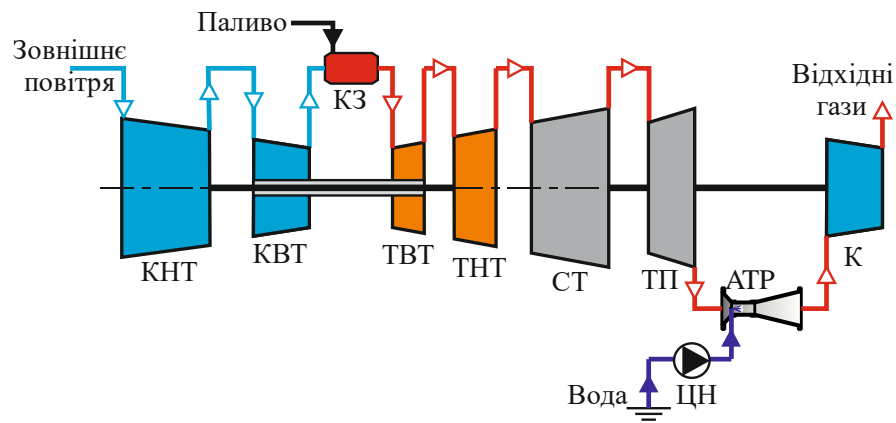


Рис. 6.1. Судно на повітряній подушці проекту 12322 "Зубр"

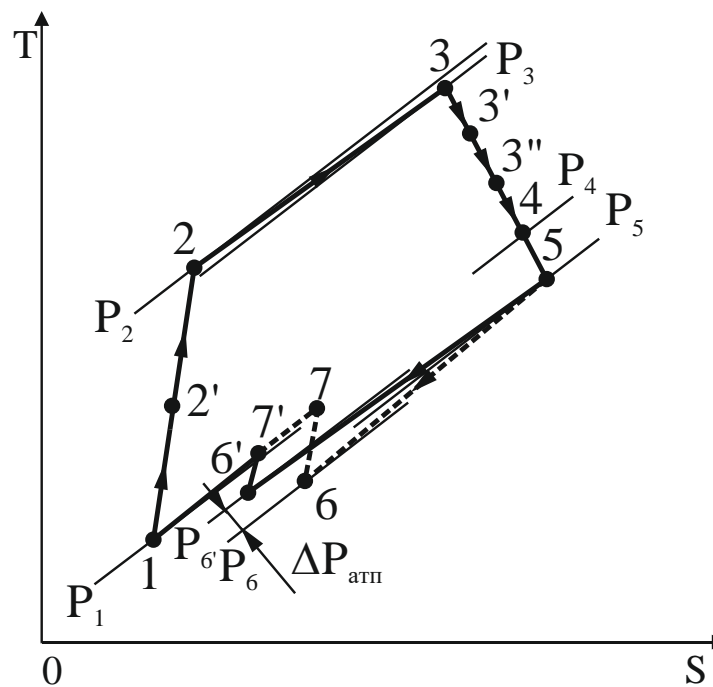


Рис. 6.2. Газотурбогенератор типу ГТГ-100 К

Схема додаткового контуру ГТУ з турбіною перерозширення та цикл установки наведена на рис. 1.18. Охолоджувач газу в схемі можна замінити компактним аеротермопресором (рис. 6.3, *a*). В аеротермопресорній установці з турбіною перерозширення газ після ГТУ поступає, як і у попередньому випадку, в допоміжну турбіну, де політропно розширяється до тиску P_5 (процес 4–5 на рис. 6.3,б).



а



б

Рис. 6.3. Схема (а) і цикл (б) установки з турбіною перерозширення і аеротермопресором: КНТ – компресор низького тиску; КВТ – компресор високого тиску; КЗ – камера згоряння; ТВТ – турбіни високого тиску; ТНТ – турбіна низького тиску; СТ – силова турбіна; ТП – турбіна перерозширення; К – дотискуючий компресор контуру перерозширення; АТП – термопресор; ЦН – циркуляційний насос.

В соплі аеротермопресора газ адіабатно розширяється до ще більш низького тиску і політропно стискається в дифузорі апарату до тиску $P_{6'} > P_6$ (процес $a-3$). Лінія 5–6' по суті є умовним процесом стиснення газового потоку в аеротермопресорі. При цьому загальна витрата газу зростає на величину, рівну

кількості уприскуваної в аеротермопресор води. При забезпеченні в аеротермопресорі такої ж глибини охолодження як і в охолоджувачі газу температури на виході будуть рівні ($T_{6'} = T_6$). З рис. 6.4,б, видно, що робота компресора (процес 6' – 7') зменшується, внаслідок зменшення степені стиснення $\pi_k = P_7/P_{6'}$, а значить призводить до підвищення термічного ккд цикла ГТУ η_t .

Потім газ політропно стискається в компресорі до тиску, рівного атмосферному, тобто початкового тиску на вході в допоміжну турбіну.

Була проаналізована роботи термопресійного газотурбінного контуру у складі вітчизняної ГТУ UGT-2500 виробництва ГПГТК "Зоря"–"Машпроект" (м. Миколаїв). Початкові дані для розрахунків: температури газу за основною ГТУ (на вході в турбіну перерозширення) $t_4 = 460$ и 550 °С; витрата газу – $G = 16,5$ кг/с; тиск газу за ГТУ $P_4 = 10^5$ Па; температура газу після аеротермопресора $t_5 = 50$ °С; середній діаметр крапель на виході з аеротермопресора – 15 мкм.

Розрахунки показують, що гідравлічний опір тручато-пластинчастих теплообмінних апаратів з коридорним розташуванням трубок в газотурбінній установці перерозширення не перевищує 600 Па. Для турбіни і компресора приймалися ккд рівні 0,86.

Результати розрахунку аеротермопресора у складі контуру перерозширення ГТУ (рис. 6.5, а) показують, що температура газу за турбіною перерозширення – на вході в аеротермопресор – складає 300–400 °С. При спрацьовуванні в аеротермопресорі великого перепаду температур по газу, тобто перегріву $\Delta t_{\text{пер}}$ – від температури 300–400 °С на вході – до 50 °С на виході можливо отримання в ньому значного збільшення тиску (рис. 6.5 и рис. 6.6). Так, при температурі газу на вході в турбіну перерозширення $t_4 = 450$ °С відносний приріст тиску газу складає 10–35 % залежно від тиску P_5 за турбиною (рис. 6.5).

Як видно из рис. 6.5, а, при тиску за турбиною $P_5 = 0,8 \cdot 10^5$ Па і температурному перепаді по газу в аеротермопресорі більше 300 °С можлива робота установки взагалі без компресора, оскільки аеротермопресор здатний підвищити тиск газу

більше атмосферного. При цьому відносний приріст тиску ΔP в аеротермопресорі складе 24 % (рис. 6.4, б).

При температурі газу на вході в турбіну перерозширення $t_4 = 550$ °С робота установки без компресора можлива при дещо більшому відносному прирості тиску газу в аеротермопресорі: 26 % (рис. 6.5,б).

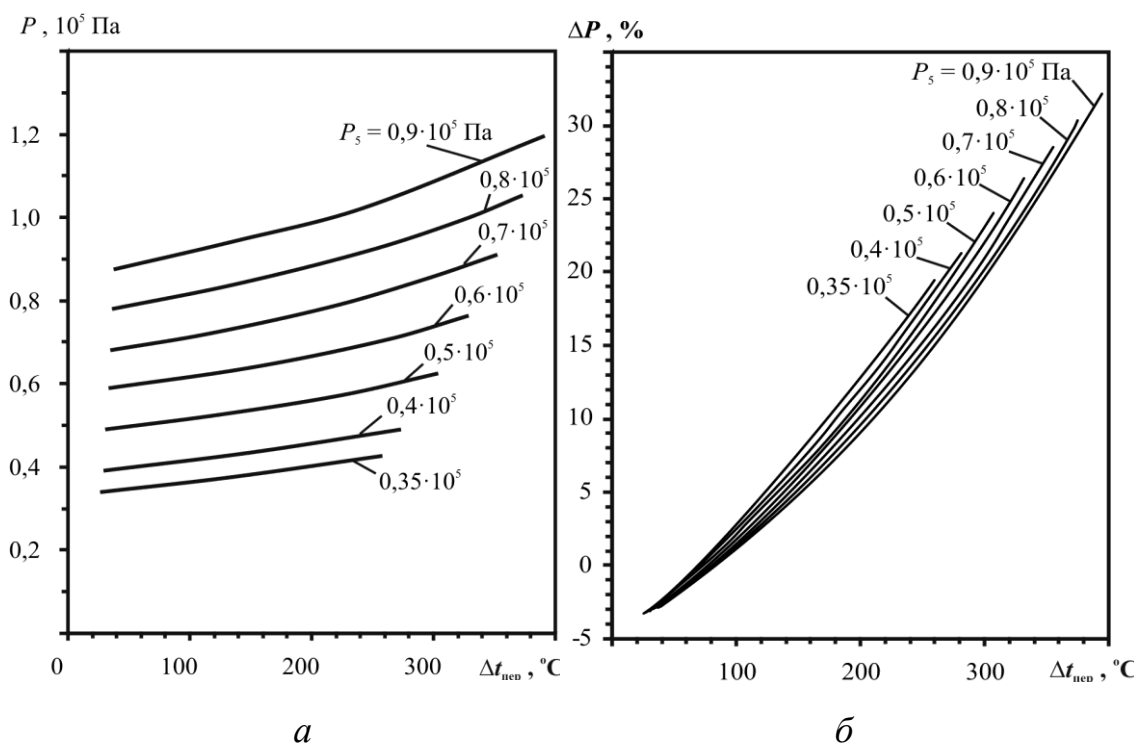


Рис 6.4. Залежність тиску на виході з аеротермопресора P (а) і відносного приросту тиску ΔP (б) в аеротермопресорі від перегріву $\Delta t_{\text{пер}}$ при різних тисках P_5 після турбіни перерозширення (на вході аеротермопресора) і температурі газів перед турбіною перерозширення $t_4 = 450$ °С.

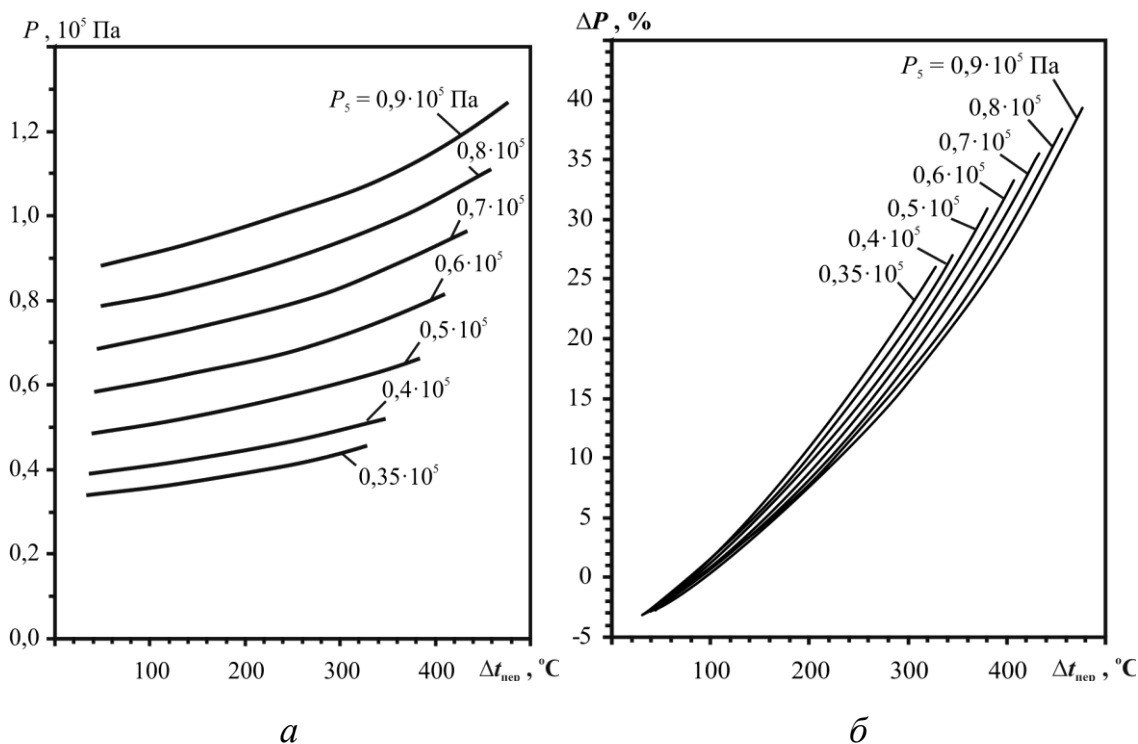


Рис. 6.5. Залежності тиску на виході з термопресора P (а) і відносного приросту тиску ΔP (б) в аеротермопресорі від перегріву $\Delta t_{\text{пер}}$ при різних тисках P_5 після турбіни перерозширення (на вході аеротермопресора) і температурі газів перед турбіною перерозширення $t_4 = 550$ °С.

Як видно з рис. 6.4,б і рис. 6.5,б, відносний приріст тиску ΔP тим більше, чим вище температурний перепад $\Delta t_{\text{пер}}$ і початковий тиск в аеротермопресорі P_5 (після турбіни перерозширення).

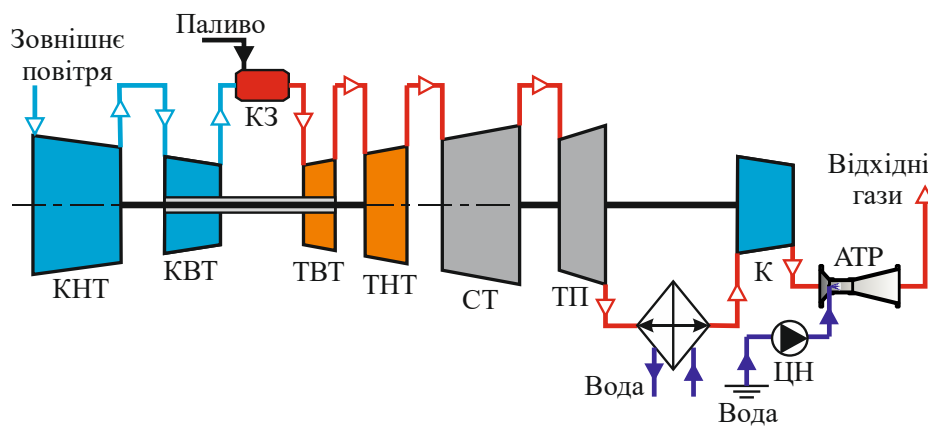
Результати розрахунків показують можливість підвищення корисної потужності ГТУ за рахунок застосування турбіни перерозширення з компресором і аеротермопресором на 23 % в порівнянні з потужністю базової ГТУ UGT-2500 при температурі газу на вході в турбіну перерозширення $t_4 = 450$ °С і $\Delta N = 33$ % при $t_4 = 550$ °С. При цьому тиск газу на виході з турбіни перерозширення, при якому установка може працювати без компресора, в першому випадку складає $P_5 = 0,76 \cdot 10^5$ Па, а во второму – $P_5 = 0,66 \cdot 10^5$ Па, спрацьований у аеротермопресорі перепад температур $\Delta t_{\text{пер}}$ по газу повинен бути не менше ніж 300 °С.

Масова частка упорснutoї в аеротермопресор води складає 8–11%, при цьому на повне випаровування необхідно 3,0–4,5% (5,0–6,5% із середнім діаметром 15

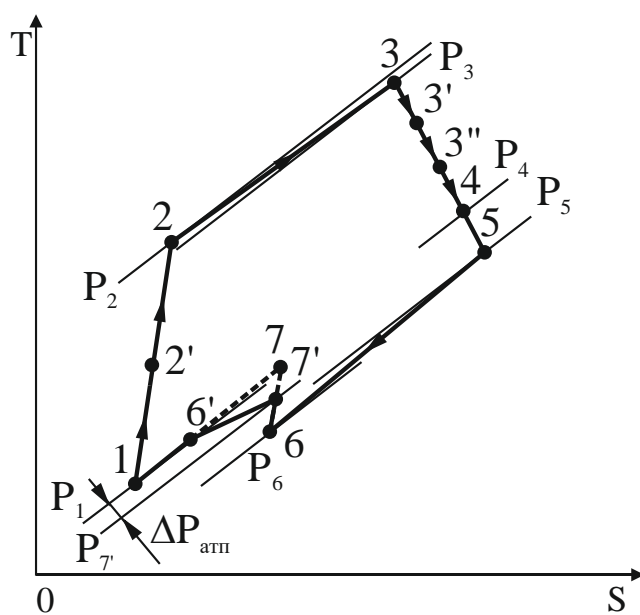
мкм іде в проточну частину компресора для забезпечення ізотермування процесу стиснення). Вода для аеротермопресора використовується дистильована, а оскільки на судні для її виробництва необхідно затрачувати додаткову кількість енергії в опріснювальній установці, то звідси і не такий значний приріст $\eta_{\text{ГТУ}}$ ГТУ: $\Delta\eta_{\text{ГТУ}} = 11\%$ для $t_1 = 450\text{ }^\circ\text{C}$ і $\Delta\eta_{\text{ГТУ}} = 16\%$ для $t_1 = 550\text{ }^\circ\text{C}$. Для ГТУ UGT-2500 додаткова витрата пари на опріснювальну установку – 16–17 кг/с (60–62 т/год), що складає 0,54–0,56 кг на 1 кг парогазової суміші виходить з дифузора аеротермопресора. Тому таку схему установки доцільно застосовувати у разі наявності джерел прісної води не вимагаючих додаткових витрат на її отримання.

Як альтернативний варіант можна запропонувати комбіновану схему установки з аеротермопресором встановленим після компресора (рис. 6.6). В такій установці газ після турбіни перерозширення охолоджується в охолоджувачі і стискається в компресорі до тиску не вище $0,9 \cdot 10^5$ Па, після чого поступає в аеротермопресор, де стискається до тиску рівного атмосферному. Така схема дозволяє зменшити витрату води, уприскуваної в аеротермопресор, до $g = 0,05$ (5 %). Така схема дозволяє забезпечити приріст корисної потужності ГТУ в 14 %.

Також було проаналізовано робота аеротермопресорного контуру в складі наступних ГТУ із малою потужністю (табл. 6.1): ГТГ100К (НВКГ "Зоря-Машпроект", Україна), CapstoneC200 ("Capstone Turbine Corporation", США), Toyota 300A ("Toyota turbine system", Японія).



а)



б)

Рис. 6.6. Схема та цикл установки з турбіною перерозширення після термопресора: а) – схема; б) – цикл; ГТ – турбіна ГТУ; КС – камера згоряє; Т – турбіна перерозширення; К1, К2 – компресор; ТП – термопресор; ОГ – охолоджувач газу.

Табл. 6.1. Характеристики ГТУ

ГТУ	ГТГ100К	Capstone C200	Toyota 300A
Виготівник	"НВКГ "Зоря"- "Машпроект", Україна	"Capstone Turbine Corporation", США	"Toyota turbine system", Японія
Потужність N_e , кВт	100	200	300
ККД η_e , %	14,6	19,0	22,5
Питома витрата палива b_e , г/кВт·ч	575	442	373
Витрата повітря $G_{п}$, кг/с	1,36	1,85	2,30
Ступінь підвищення тиску π_k	5,5	3,5	7,5
Температура газу перед турбіною T_3 , К	1093	1089	1350

Вихідні дані для розрахунку: температура і витрата газу за ГТУ приймалася відповідно до характеристик ГТУ (рис. 6.7), наведеними в залежності від температури повітря на вході в компресор ГТУ. Температура газу за аеротермопресором приймалася рівною $t_6' = 50$ °С.

Застосування турбіни перерозширення знижує температуру газу t_{r2} на виході з ГТУ на 50–60 °С (рис. 6.8), проте, тепловий потенціал відхідних газів для застосування в аеротермопресорі досить великий: ГТГ100К – $t_{r2} = 440$ – 480 °С, Capstone C200 – 420–470 °С, Toyota 300A – 400–440 °С. При спрацьовуванні в аеротермопресорі перепаду температур по газу (знімаємий перегрів $\Delta t_{атп}$), від температури t_{r2} на вході – до 50 °С на виході з аеротермопресора, можливо отримання значного збільшення тиску (рис. 6.9).

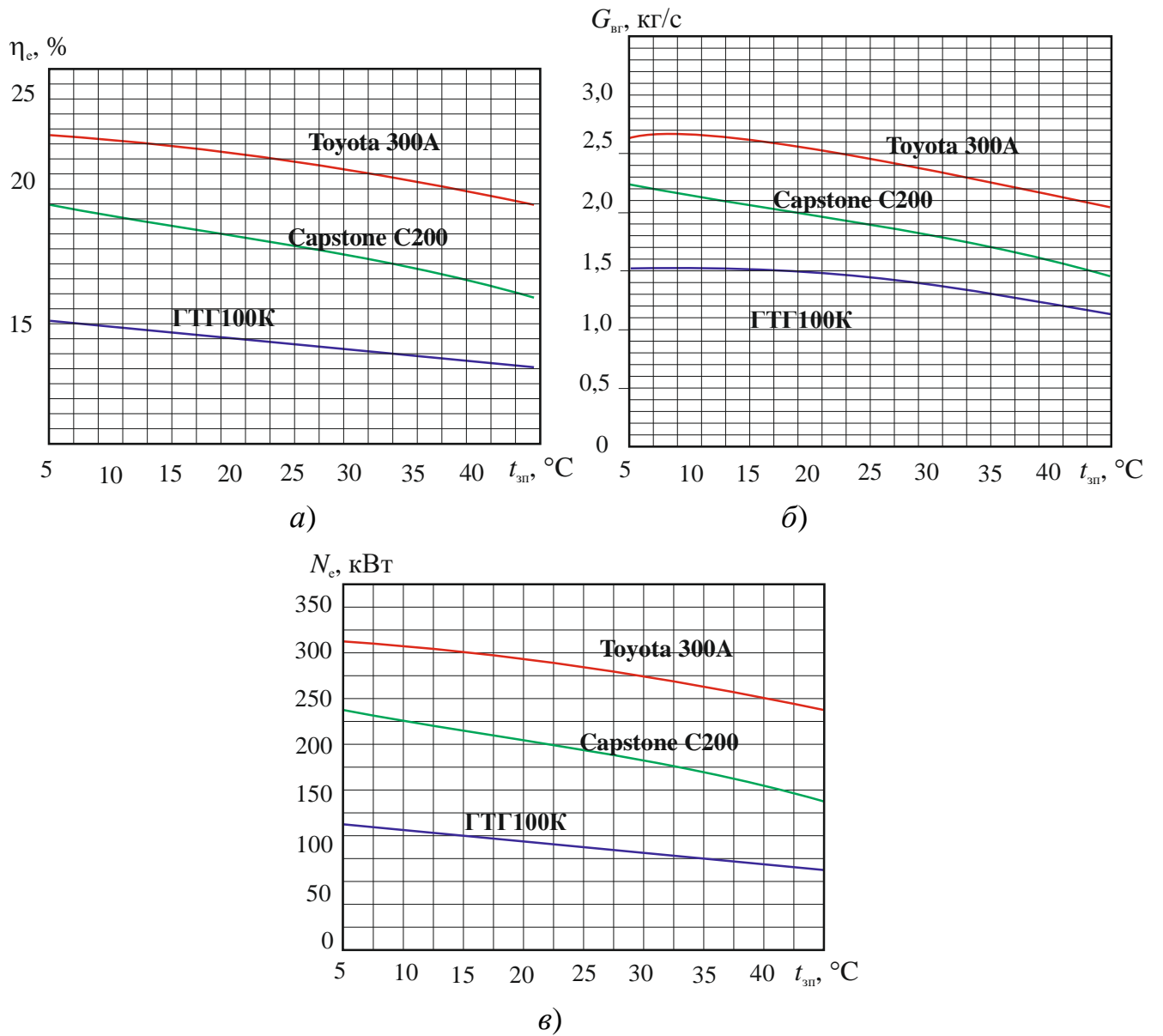


Рис. 6.7. Залежності ККД η_e (а), витрата відхідних газів $G_{вг}$, ефективної потужності N_e (в) ГТУ від температури повітря на вході $t_{зп}$ для різних ГТУ.

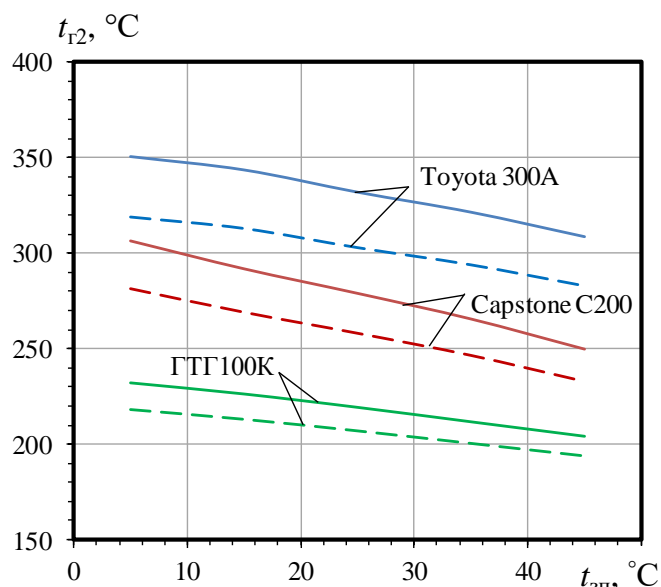


Рис. 6.8. Залежності температури відхідних газів за ГТУ t_{r2} від температури повітря на вході $t_{зп}$ для різних ГТУ: _____ – без турбіни перерозширення; _____ – з турбіною перерозширення.

Збільшення тиску в аеротермопресорі становить для ГТГ100К – $\Delta P_{атп} = 36\text{--}40\%$, Capstone C200 – $35\text{--}38\%$, Toyota 300A – $32\text{--}36\%$. Досить великий перепад тиску пояснюється, великим перепадом температур в аеротермопресорі, який становить $\Delta t_{атп} = 350\text{--}430$ °C. Збільшення тиску в аеротермопресорі дозволяє знизити тиск за турбіною перерозширення $P_{атп2}$ (рис. 6.9, б): ГТГ100К – $(0,725\text{--}0,745) \cdot 10^5$ Па, CapstoneC200 – $(0,730\text{--}0,755) \cdot 10^5$ Па, Toyota 300A – $(0,745\text{--}0,765) \cdot 10^5$ Па. Це дозволяє збільшити степінь розширення турбіни $\pi_{тп}$ з відповідним збільшенням роботи на робочих лопатках і потужності турбіни N_T (рис. 6.10): ГТГ100К – $60\text{--}70$ кВт, Capstone C200 – $75\text{--}90$ кВт, Toyota 300A – $95\text{--}105$ кВт. При температурах $t_{зп} = 15\text{--}20$ °C видно, що значення потужності максимальне, що пояснюється протилежним поведінкою величин від яких залежить N_T : витрата газів, що відходять G_r при збільшенні $t_{зп}$ зменшується, а температура t_{r2} збільшується з відповідним збільшенням тиску $\Delta P_{атп}$ в аеротермопресорі.

Отримання додаткової потужності в турбіні перерозширення збільшує загальну потужність ГТУ в порівнянні з базовою (рис. 6.11): ГТГ100К – $10\text{--}20$ кВт (9–18%), CapstoneC200 – $25\text{--}50$ кВт (11–20%), Toyota 300A – $50\text{--}75$ кВт (16–24%). Масова частка води, що упорскується в аеротермопресорі становить $g_w = 0,03\text{--}0,10$ (3–10%)

при середньому діаметрі крапель на виході з аеротермопресора (вхід в проточну частину компресора) – 15 мкм. З рис. 6.11, можна зробити висновок про те, що застосування аеротермопресора спільно з турбіною перерозширення більш ефективно при невеликих потужностях ГТУ, оскільки турбін такого типу відповідає більш високі температури газу на виході t_{r2} , а звідси, і більш високі значення $\Delta P_{атп}$.

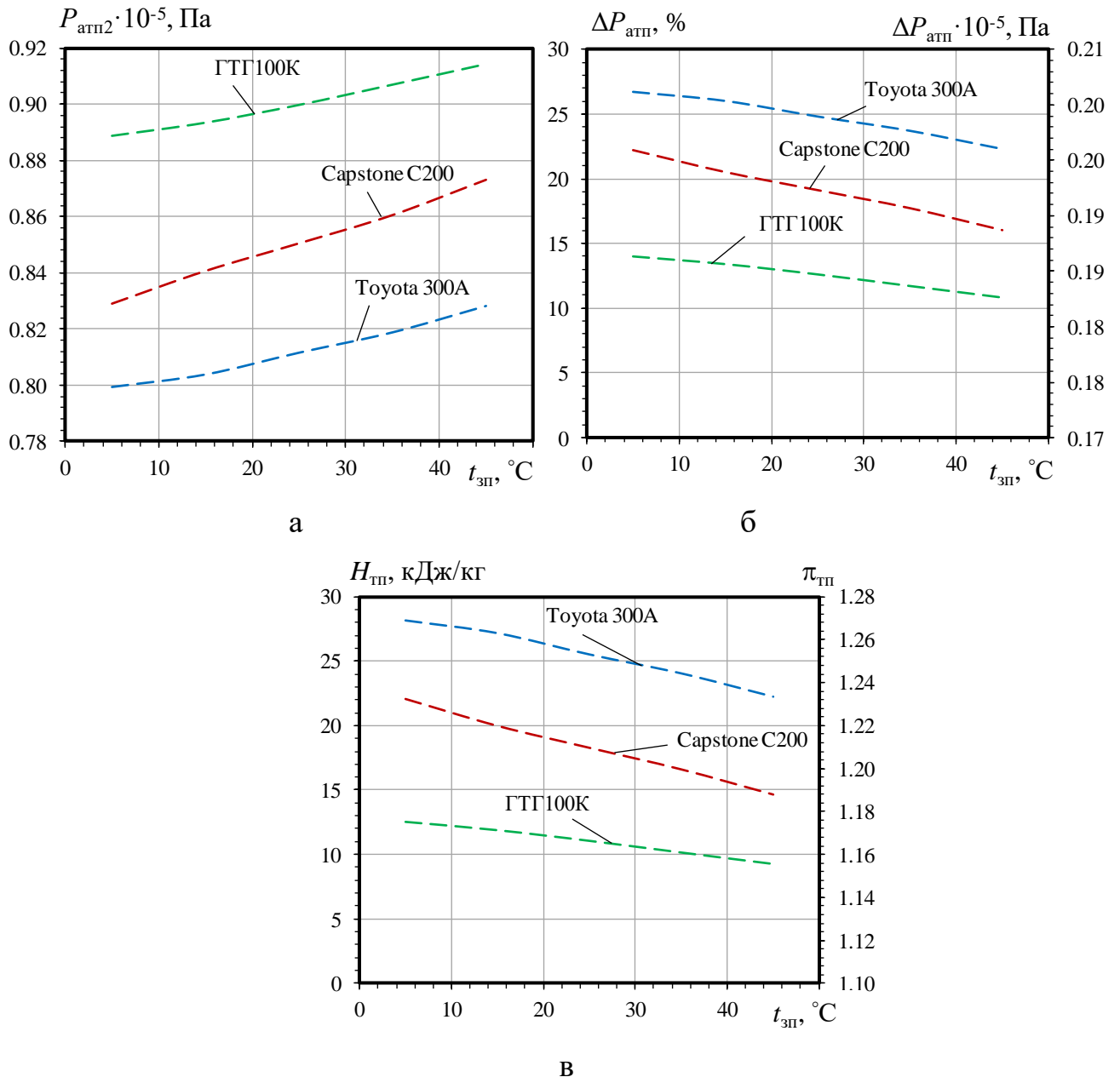


Рис. 6.9. Залежності тиску на виході з турбіни перерозширення (вхід в сопло аеротермопресора) $P_{атп2}$ (а), збільшення тиску в аеротермопресорі $\Delta P_{атп}$ (б), роботи турбіни перерозширення $H_{тп}$ і степені розширення в турбіні $\pi_{тп}$ (в) від температури повітря на вході $t_{зп}$ для різних типів ГТУ.

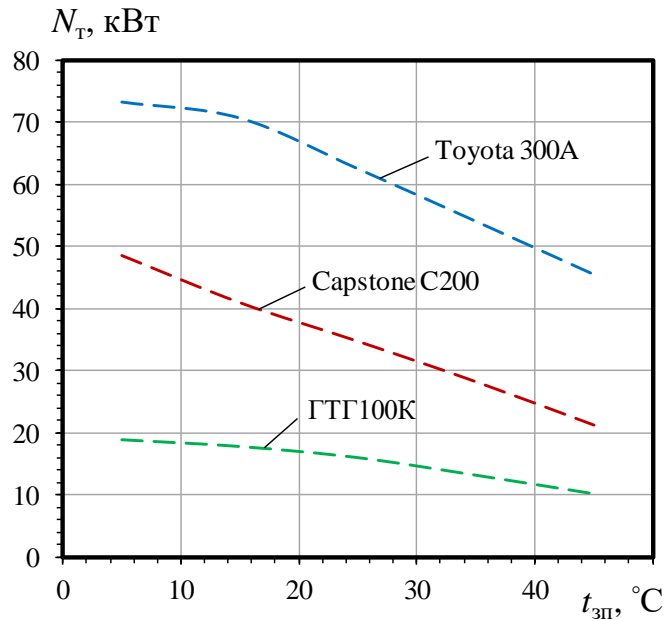


Рис. 6.10. Залежності потужності турбіни перерозширення N_T від температури повітря на вході $t_{зп}$ для різних типів ГТУ.

Необхідно також додати, що результати теоретичного дослідження добре узгоджуються з експериментальними даними, отриманими в роботах [221, 222], де показано збільшення тиску відхідних газів ГТУ апаратами аеротермопресорного типу на 10–25%.

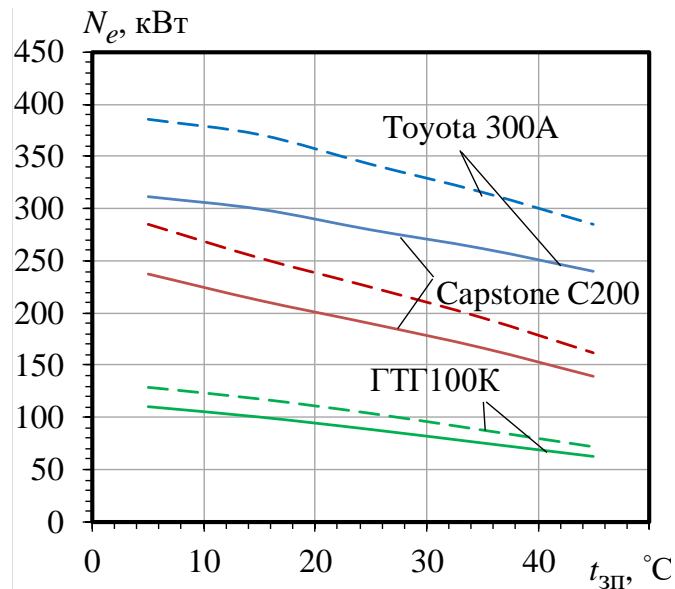


Рис. 6.11. Залежності потужності N_e ГТУ від температури повітря на вході $t_{зп}$ для різних типів ГТУ: _____ – без турбіни перерозширення; _____ – з турбіною перерозширення.

6.2. Аналіз ефективності проміжного охолодження повітря в ГТУ застосуванням аеротермопресорних технологій.

Як вказувалося раніше проміжне охолодження циклового повітря ГТУ можливо здійснити, принаймні, двома шляхами [138]: зовнішнім охолодженням через поверхню теплообміну (рис. 6.12) та контактним охолодженням при упорскуванні диспергованої води в циклове повітря на вході в компресор або по ходу його повітряного тракту. В ГТУ із зовнішнім проміжним охолодженням повітря, з високою температурою після ступеня або частини ступенів компресора, охолоджується водою у проміжному поверхневому теплообміннику-охолоджувачі та надходить до другої частини компресора (рис. 6.12).

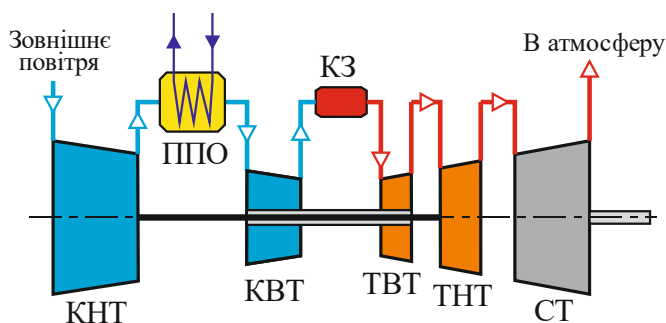


Рис. 6.12. ГТУ з проміжним охолодженням повітря в поверхневому повітроохолоджувачі: КНТ – компресор низького тиску; КВТ – компресор високого тиску; КЗ – камера згоряння; ППО – поверхневий повітроохолоджувач; ТВТ – турбіна високого тиску; ТНТ – турбіна низького тиску; СТ – силова турбіна.

На рис. 6.13 наведено термодинамічний цикл такої ГТУ в $T(S)$ -координатах (температура-ентропія). Особливістю даного циклу, на відміну від циклу ГТУ простої схеми, є те, що процес підвищення тиску повітря в компресорі носить ступінчастий характер. В даному циклі: процес 1–2 – політропне стиснення повітря в першому ступені компресора; процес 2–3 – охолодження повітря водою в проміжному повітроохолоджувачі; процес 3–4 – політропне стиснення повітря в другому ступені компресора; 4–5 – підвід теплоти в камері згоряння при практично постійному тиску; 5–6 – політропне розширення газу в ступенях турбіни; 6–1 – умовний процес, що замикає цикл.

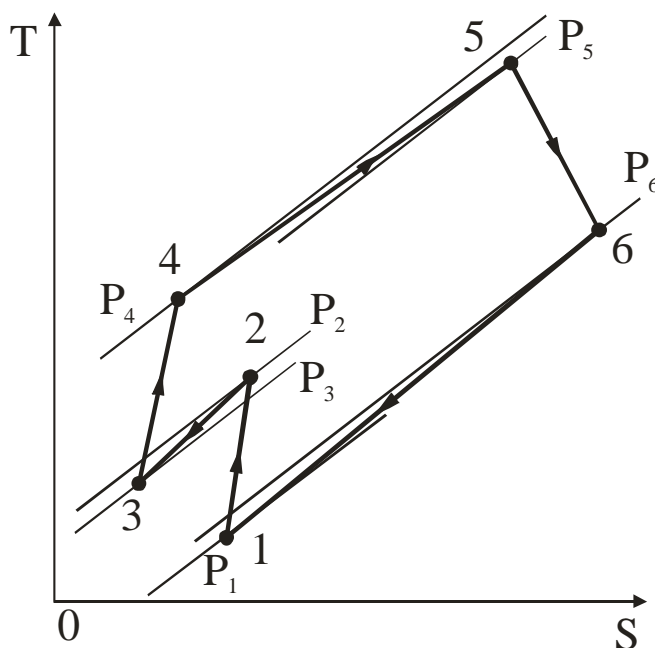


Рис. 6.13. Термодинамічний цикл ГТУ з проміжним охолодженням повітря в поверхневу повітроохолоджувачі.

В процесі охолодження температура повітря знижується до температури T_3 , яка може бути $T_3 \leq T_1$. При цьому величина недоохолодження може складати $\Delta_{\text{ох}} = (T_3 - T_1) = 5\text{--}35\text{ }^\circ\text{C}$ [138]. Тиск повітря на вході в другий ступінь компресора P_3 буде меншим, ніж тиск нагнітання P_2 в першому ступені через аеродинамічні втрати тиску в проміжному повітроохолоджувачі. Такі втрати тиску складають за різними оцінками $\Delta P_1 = (P_2 - P_3) = 3,0\text{--}3,5\text{ кПа}$.

Застосування проміжного охолодження в ГТУ із поверхневими повітроохолоджувачами дозволяє досягати значень ККД в 32–38 % при питомій потужності відповідно 180–300 кВт/(кг/с) [138], при цьому степінь підвищення тиску в компресорі для сучасних ГТУ складає $\pi_{\text{к}} = 25\text{--}32$.

Застосування контактного охолодження циклового повітря має ряд переваг на відміну від поверхневого. До таких переваг слід віднести: підвищення потужності ГТД за рахунок збільшення витрати робочого тіла; більше підвищення ККД за рахунок більш низького охолодження циклового повітря; зменшення викидів оксидів азоту (екологічне зволоження).

Для забезпечення ефективного контактного проміжного охолодження циклового повітря ГТУ можливе використання такого струминного апарату як

аеротермопресор. Застосування аеротермопресора для контактного проміжного охолодження циклового повітря ГТУ забезпечить ефективне дрібно-дисперсне розпилення рідини в потоці повітря з одного боку і певне збільшення тиску цього потоку з іншого. Зважаючи на це, розглянемо більш детально можливі варіанти застосування аеротермопресора у складі ГТУ.

Встановлення проміжного охолоджувача повітря в ГТУ можливо двома способами: 1) між ступенями високого та низького тиску компресора; 2) між каскадами компресора низького тиску. При застосування другого способу, компресор по суті є не двох, а трьохступінчастим, причому перша (низького тиску) і друга (середнього тиску) ступені компресора приводяться однією турбіною низького тиску.

За аналогічними схемами можливо встановити і аеротермопресор. Схема із встановлення аеротермопресора між ступенями компресора (високого і низького тиску) наведена на рис. 6.14, а, і схема із встановленням аеротермопресора між каскадами компресора низького тиску наведена на рис. 6.14, б.

На рис. 6.15 показано теоретичний термодинамічний цикл такої ГТУ. Особливістю такого циклу є те, що процес охолодження повітря 2-3а супроводжується не зниженням тиску (в наслідок аеродинамічного опору), а його підвищенням на $\Delta P_{\text{атп}} = (P_{3a} - P_2)$. З циклу можна побачити, що охолодження в аеротермопресорі можливо до температури дещо вищої ($t_{3a} = 50\text{--}70\text{ }^\circ\text{C}$) ніж в поверхневому повітроохолоджувачі, де температура повітря на виході із урахування недоохолодження буде становити $t_3 = 25\text{--}50\text{ }^\circ\text{C}$.

Але слід відзначити, що охолодження в аеротермопресорі супроводжується підвищенням тиску, що дає можливість компенсувати аеродинамічні втрати в порівнянні зі схемою на рис. 6.13 і навіть трохи збільшити цей тиск. Розрахунки показують можливість підвищення тиску на $\Delta P_{\text{атп}} = (P_{3a} - P_2) = 4\text{--}12\text{ } \%$ (рис. 6.16). З рис. 6.17 видно, що площа фігури, яка обмежує процеси циклу, у випадку із охолодженням аеротермопресором буде більше, ніж з поверхневим повітроохолоджувачем, тобто $S_{1-2-3a-4a-5-6} > S_{1-2-3-4-5-6}$, що свідчить про збільшення ККД циклу, і може становити $\Delta \eta_e = 1,0\text{--}2,0\text{ } \%$ (рис. 6.16).

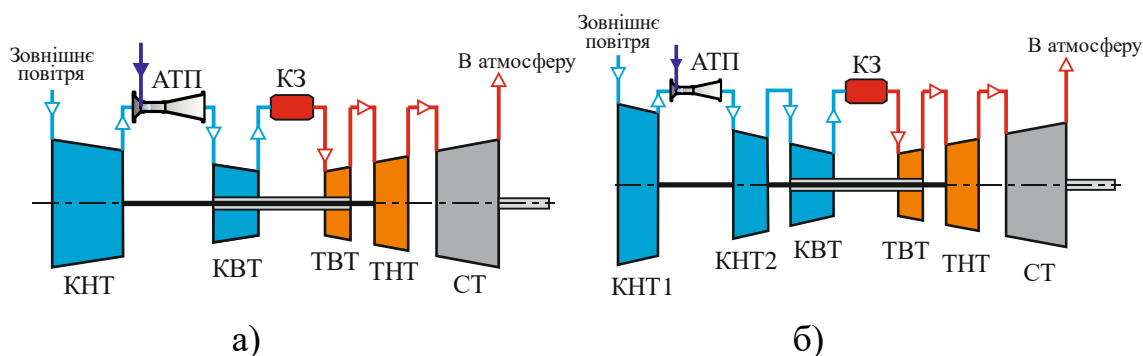


Рис. 6.14. Схема ГТУ з проміжним охолодженням повітря в аеротермопресорі між ступенями низького та високого тиску в компресорі (а) і між каскадами компресора низького тиску (б): КНТ – компресор низького тиску; АТП – аеротермопресор; КВТ – компресор високого тиску; КЗ – камера згоряння; ТВТ – турбіна високого тиску; ТНТ – турбіна низького тиску; СТ – силова турбіна.

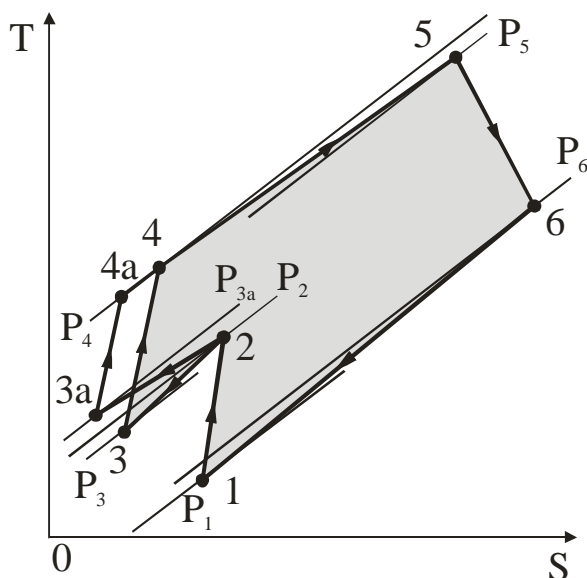


Рис. 6.15. Термодинамічний цикл ГТУ з проміжним охолодженням повітря в аеротермопресорі.

Враховуючи доцільність наведених на рис. 6.14 схем, можна запропонувати схему (рис. 6.17), що поєднає обидва способи встановлення аеротермопресора по тракту компресора ГТУ.

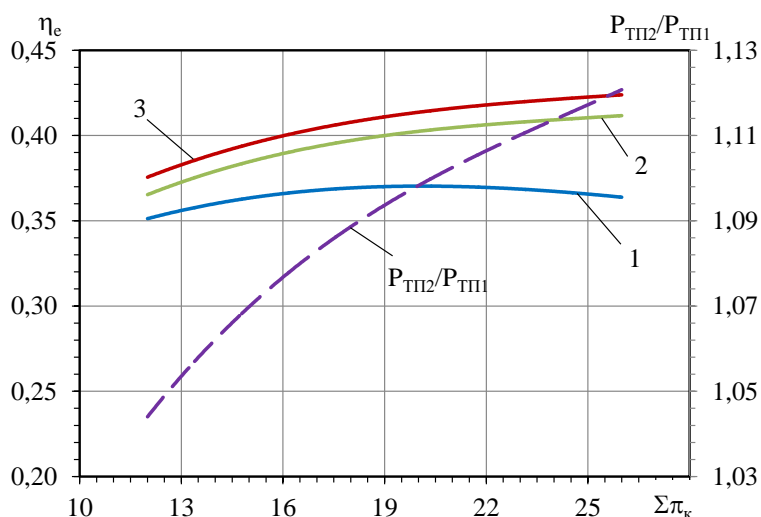


Рис. 6.16. Залежності ККД циклу ГТУ η_c і відносного підвищення тиску в аеротермопресорі ($P_{атп2}/P_{атп1}$) від загальної ступені підвищення тиску компресора $\Sigma \pi_k$: _____ – η_c ; - - - - - ($P_{атп2}/P_{атп1}$); 1 – схема ГТУ без проміжного охолодження; 2 – схема ГТУ із проміжним охолодженням в поверхневому повітроохолоджувачі; 3 – схема ГТУ із проміжним охолодженням в аеротермопресорі.

В цьому випадку в процесах охолодження 2-3a і 2a-3b (рис. 6.18) в аеротермопресорах температура повітря на виході буде вищою, ніж при охолодженні в поверхневих повітроохолоджувачах: $T_{3a} > T_3$ (аеротермопресор першого ступеня) і $T_{3b} > T_3'$ (аеротермопресор другого ступеня). Але оскільки тиск повітря за аеротермопресорними ступенями охолодження буде дещо вищий ($P_{3a} > P_3$ і $P_{3b} > P_3'$), то площа фігури, яка обмежує процеси циклу із аеротермопресором буде більшою, тобто $S_{1-2-3a-2a-3b-4a-5-6} > S_{1-2-3-2'-3'-4-5-6}$ (1-2-3-2'-3'-4-5-6 відповідає циклу із охолодженням в поверхневих повітроохолоджувачах). Це може свідчити про більшу ефективність циклу та, відповідно, більшому ККД.

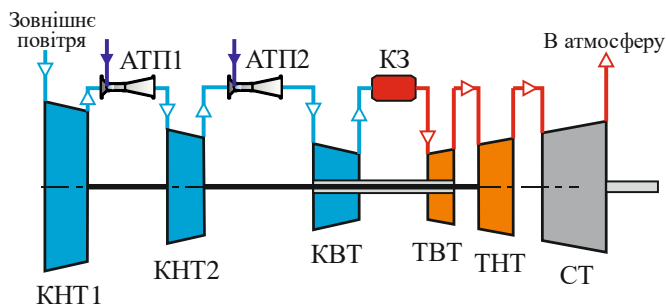


Рис. 6.17. Схема ГТУ з проміжним охолодженням повітря в аеротермопресорі між ступенями низького середнього та високого тиску в компресорі.

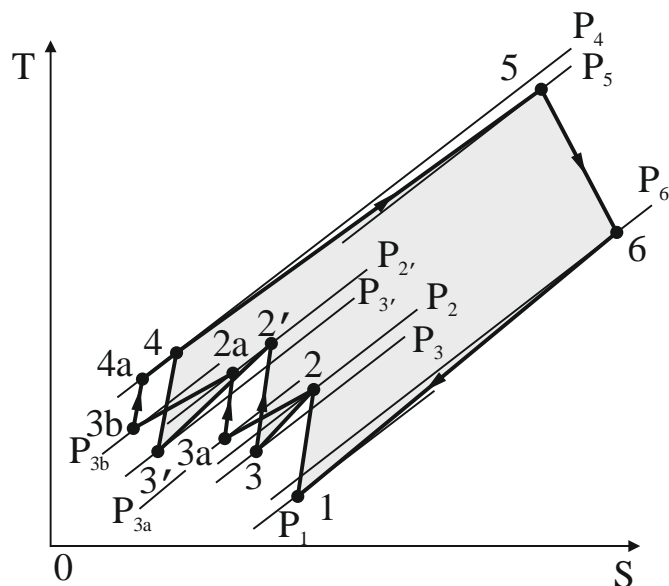


Рис. 6.18. Термодинамічний цикл ГТУ з проміжним охолодженням повітря в аеротермопресорі між ступенями низького середнього та високого тиску в компресорі.

Використання для охолодження циклового повітря аеротермопресора, за рахунок утилізації теплоти вторинних енергетичних ресурсів, має ряд переваг, а саме:

- 1) для прискорення повітряного потоку до швидкості, близької звуковій, і випаровування води при мінімальном аеродинамічному опорі використовується тепловий потенціал вторинних енергетичних ресурсів;
- 2) висока швидкість потоку (біля звукової) забезпечує більш ефективний розпил рідини, ніж в традиційних контактних способах охолодження циклового повітря;

3) підвищення тиску повітря в аеротермопресорі дозволяє компенсувати аеродинамічні втрати по повітряному тракту і зменшити роботу на стиснення в ступенях компресора;

4) при контактному охолодженні збільшується витрата робочого тіла, і як наслідок, збільшується потужність ГТУ;

5) аеротермопресор – більш компактний та конструктивно і технологічно простий в порівнянні із традиційними поверхневими повітроохолоджувачами.

Для визначення ефективності проміжного охолодження повітря мікротурбінних установок упорскуванням води аеротермопресором, у якості базових, взято наступні схеми ГТУ: схема 1 – проста схема ГТУ (рис. 6.19); схема 2 – схема ГТУ з регенерацією теплоти (рис. 6.20); схема 3 – складна схема ГТУ із триступінчастим стисненням повітря в компресорі та двоступінчастим розширенням газу в турбіні (рис. 6.21).

При аналізі схемних рішень ГТУ приймалися наступні вхідні дані: діапазон температур зовнішнього повітря на вході – $t_{зп} = 15\text{--}50\text{ }^{\circ}\text{C}$; загальна степінь підвищення тиску в компресорі – $\pi_k = 16,0$; температура продуктів згоряння палива на виході з камери згоряння – $t_3 = 1150\text{ }^{\circ}\text{C}$; паливо – природній газ ($Q_{нр}^p = 50056\text{ кДж/кг}$); ступінь регенерації теплоти – $\sigma_{рег} = 0,9$.

Введення води із застосуванням аеротермопресора в циклове повітря ГТУ можна запропонувати за наступними схемними рішеннями: схема 4 – аеротермопресор встановлено за регенератором теплоти (рис. 6.22); схема 5 – аеротермопресор встановлено між ступенями стиснення компресора (рис. 6.23).

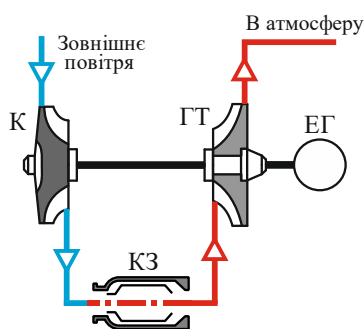


Рис. 6.19. Схема ГТУ (простий цикл): К – компресор; КЗ – камера згоряння; ГТ – газова турбіна; ЕГ – електрогенератор.

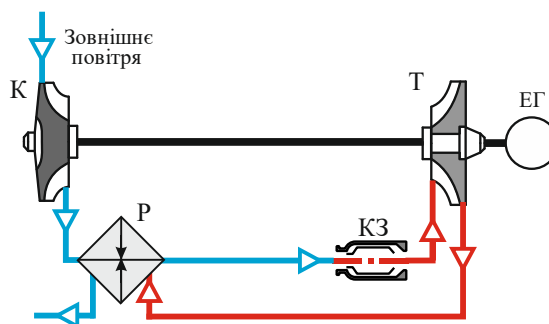


Рис. 6.20. Схема ГТУ із регенерацією теплоти: К – компресор; Т – турбіна; КЗ – камера згоряння; Р – регенеративний теплообмінник; ЦН – циркуляційний насос; ЕГ – електрогенератор.

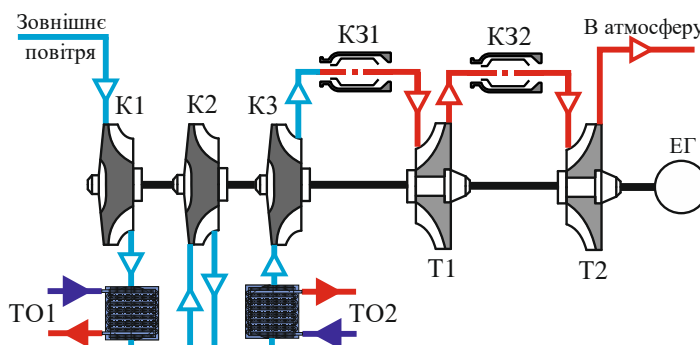


Рис. 6.21. Схема багатоступінчастої ГТУ: К1, К2, К3 – компресори першого, другого і третього ступенів; Т1, Т2 – турбіни першого і другого ступенів; ТО1, ТО2 – теплообмінники першого і другого ступенів; КЗ1, КЗ2 – камери згоряння першого і другого ступенів; ЕГ – електрогенератор.

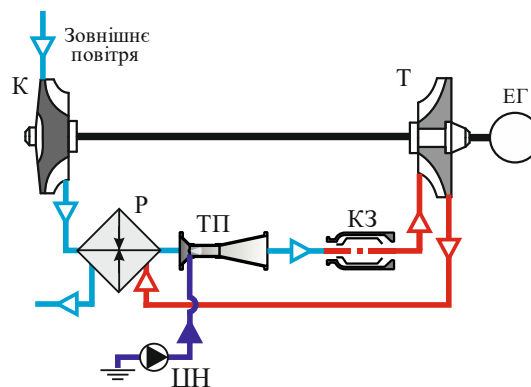


Рис. 6.22. Схема ГТУ з регенерацією теплоти й упорскуванням води аеротермопресором: К – компресор; Т – турбіна; ТП – аеротермопресор; КЗ – камера згоряння; Р – регенеративний теплообмінник; ЦН – циркуляційний насос; ЕГ – електрогенератор.

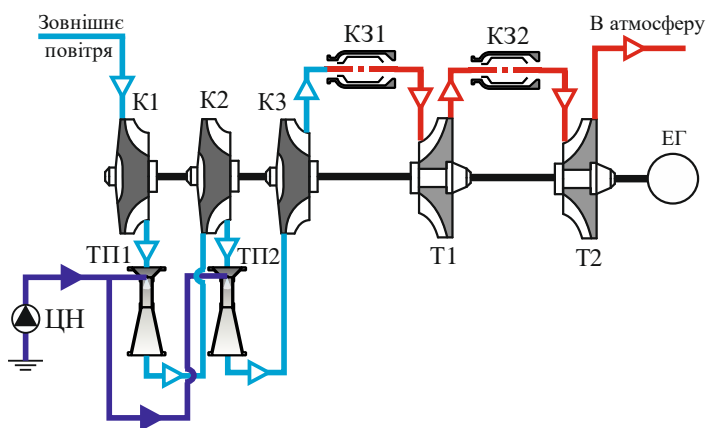


Рис. 6.23. Схема ступінчастої ГТУ із застосуванням аеротермопресора між ступеня компресора: К1, К2, К3 – компресори першого, другого і третього ступенів; Т1, Т2 – турбіни першого і другого ступенів; ТП1, ТП2 – аеротермопресори першого і другого ступенів; К31, К32 – камери згоряння першого і другого ступенів; ЕГ – електрогенератор.

В якості базової для розрахунків ГТУ прийнято мікротурбіну із номінальною потужністю $N_n = 100$ кВт. На сьогодні провідними виробниками мікротурбін є Alstom, General Electric, Kawasaki, MAN TURBO AG, Mitsubishi Heavy Industries, Rolls-Royce, SIEMENS, Solar Turbines, Turbomach, Capstone-Calnetix та інші.

Результати розрахунків наведених схемних рішень показали, що зниження температури повітря за регенеративним теплообмінником в результаті випарного охолодження в аеротермопресорі становить $170\text{--}175$ °С (рис. 6.24), що забезпечує підвищення тиску повітря на величину $\Delta P_{\text{атп}(4)} = 1,18\text{--}1,21$. Кількість води, що необхідно для забезпечення неповного випаровування становить $g_w = 8\text{--}11$ % від витрати повітря через компресор. Підвищення тиску в аеротермопресорі забезпечує зменшення роботи на стиснення в компресорі, а додаткова кількість води, що упорскується, дозволяє отримати більшу потужність турбіни. Застосування цієї схеми дозволяє підвищити ККД ГТУ з регенерацією теплоти на величину $\Delta \eta_e = 0,5\text{--}2,0$ % в залежності від температури зовнішнього повітря, а зменшення питомої витрати палива при цьому становить $\Delta b_e = 4\text{--}10$ г/(кВт·год).

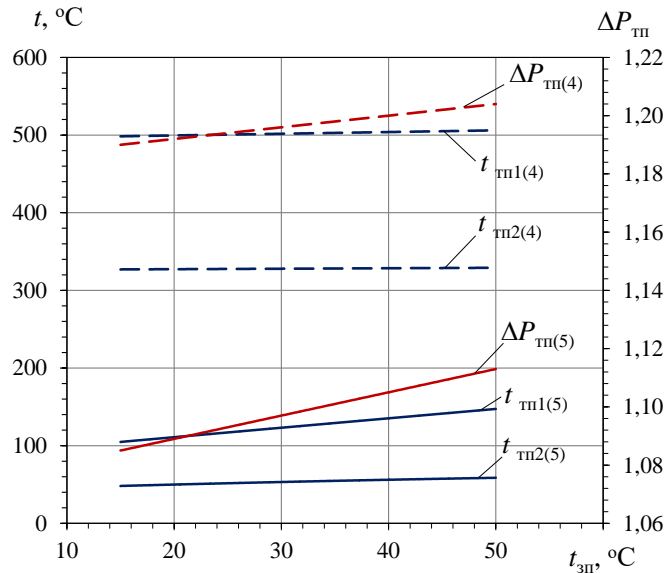


Рис. 6.24. Залежності температури до і після аеротермопресора $t_{атп1}$, $t_{атп2}$, а також степені підвищення тиску в аеротермопресорі $\Delta P_{атп}$ від температури зовнішнього повітря $t_{зп}$: _ _ _ _ - схема 4 (аеротермопресор встановлено за регенератором теплоти); _____ - схема 5 (аеротермопресор встановлено між ступеннями стиснення компресора).

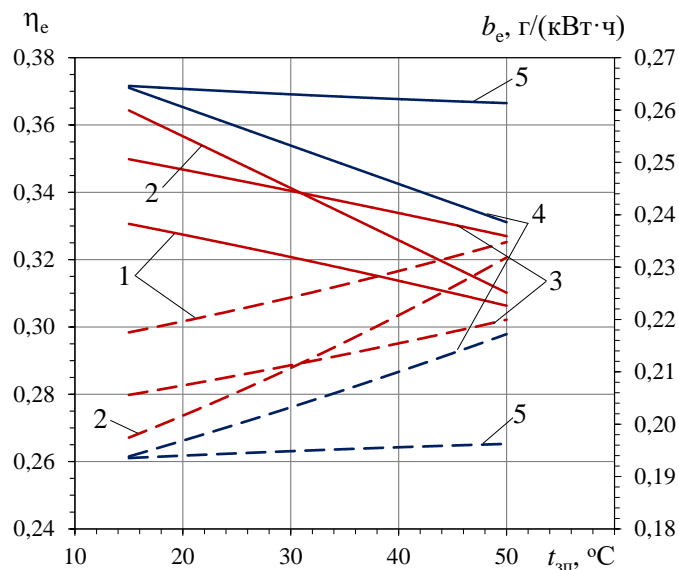


Рис. 6.25. Залежності коефіцієнта корисної дії ГТУ η_e і питомої витрати палива b_e від температури зовнішнього повітря $t_{зп}$: _____ - η_e ; _ _ _ _ - b_e ; 1 – проста схема ГТУ; схема 2 – схема ГТУ з регенерацією теплоти; схема 3 – складна схема ГТУ із триступінчастим стисненням повітря в компресорі та двоступінчастим розширенням газу в турбіні; схема 4 – аеротермопресор встановлено за регенератором теплоти; схема 5 – аеротермопресор встановлено між ступеннями стиснення компресора.

Зниження температури повітря між ступенями компресора (схема 5) в результаті випарного охолодження в аеротермопресорі становить 60–110 °С (рис. 6.24), що забезпечує підвищення тиску повітря на величину $\Delta P_{\text{атп}(5)} = 1,00\text{--}1,12$. Сумарна кількість води, що упорскується за першим і другим ступенями компресора становить 5–7 % від витрати повітря через компресор. Зменшення роботи на стиснення в компресорі та додаткова кількість води, що упорскується в схемі 5 дозволяє підвищити ККД ГТУ на $\Delta \eta_e = 2,0\text{--}4,0$ % (рис. 6.25), а зменшення питомої витрати палива при цьому становить $\Delta b_e = 10\text{--}20$ г/(кВт·год).

Наступним розвитком запропонованих схемних рішень може бути застосування аеротермопресора для проміжного охолодження в більш складних схемах ГТУ, наприклад, у двовальних установках (рис. 6.26).

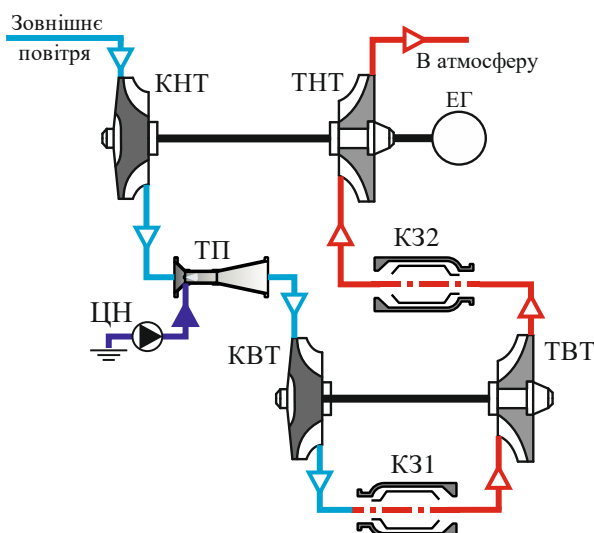


Рис. 6.26. Схема двовальної ГТУ із застосуванням аеротермопресора між ступенями компресора: КНТ – компресор низького тиску; КВТ – компресор високого тиску; КЗ1, КЗ2 – камери згоряння; ТНТ – турбіна низького тиску; ТВТ – турбіна високого тиску; ТП – аеротермопресор; ЦН – циркуляційний насос; ЕГ – електрогенератор.

Застосування аеротермопресора можливо в якості багатofункціонального апарату для вирішення одночасно декількох завдань: охолодження циклового повітря; підвищення тиску циклового повітря; ефективне високо-дисперсне розпилювання рідини.

Для ГТУ великих потужностей ($N_e > 1000$ кВт) для виконання цих функцій, (як і у випадку мікротурбін) аеротермопресор доцільно встановлювати між компресорами газотурбінної установки (рис. 6.27), замість поверхневого або контактного охолоджувача повітря, а також перед камерою згоряння в циклі газотурбінної установки з регенерацією теплоти (рис. 6.28).

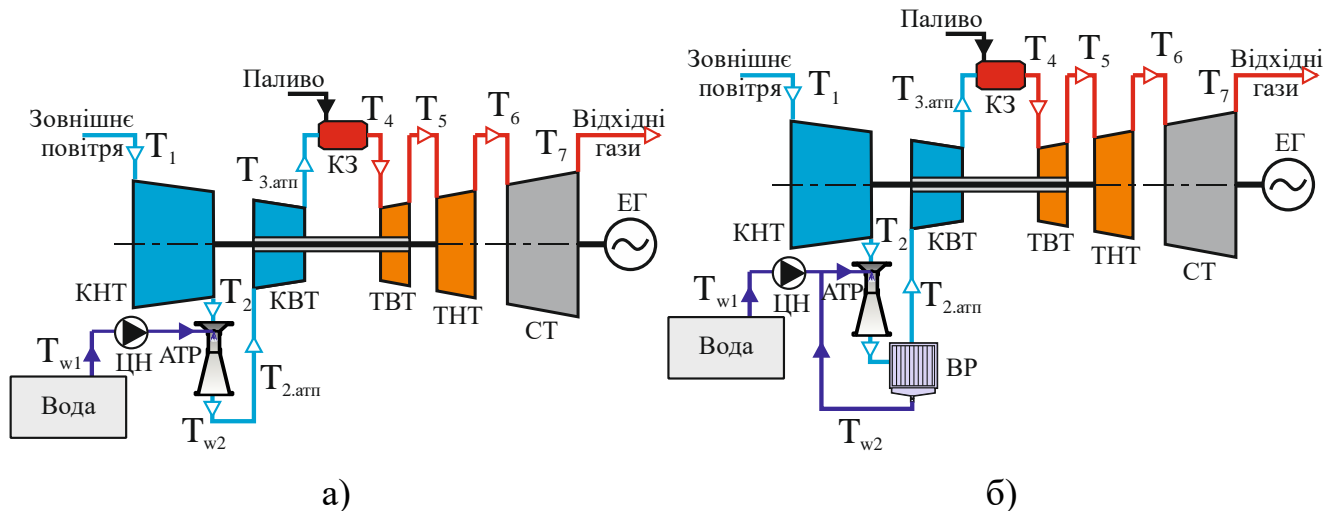


Рис. 6.27. Схема ГТУ з проміжним охолодженням повітря в аеротермопресорі між: а) – неповне випаровування рідини в аеротермопресорі, в компресор надходить високодисперсний потік (надлишок води $\Delta g_w = 5-10\%$); б) – неповне випаровування рідини в аеротермопресорі, зайва рідини сепарується (надлишок води $\Delta g_w = 3-4\%$); КНТ – компресор низького тиску; АТР – аеротермопресор; КВТ – компресор високого тиску; КЗ – камера згоряння; ТВТ – турбіна високого тиску; ТНТ – турбіна низького тиску; СТ – силова турбіна; ЕГ – електрогенератор; ВР – віддільник рідини.

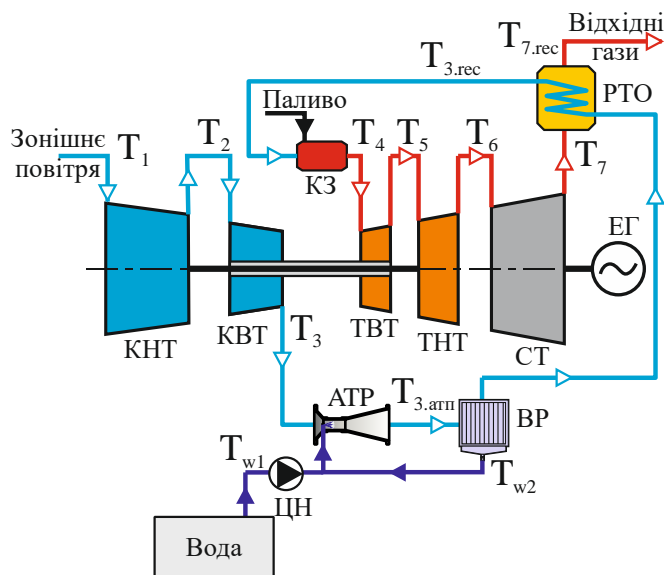


Рис. 6.28. Схема ГТУ з регенерацією теплоти та аеротермопресором: КНТ – компресор низького тиску; АТР – аеротермопресор; КВТ – компресор високого тиску; КЗ – камера згоряння; ТВТ – турбіна високого тиску; ТНТ – турбіна низького тиску; СТ – силова турбіна; ЕГ – електрогенератор; ВР – віддільник рідини.

При аналізі схемних рішень підвищення ефективності газотурбінних установок розглядають відомі класичні схеми ГТУ [138, 277]: простий цикл (рис. 6.29), цикл із проміжним охолодженням в поверхневому охолоджувачі (рис. 6.30, з проміжним охолодженням в контактному охолоджувачі (рис. 6.31), із регенерацією теплоти відхідних газів (рис. 6.32), із регенерацією теплоти відхідних газів і контактним охолоджувачем циклового повітря (рис. 6.33).

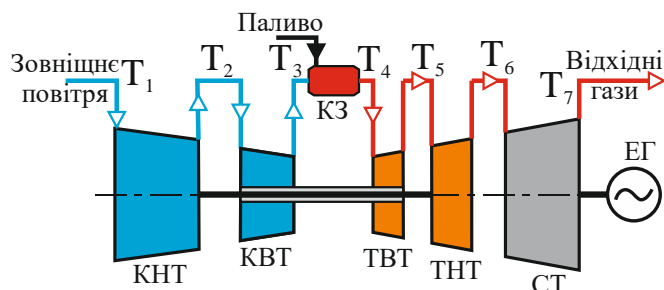


Рис. 6.29. Схема ГТУ за простим циклом: КВТ – компресор високого тиску; КЗ – камера згоряння; ТВТ – турбіна високого тиску; ТНТ – турбіна низького тиску; СТ – силова турбіна; ЕГ – електрогенератор.

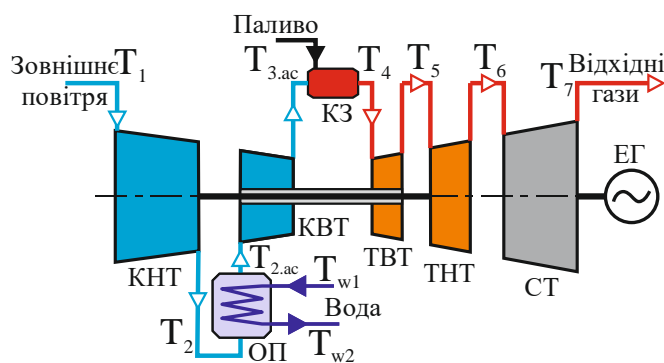


Рис. 6.30. Схема ГТУ з проміжним охолодженням в поверхневу охолоджувачі: КВТ – компресор високого тиску; КЗ – камера згоряння; ТВТ – турбіна високого тиску; ТНТ – турбіна низького тиску; СТ – силова турбіна; ЕГ – електрогенератор; ВР – віддільник рідини; ОП – охолоджувач повітря.

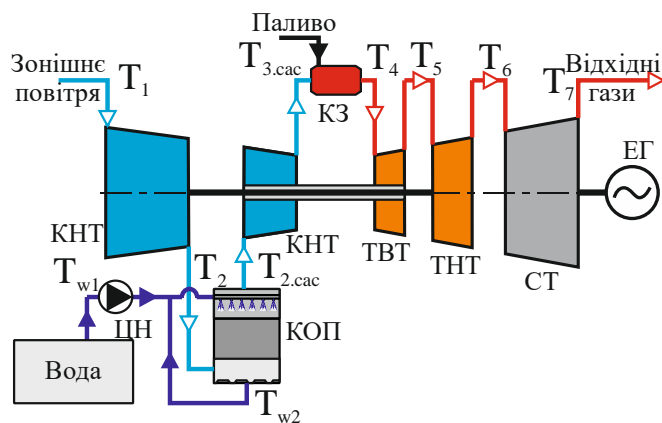


Рис. 6.31. Схема ГТУ з проміжним охолодженням в контактному охолоджувачі: КВТ – компресор високого тиску; КЗ – камера згоряння; ТВТ – турбіна високого тиску; ТНТ – турбіна низького тиску; СТ – силова турбіна; ЕГ – електрогенератор; ВР – віддільник рідини; КОП – контактний охолоджувач повітря.

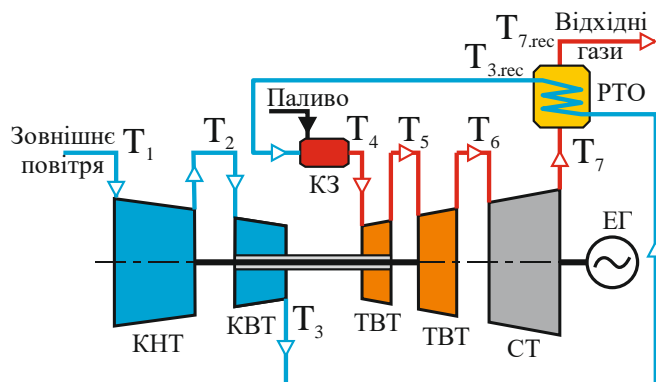


Рис. 6.32. Схема ГТУ із регенерацією теплоти відхідних газів: КВТ – компресор високого тиску; КЗ – камера згоряння; ТВТ – турбіна високого тиску; ТНТ – турбіна низького тиску; СТ – силова турбіна; ЕГ – електрогенератор; ВР – віддільник рідини; РТО – регенеративний теплообмінник.

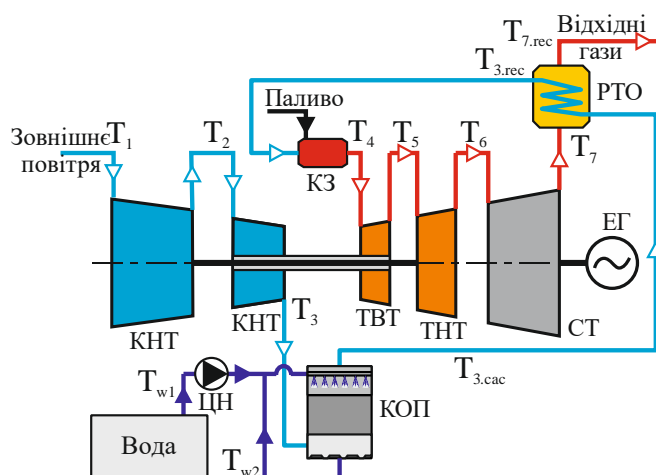


Рис. 6.33. Схема ГТУ із регенерацією теплоти відхідних газів і контактним охолоджувачем циклового повітря: КВТ – компресор високого тиску; КЗ – камера згоряння; ТВТ – турбіна високого тиску; ТНТ – турбіна низького тиску; СТ – силова турбіна; ЕГ – електрогенератор; ВР – віддільник рідини; РТО – регенеративний теплообмінник; КОП – контактний охолоджувач.

Порівняння циклів газотурбінної установки при використанні проміжного охолодження циклового повітря (рис. 6.34) показує, що при застосуванні поверхневого охолодження (цикл 1-2-2_{ac}-3_{ac}-4_{ac}-5-6-7) ККД циклу η_{ac} буде вище, ніж в базовому (цикл 1-2-3-4-5-6-7), проте процес охолодження (2-2_{ac}) буде супроводжуватися падінням тиску в результаті аеродинамічного опору в теплообмінному апараті. У циклі з контактним охолодженням (цикл 1-2-3-4-5-6-7)

падіння тиску менше, проте впорскування води з кількістю більшим, ніж необхідно для миттєвого випаровування, дозволяє в процесі стиснення в компресорі високого тиску довипаровувати краплі і тим самим наблизити процес до ізотермічного (процес 2-3). Застосування термопресора (цикл 1-2-2_{атп}-3_{атп}-4_{атп}-5-6-7), на відміну, від простого контактного охолоджувача, дозволяє здійснювати процес розпилу рідини не тільки без втрат тиску, але ще і з його збільшенням (процес 2_{атп}-3_{атп}). Очевидно, що ККД циклу із застосуванням аеротермопресора буде вище за інших: $\eta_{атп} > \eta_{сас} > \eta_{ас} > \eta$.

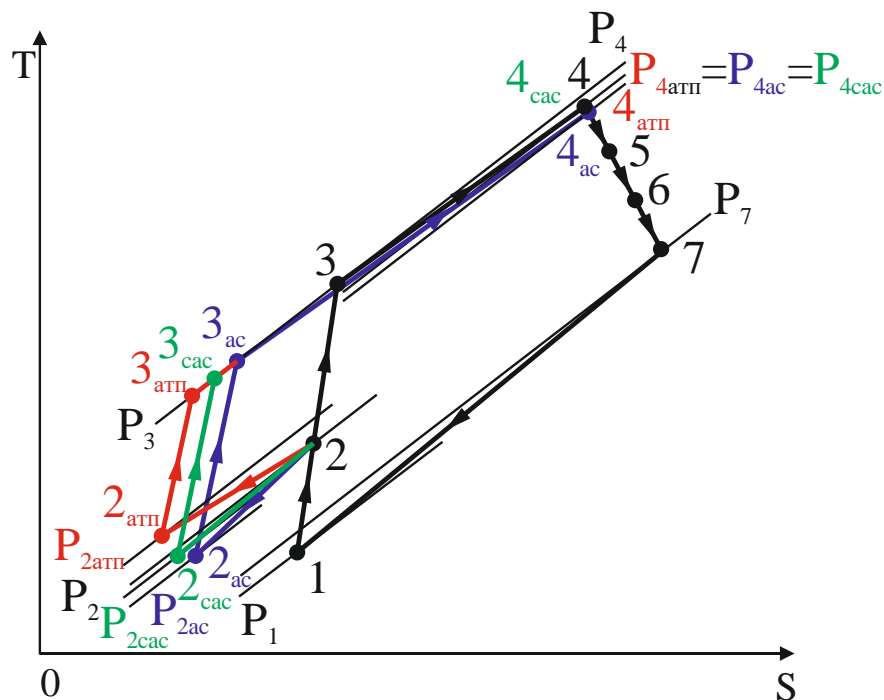


Рис. 6.34. Порівняння термодинамічних циклів ГТУ з проміжним охолодженням циклового повітря.

Подальшим розвитком підвищення ефективності ГТУ, є застосування циклів з регенерацією теплоти (рис. 6.35). ККД циклу з регенерацією теплоти (цикл 1-2-3-3_{рег}-4-5-6-7-7_{рег}) вище ККД простого циклу $\eta_{рег} > \eta$. Застосування контактної охолодження перед камерою згоряння (цикл 1-2-3_{сас}-3_{рег.сас}-4-5-6-7-7_{рег.сас}) дозволяє перш за все підвищити ККД за рахунок збільшення кількості робочого тіла в циклі (може за різними оцінками становитиме до 20%). Однак здійснення такого процесу (процес 3-3_{сас}), протікає зі зменшенням тиску в наслідок втрат на аеродинамічний опір). Компенсувати ці втрати можливо за рахунок застосування аеротермопресора замість контактної охолоджувача (цикл 1-2-3_{атп}-3_{рег.атп}-4-5-6-7-7_{рег.атп}).

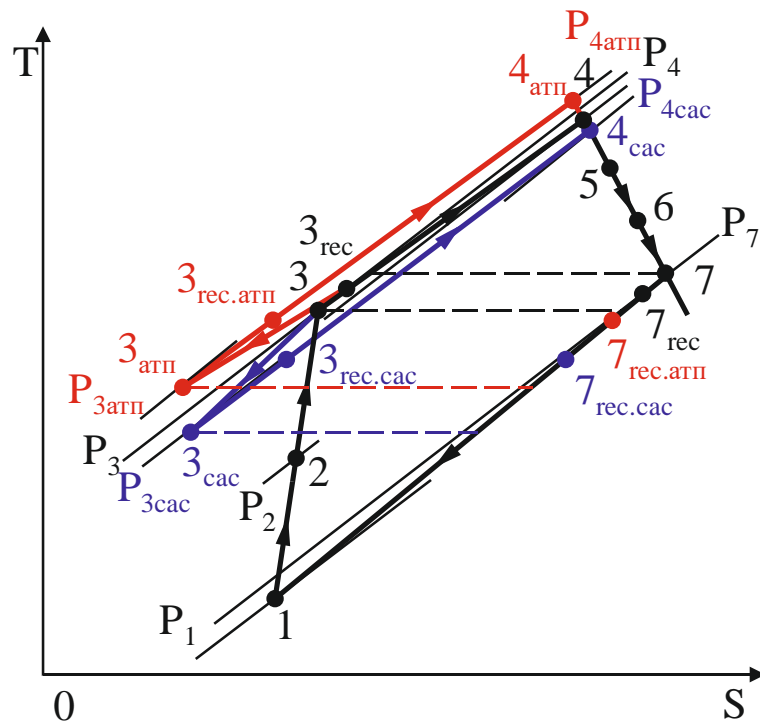


Рис. 6.35. Порівняння термодинамічних циклів ГТУ з регенерацією теплоти.

При аналізі застосування аеротермопресора в схемах газотурбінних установок приймалися такі параметри: ГТУ фірми "Rolls Royce" WR-21, потужність $N_e = 25250$ кВт, температура в камері згоряння $T_3 = 1500$ К (1227 °С), умовне паливо із $Q^p_H = 42915$ кДж / кг, робочий діапазон степенів підвищення тиску в компресорі $\pi_k = 12-42$, температура повітря на вході $T_1 = 15$ °С (стандарт ISO), відносна вологість повітря на вході $\varphi_1 = 30\%$ (стандарт ISO), ступінь регенерації в циклі з регенеративним теплообмінником $\rho = 0.85$, температура води, що упорскується $T_{w1} = T_1 = 15$ °С, швидкість повітря на вході в робочу камеру аеротермопресора $w_{п2} = 0.85$ М, швидкість повітря на вході в сопло аеротермопресора дорівнює швидкості повітря на виході з відповідної ступені компресора $w_{п1} = w_{кнт(квт)}$, відношення швидкості води, що упорскується в потік охолоджуваного повітря $(w_w/w_{п2}) = 1,0$, калібр робочої камери аеротермопресора $(L_{кв}/D_{кв}) = 3,0$, випаровування упорснutoї води (без надлишку) здійснюється до насичення повітря при $\varphi_2 = 100\%$, надлишок води – $\Delta g_w = 5-10\%$, середній діаметр крапель на виході з аеротермопресора – $\delta_w = 15$ мкм.

Застосування аеротермопресора дозволяє збільшити тиск повітря (рис. 6.36) на $\Delta P_{атп1} = 9-31$ кПа (3.9-7.9%) - цикл з проміжним охолодженням і $P_{атп2} = 288-1711$

кПа (24.4-41.3%) - цикл з регенерацією теплоти. Втрати тиску на тертя складають, відповідно: $\Delta P_{\text{атр.тр1}} = 11-18$ кПа (4.4-4.6%) і $\Delta P_{\text{атр.тр2}} = 67-261$ кПа (4.6-4.8%). Ступінь підвищення тиску становить: $\pi_{\text{атр1}} = (P_{2\text{атр}} / P_2) = 1.039-1.079$ - цикл з проміжним охолодженням і $\pi_{\text{атр2}} = (P_{3\text{атр}} / P_3) = 1.244-1.413$ - цикл з регенерацією теплоти. висока ступінь підвищення тиску пояснюється великим перепадом температур в аеротермопресорі, який при значеннях $\pi_k > 34$, більше 400 °С. Збільшення тиску є наслідком термогазодинамічних компресії, що виникає внаслідок миттєвого випаровування дрібнодисперсного рідини, яка впорскується в потік циклового повітря, розігнаного до навколосвукової швидкості. При цьому від повітря відводиться значна кількість теплоти. Зниження температури повітря в аеротермопресорі (рис. 6.37) становить: $\Delta T_{\text{атр1}} = (T_2 - T_{2\text{атр}}) = 63-108$ °С - цикл з проміжним охолодженням і $\Delta T_{\text{атр2}} = (T_3 - T_{3\text{атр}}) = 238-470$ °С - цикл з регенерацією теплоти. Витрата води, яка впорскується в аеротермопресорі становить: $G_{w1} = 1.43-2.35$ кг/с (2.4-3.9% від загальної витрати циклового повітря) - цикл з проміжним охолодженням і $G_{w2} = 5.85-30.9$ кг/с (9.9-23.5% від загальної витрати циклового повітря) - цикл з регенерацією теплоти.

Найбільш ефективними є схеми, в яких застосовується контактне охолодження (між ступенями компресорів і перед камерою згорання в регенеративної циклі). Як видно з рис. 6.38 і 6.39, проміжне охолодження і одночасне підвищення тиску дозволяють, при постійній потужності газотурбінної установки N_e , зменшити потужність компресорів низького і високого тисків у порівнянні з циклами з контактним охолодженням при уприскуванні форсунками на величину $\Delta N_{\text{квт}} = 3.6-15.8\%$; $\Delta N_{\text{квт}} = 3.0-22.2\%$.

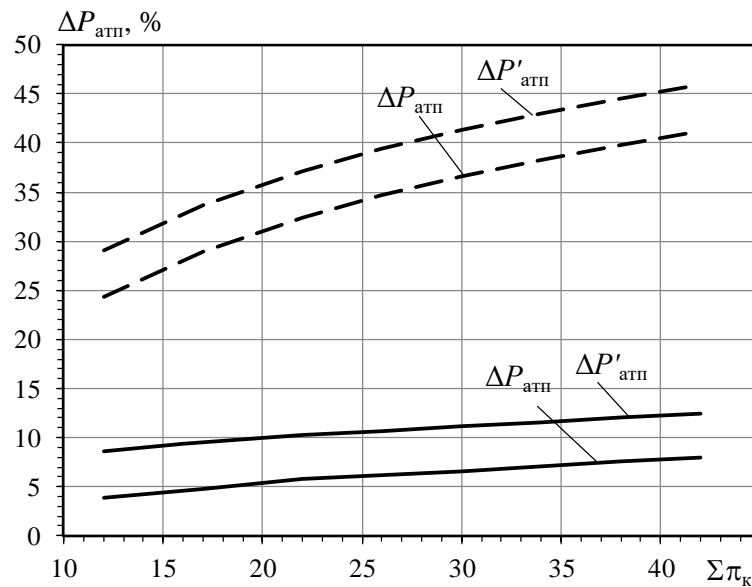


Рис. 6.36. Залежності відносних відносних тисків $\Delta P_{\text{атп}} = P_{\text{атп2}}/P_{\text{атп1}}$ в реальному та ідеальному аеротермопресорі $\Delta P'_{\text{атп}}$: _____ – цикл з проміжним охолодженням; - - - - - – регенеративний цикл.

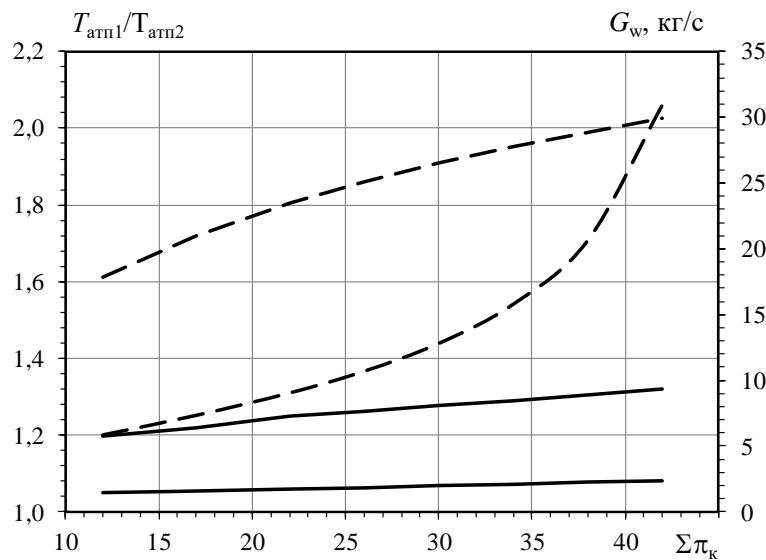


Рис. 6.37. Залежності відносних температур $T_{\text{атп1}}/T_{\text{атп2}}$ і витрат води G_w для аеротермопресора: _____ – цикл з проміжним охолодженням; - - - - - – регенеративний цикл.

Це, в свою чергу, дозволяє, з урахуванням збільшення кількості робочого тіла в циклі при уприскуванні в потік повітря, зменшити потужність турбіни низького і високого тиску на величину (рис. 6.40 і 6.41) $\Delta N_{\text{кнт}} = 12.9-16.5\%$; $\Delta N_{\text{квт}} = 6.7-17.0\%$. Такий перерозподіл потужностей турбін дозволяє збільшити потужність силової

турбіни в порівнянні з циклами з контактним охолодженням при упорскуванні рідини в потік повітря $\Delta N_{ст} = 1.6-14.3\%$ (рис. 6.42).

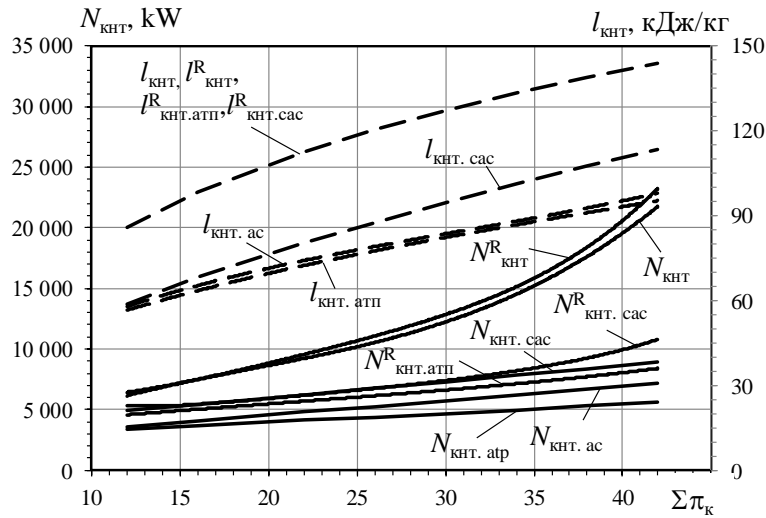


Рис. 6.38. Залежності потужностей $N_{\text{КНТ}}$ і роботи $I_{\text{КНТ}}$ для компресора КНТ: R – цикл з регенерацією теплоти; сас – контактне охолодження форсунками; атп – охолодження аеротермопресором: _____ – $N_{\text{КНТ}}$; _ _ _ _ – $I_{\text{КНТ}}$.

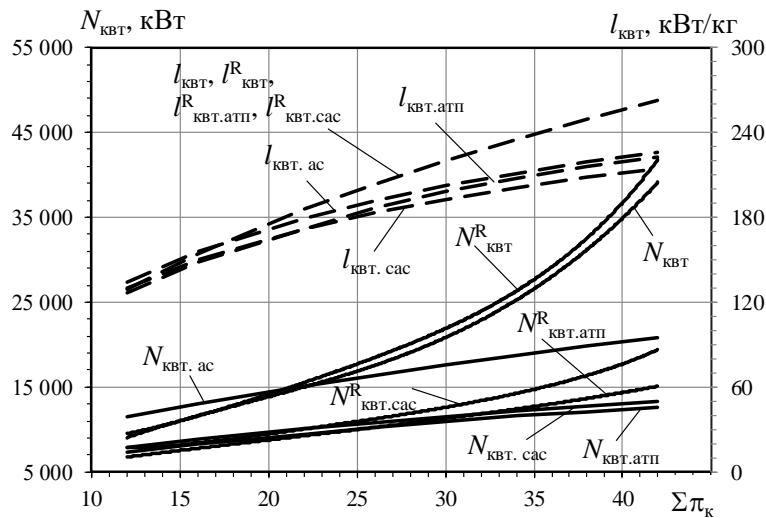


Рис. 6.39. Залежності потужностей $N_{\text{КВТ}}$ і роботи $I_{\text{КВТ}}$ для компресора КВТ: R – цикл з регенерацією теплоти; сас – контактне охолодження форсунками; атп – охолодження аеротермопресором: _____ – $N_{\text{КВТ}}$; _ _ _ _ – $I_{\text{КВТ}}$.

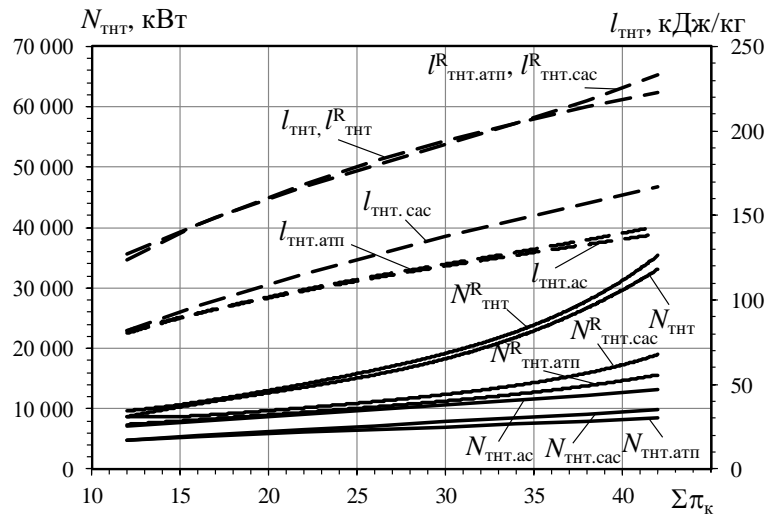


Рис. 6.40. Залежності потужностей $N_{\text{ТНТ}}$ і роботи $l_{\text{ТНТ}}$ для компресора ТНТ: R – цикл з регенерацією теплоти; сас – контактне охолодження форсунками; атп – озолювання аеротермопресором: _____ – $N_{\text{ТНТ}}$; - - - - - $l_{\text{ТНТ}}$.

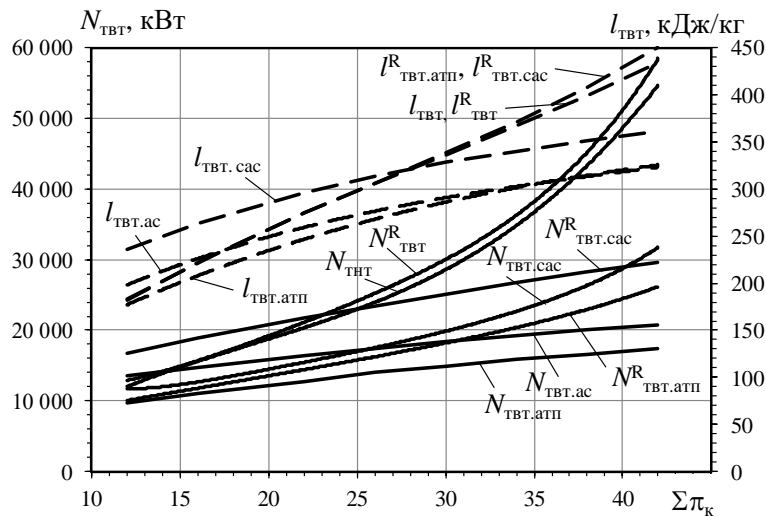


Рис. 6.41. Залежності потужностей $N_{\text{ТВТ}}$ і роботи $l_{\text{ТВТ}}$ для компресора ТВТ: R – цикл з регенерацією теплоти; сас – контактне охолодження форсунками; атп – озолювання аеротермопресором: _____ – $N_{\text{ТВТ}}$; - - - - - $l_{\text{ТВТ}}$.

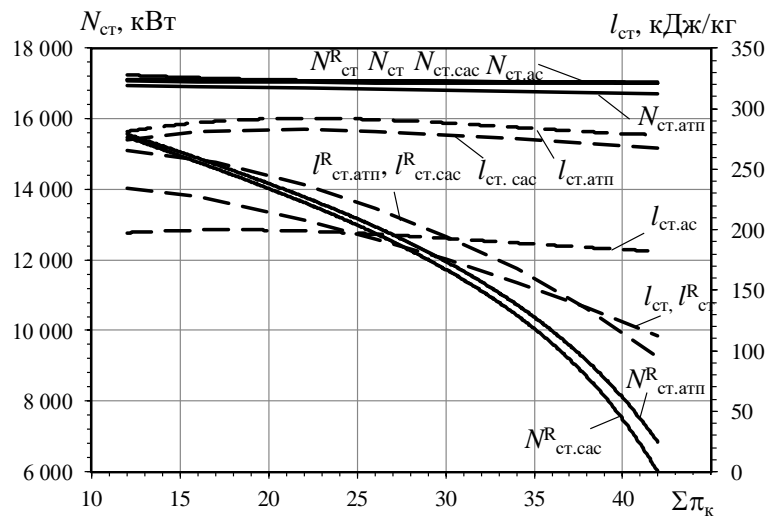


Рис. 6.42. Залежності потужностей $N_{ст}$ і роботи $l_{ст}$ для компресора ТВТ: R – цикл з регенерацією теплоти; cac – контактне охолодження форсунками; атп – озолювання аеротермопресором: _____ – $N_{ст}$; - - - - - $l_{ст}$.

Таким чином, ККД циклів із застосуванням аеротермопресора складе (рис. 6.43): цикл з проміжним охолодженням - $\eta_{атп} = 38.6-46.9\%$ (на 0.7-1.4% більше циклу з уприскуванням рідини форсунками); цикл з регенерацією теплоти - $\eta_{rec.атп} = 51.3-55.2\%$ (на 1.3-5.4% більше циклу з уприскуванням рідини форсунками). Питома потужність в циклі з застосуванням аеротермопресора складе: цикл з проміжним охолодженням - $N_{s.атп} = 430-440$ кВт/(кг/с); цикл з регенерацією теплоти - $N_{s.rec.атп} = 435-470$ кВт/(кг/с). Питома витрата палива в циклі з застосуванням аеротермопресора складе: цикл з проміжним охолодженням - $g_{e.атп} = 178-218$ г/(кВт · год); цикл з регенерацією теплоти - $g_{e.rec.атп} = 155-165$ г/(кВт · год).

На рис. 6.45 показані максимально досяжні значення ККД та відповідні їм значення витрати палива. Як видно, найбільш ефективними є саме цикли із застосуванням контактної охолодження аеротермопресором: ккд циклу з регенерацією і аеротермопресором $\eta_{rec.атп}$ на 1.6% більше циклу з уприскуванням рідини форсунками в регенеративній циклі і на 11.5% більше ккд циклу з регенерацією теплоти.

Таким чином: $\eta_{rec.атп} > \eta_{rec.cac} > \eta_{атп} > \eta_{cac} > \eta_{ac} > \eta_{rec} > \eta_e$.

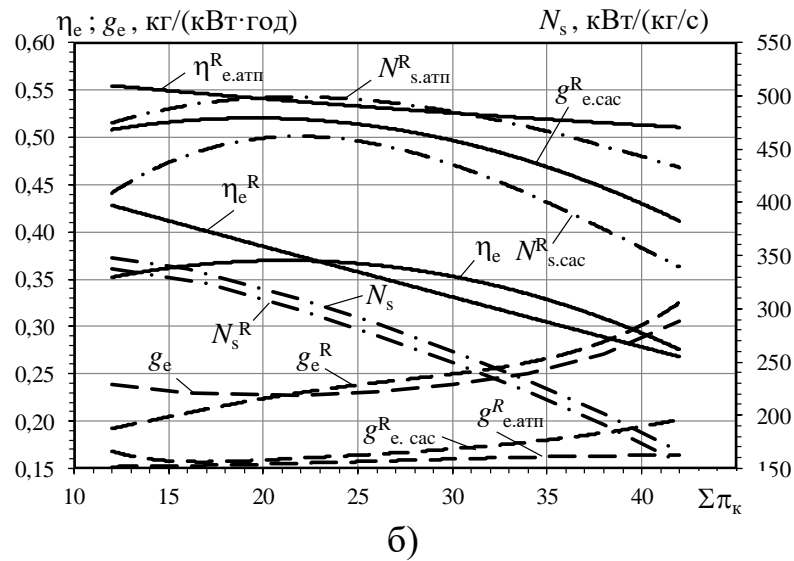
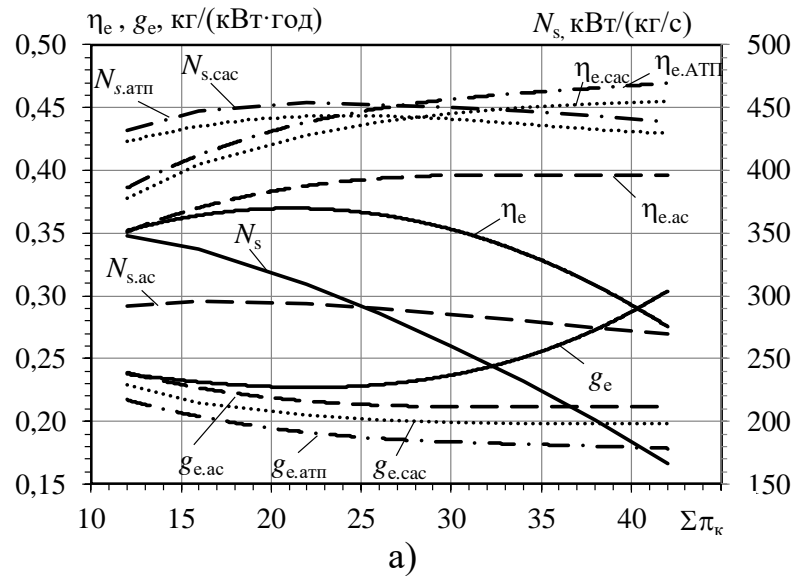


Рис. 6.43. Залежності ККД η_e , витрати палива g_e і питомої потужності ГТУ N_s від сумарної степені стисненні в компресорах ГТУ: а) – порівняння циклів з проміжним охолодженням; б) порівняння циклів з регенерацією теплоти; R – цикл з регенерацією теплоти; sac – контактне охолодження форсунками; атп – озолюдження аеротермопресором: _____ – η_e ; _____ – N_s ; - . . . - – g_e .

Високі параметри ефективності циклів газотурбінних установок з застосування аеротермопресора (відповідають показникам циклів із застосуванням упорскування рідини форсунками), дозволяють зробити висновок про ефективність застосування таких струменевих апаратів для контактного охолодження циклового повітря.

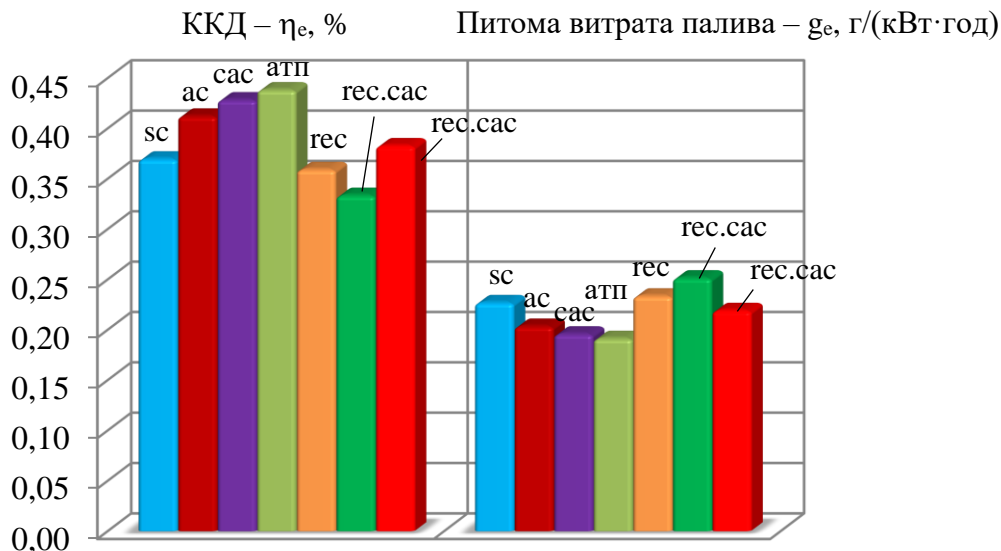


Рис. 6.44. ККД η_e та питома витрата палива g_e при загальному коефіцієнті стиснення $\Sigma\pi_c = 22$: SC - газотурбінна установка простого циклу; AC - газотурбінна установка з охолодженням за допомогою поверхневого охолоджувача повітря; CAS - газотурбінна установка з охолодженням за допомогою контактного охолоджувача повітря; ATP - газотурбінна установка з переохолодженням з використанням аеротермопресора; REC - газотурбінна установка з регенерацією теплоти; REC.CAS - газотурбінна установка з охолодженням з використанням охолоджувача контактного повітря та з регенерацією теплоти; REC.ATP - газотурбінна установка з аеротермопресором при охолодженні за допомогою аеротермопресора та з регенерацією теплоти.

6.3. Аналіз економічної ефективності застосування аеротермопресорних технологій для енергетичних установок на базі ГТД і ДВЗ.

Проаналізувати перспективи застосування аеротермопресорних технологій в енергетичних установках можна на основі розрахунків техніко-економічної ефективності. Різні кліматичні умови експлуатації обумовлюють різну енергетичну ефективність установок.

Ефективність застосування різних типів аеротермопресорних систем у складі існуючих сучасних енергетичних установок на базі ДВЗ розглянуто для

малообертових і середньообертових двигунів фірм MAN B&W і Wartsila. При розрахунках було враховано: паливо – високов'язкий мазут марки IFO380; вартість палива – 230 дол.США за т. палива.

Ефективність застосування різних типів аеротермопресорних систем у установок на базі ГТД розглянуто для мікротурбін потужністю до 300 кВт, вітчизняних ГТУ НКПТ "Зоря-Машпроект" та зарубіжних установок потужністю до 100 МВт. При розрахунках було враховано: паливо – природній газ; вартість палива – 132 дол.США за 1000 м³.

На рис. 6.45 і 6.46 наведено зменшення питомої витрати палива енергетичними установками на базі ДВЗ при застосуванні аеротермопресорних систем для охолодження наддувного повітря. Скорочення питомої витрати палива складає при стандартних умовах ISO – $\Delta g_e = 1,0\text{--}2,0\%$. Для енергетичних установок на базі ГТУ при застосуванні аеротермопресорних технологій в контурах перерозширення та при проміжному охолодженні циклового повітря за умов неповного випаровування складає – $\Delta g_e = 1,5\text{--}2,0\%$ (рис. 6.47, 6.48). При цьому слід зауважити, що в перерахунку на абсолютну величину скорочення питомої витрати палива складає: для установок на базі ДВЗ – $\Delta g_e = 2,3\text{--}3,6\text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$, а для установок на базі ГТД – $\Delta g_e = 2,8\text{--}4,1\text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$

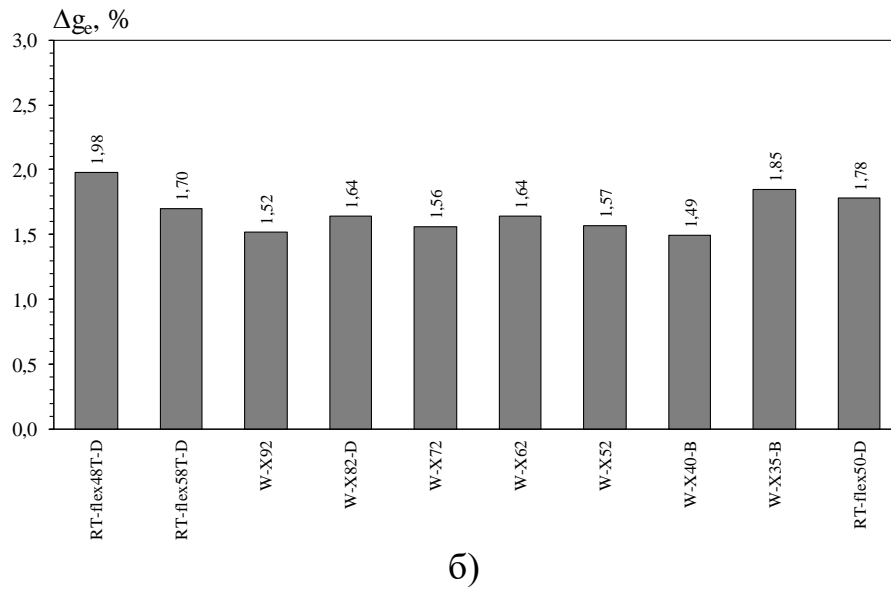
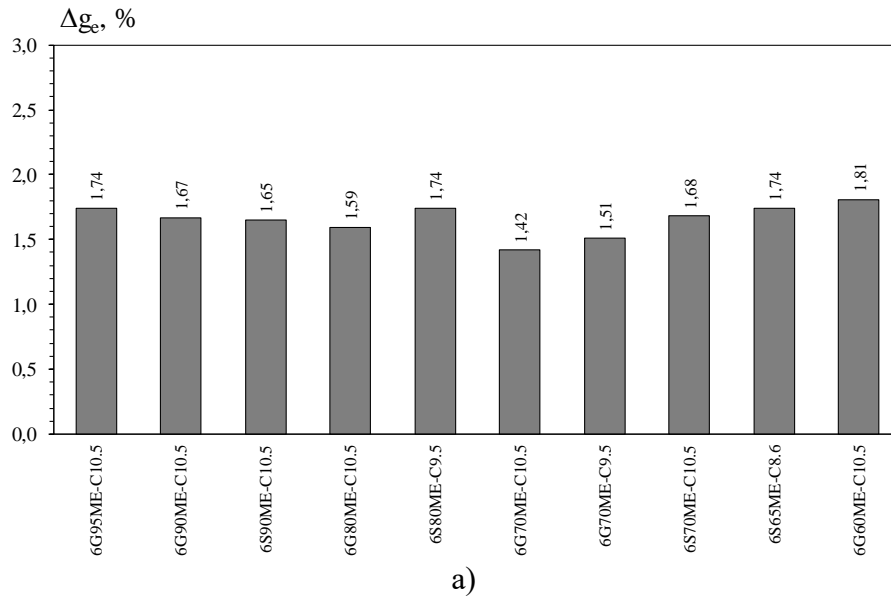
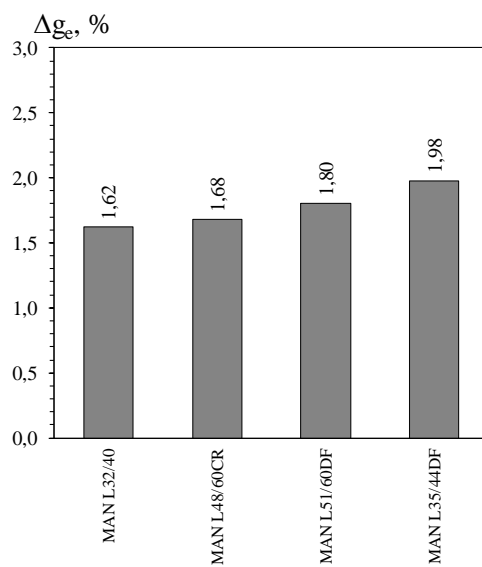
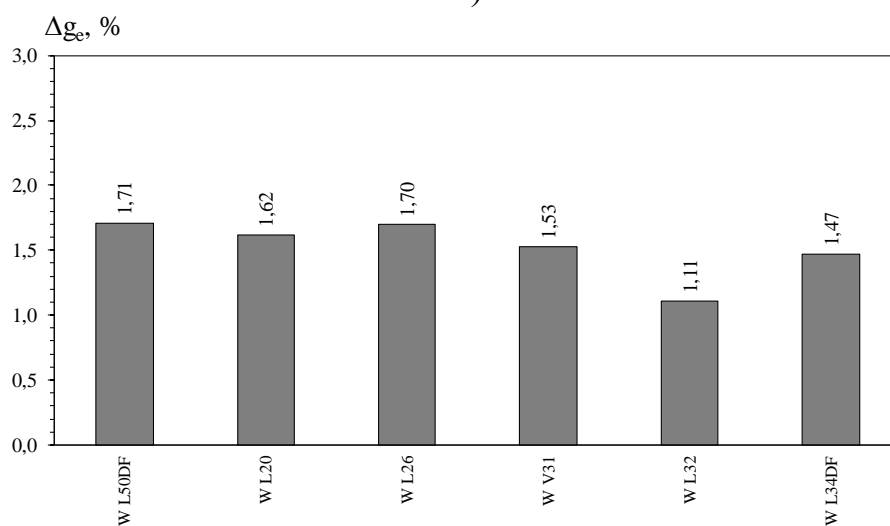


Рис. 6.45. Відносне зменшення питомої витрати палива $\Delta g_e, \%$ при застосуванні аеротермопресора для охолодження наддувального повітря МОД фірм MAN B&W (a) і Wartsila (б).



a)



б)

Рис. 6.46. Відносне зменшення питомої витрати палива Δg_e , % при застосуванні аеротермопресора для охолодження наддувального повітря СОД фірм MAN B&W (а) і Wartsila (б).

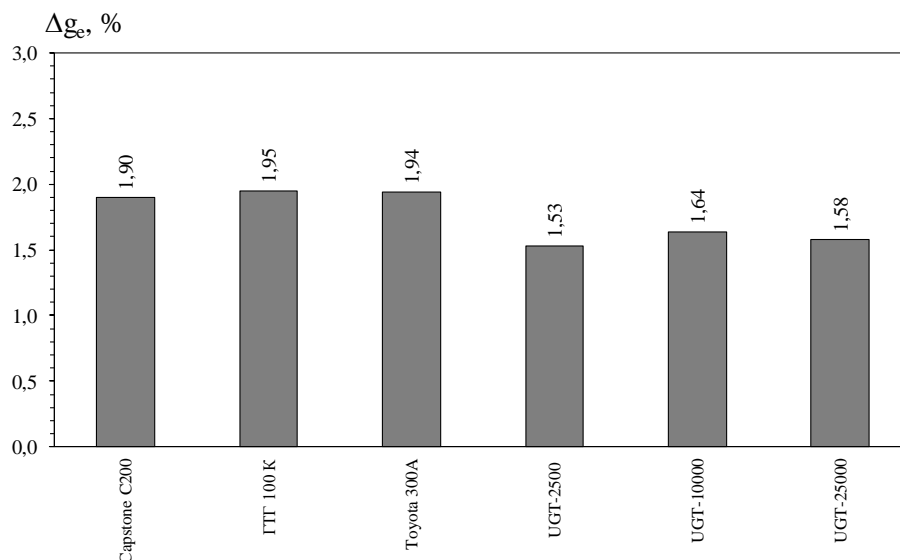


Рис. 6.47. Відносне зменшення питомої витрати палива $\Delta g_e, \%$ при застосуванні аеротермопресора в контурах перерозширення ГТУ.

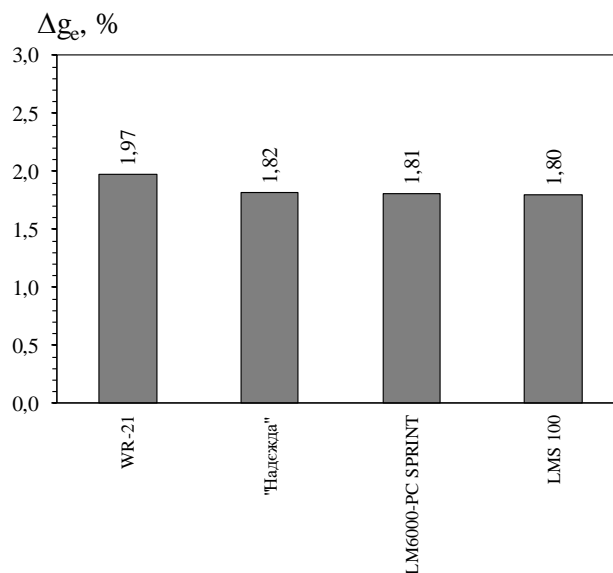


Рис. 6.48. Відносне зменшення питомої витрати палива $\Delta g_e, \%$ при застосуванні аеротермопресора для проміжного контактного охолодження циклового повітря ГТУ.

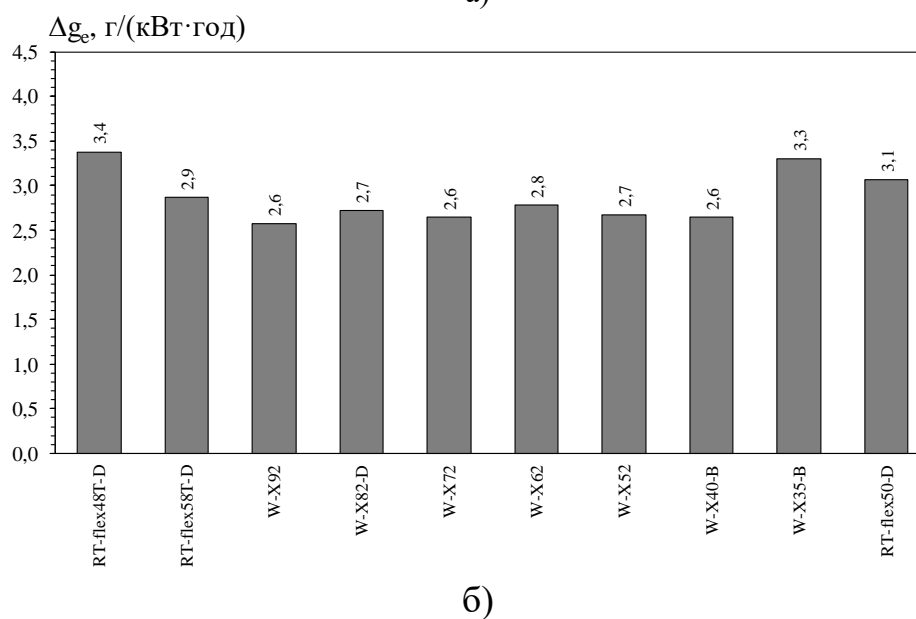
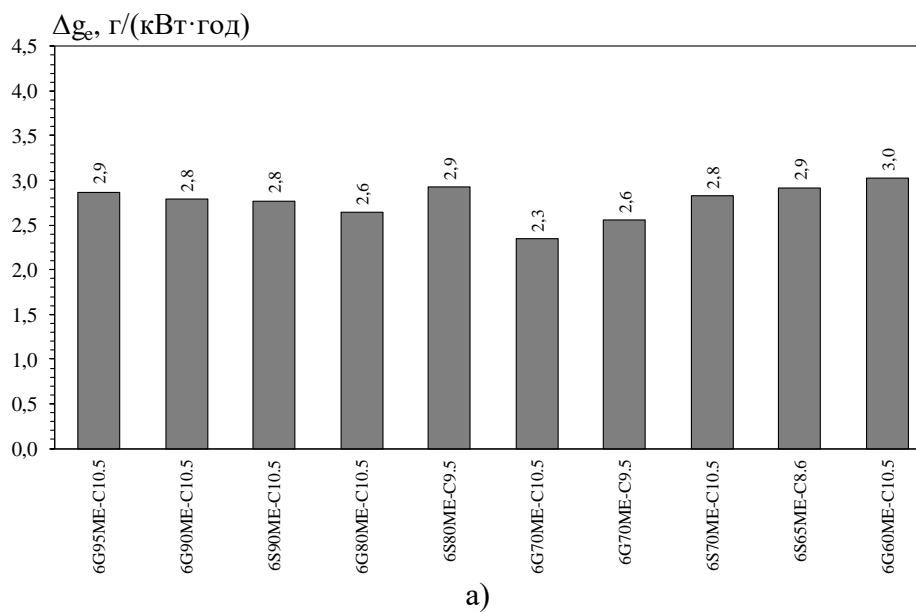
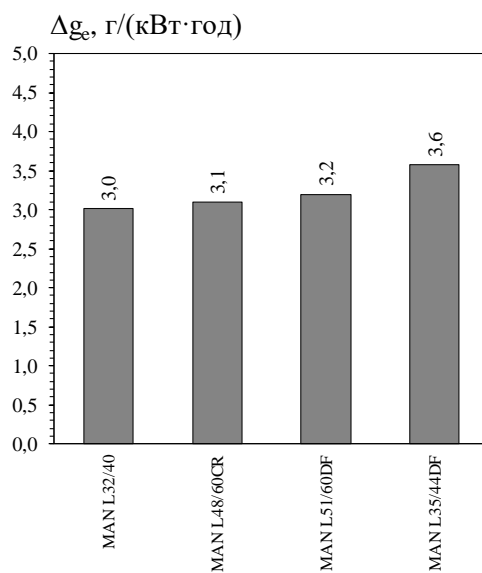
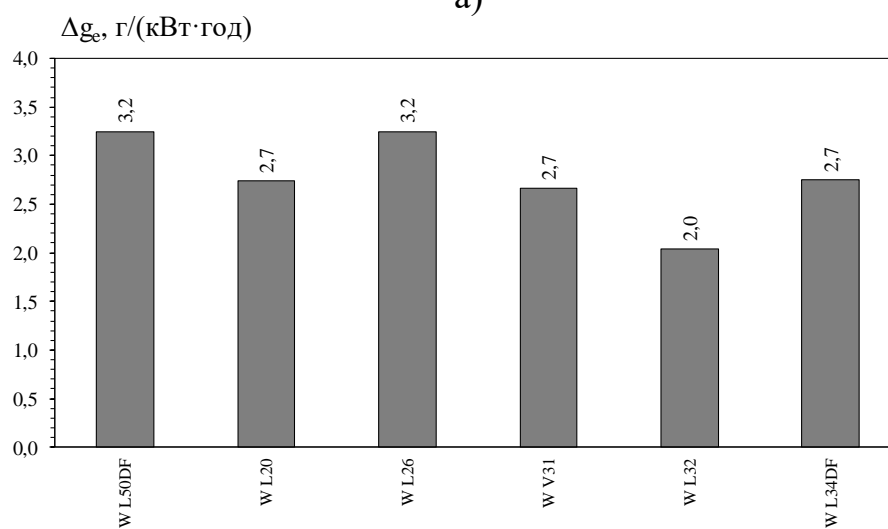


Рис. 6.49. Зменшення питомої витрати палива $\Delta g_e, \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$ при застосуванні аеротермопресора для охолодження наддувального повітря МОД фірм MAN B&W (а) і Wartsila (б).



а)



б)

Рис. 6.50. Зменшення питомої витрати палива Δg_e , г/(кВт·год) при застосуванні аеротермопресора для охолодження наддувального повітря СОД фірм MAN B&W (а) і Wartsila (б).

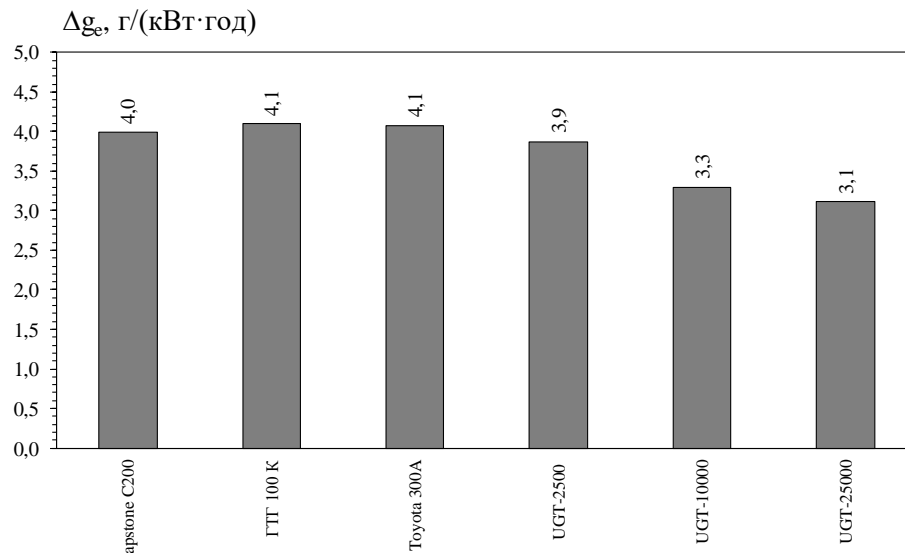


Рис. 6.51. Зменшення питомої витрати палива Δg_e , г/(кВт·год) при застосуванні аеротермопресора в контурах перерозширення ГТУ.

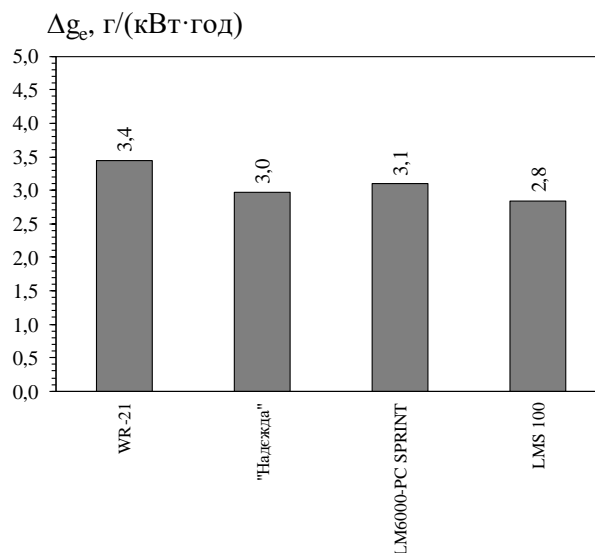


Рис. 6.52. Зменшення питомої витрати палива Δg_e , г/(кВт·год) при застосуванні аеротермопресора для проміжного контактного охолодження циклового повітря ГТУ.

На рис. 6.53–6.56 наведено річну економію палива для енергетичних установок із застосуванням технологій аеротермопресорного охолодження, а на рис. 6.57–6.60 річна економія відповідно до вартості палива. Для застосованих схем в енергетичних установках економія палива складає: для ДВЗ – $\Delta G_{\text{пал}} = 60\text{--}1100$ т/рік, для ГТД – $\Delta G_{\text{пал}} = 8\text{--}1400$ т/рік. При цьому абсолютній економічний ефект із урахуванням окупності впровадження: для ДВЗ – $P_{\text{екон}} = 4\text{--}180$ тис. дол. США/рік (114–5112 тис.грн), для ГТД – $P_{\text{екон}} = \text{до } 200$ тис. дол. США/рік (5680 тис.грн).

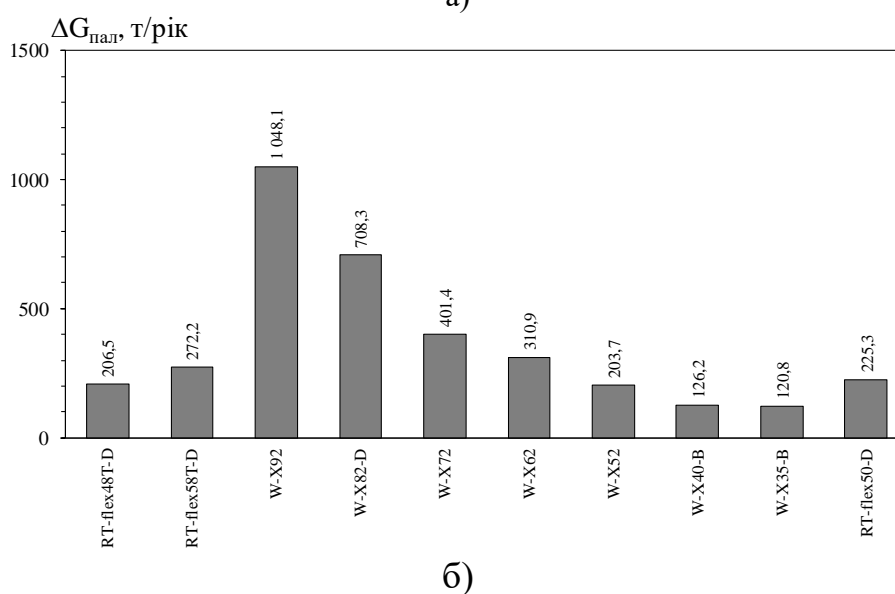
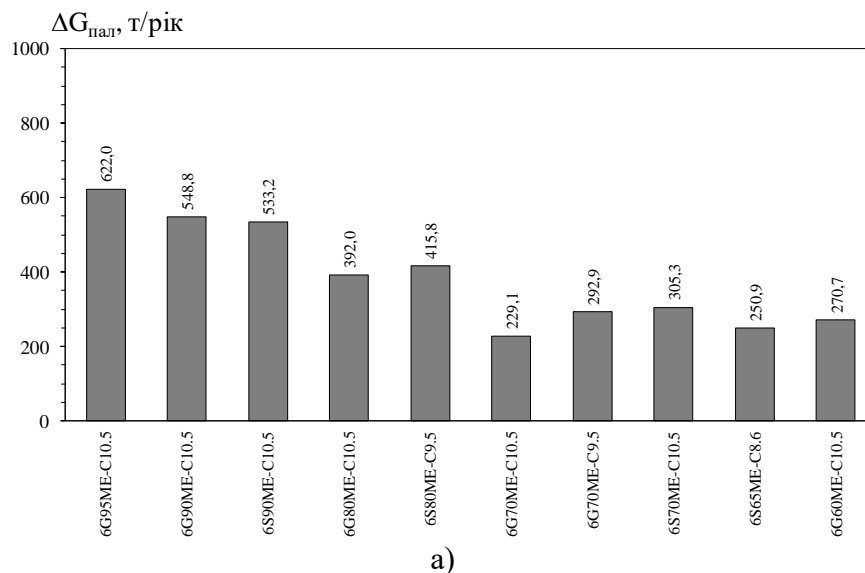


Рис. 6.53. Скорочення витрати палива за рік $\Delta G_{\text{пал}}$, т/рік при застосуванні аеротермопресора для охолодження наддувального повітря МОД фірм MAN B&W (а) і Wartsila (б).

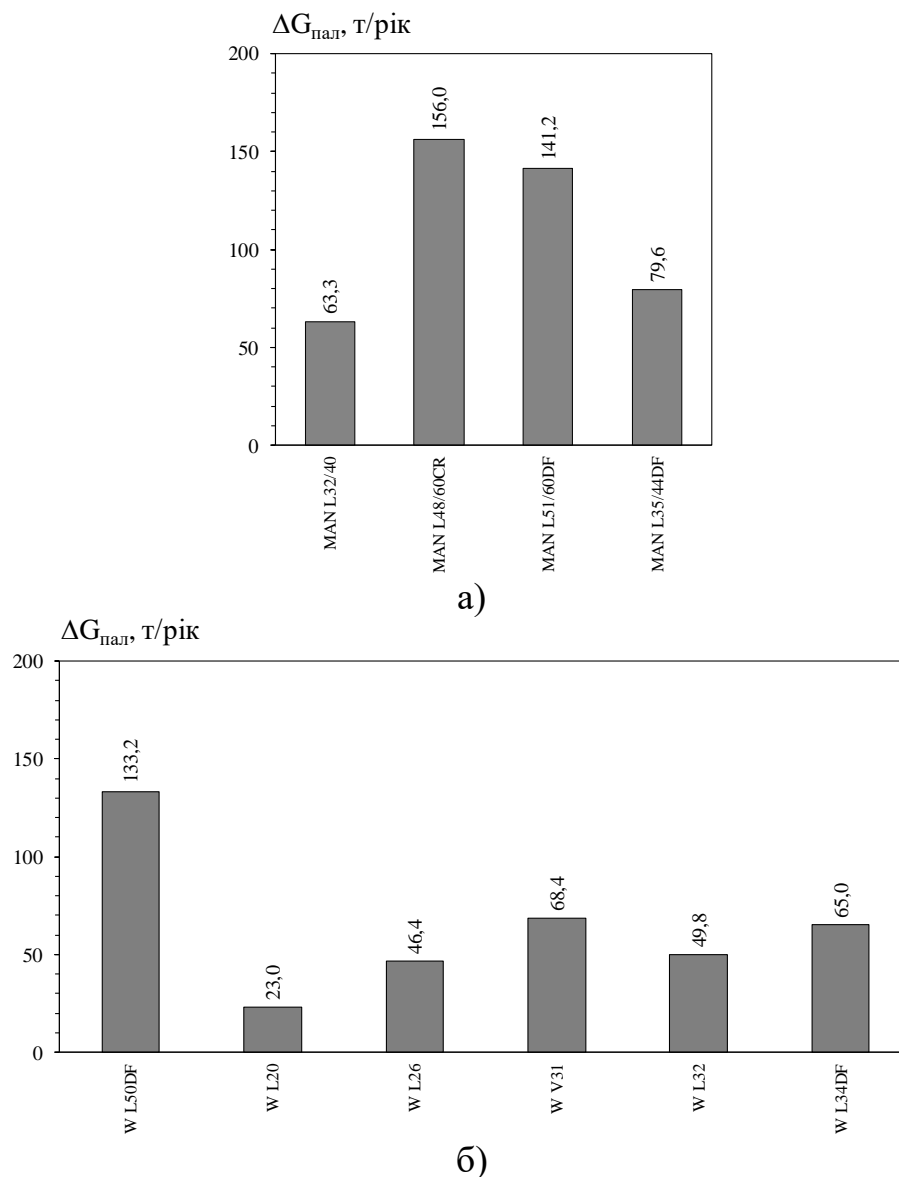


Рис. 6.54. Скорочення витрати палива за рік $\Delta G_{\text{пал}}$, т/рік при застосуванні аеротермопресора для охолодження наддувного повітря СОД фірм MAN B&W (а) і Wartsila (б).

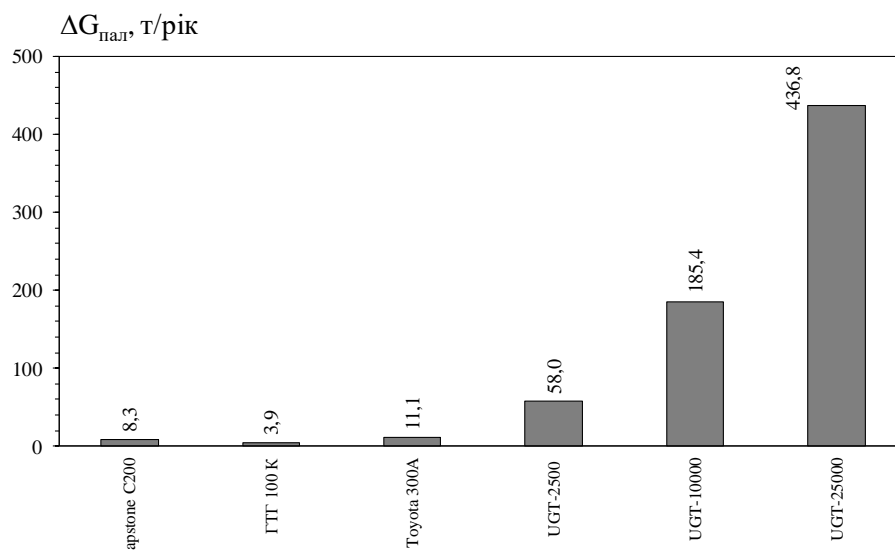


Рис. 6.55. Скорочення витрати палива за рік $\Delta G_{\text{пал}}$, т/рік при застосуванні аеротермопресора в контурах перерозширення ГТУ.

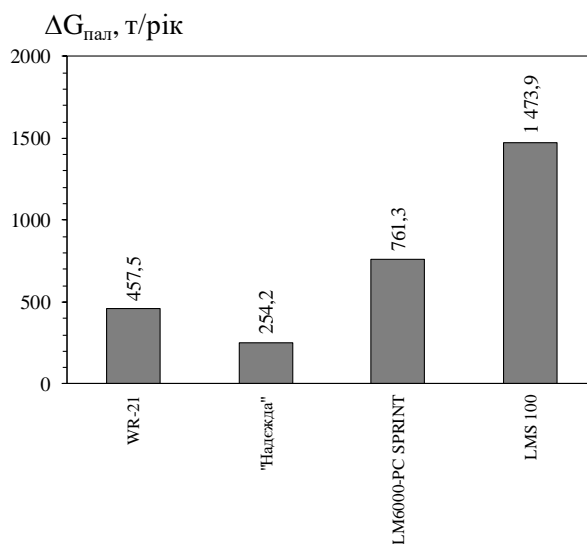
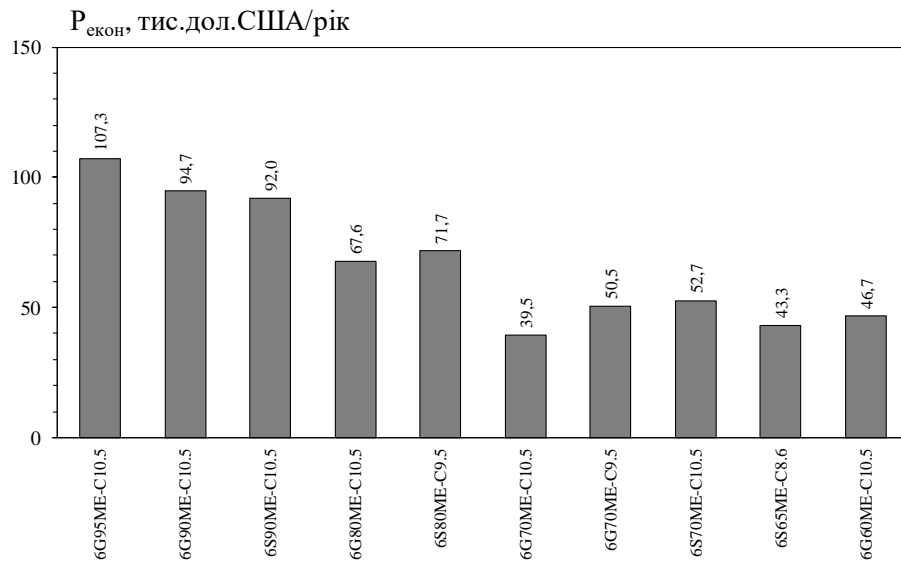
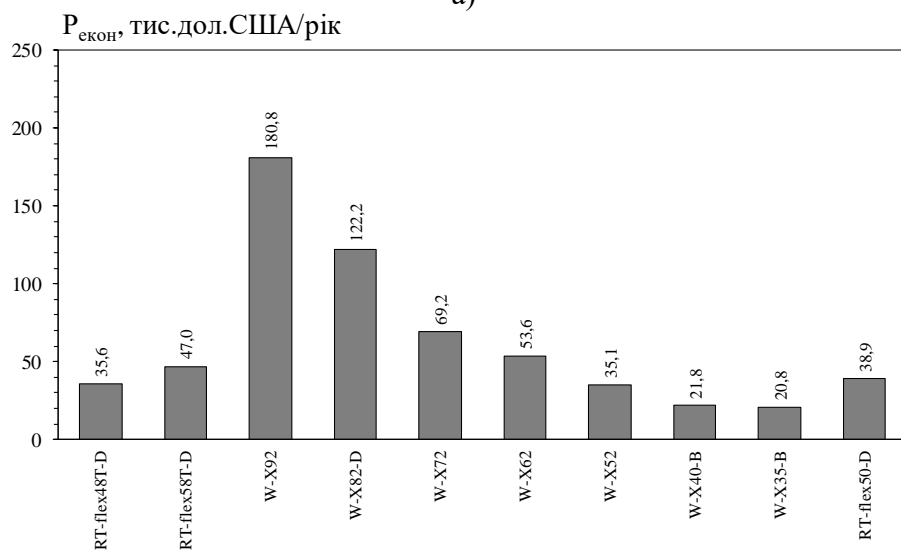


Рис. 6.56. Скорочення витрати палива за рік $\Delta G_{\text{пал}}$, т/рік при застосуванні аеротермопресора для проміжного контактного охолодження циклового повітря ГТУ.

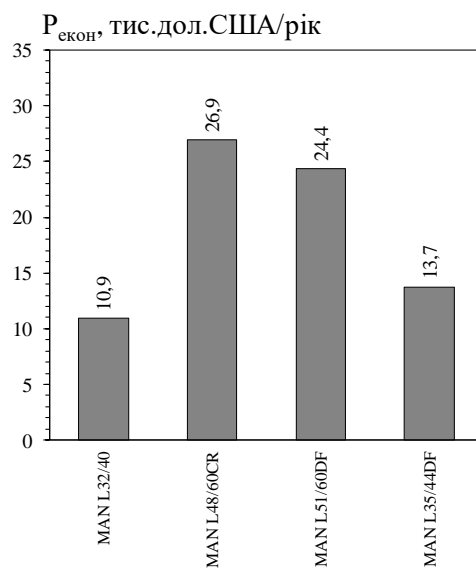


а)

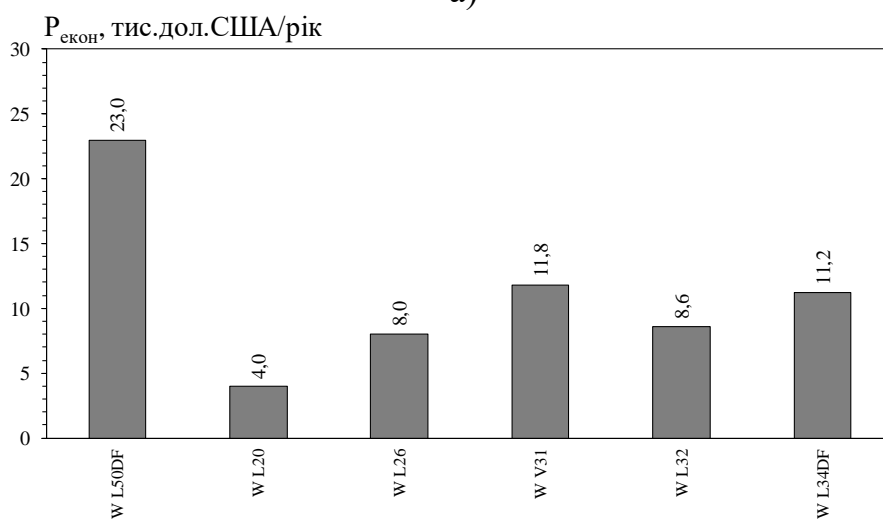


б)

Рис. 6.57. Економічний ефект Р_{екон}, тис. дол. США/рік при застосуванні аеротермопресора для охолодження наддувного повітря МОД фірм MAN B&W (а) і Wartsila (б).



a)



б)

Рис. 6.58. Економічний ефект P_{ekon} , тис. дол. США/рік при застосуванні аеротермопресора для охолодження наддувного повітря СОД фірм MAN B&W (а) і Wartsila (б).

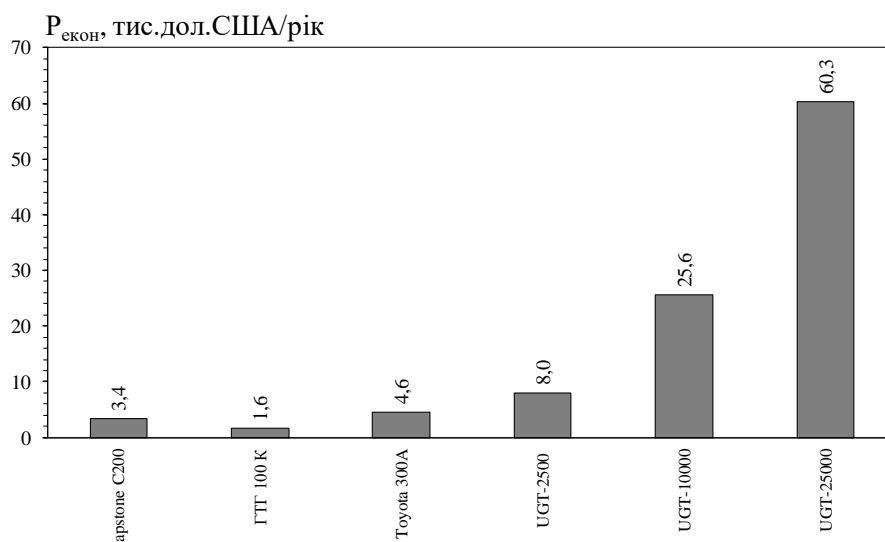


Рис. 6.59. Економічний ефект P_{ekon} , тис. дол. США/рік при застосуванні аеротермопресора в контурах перерозширення ГТУ.

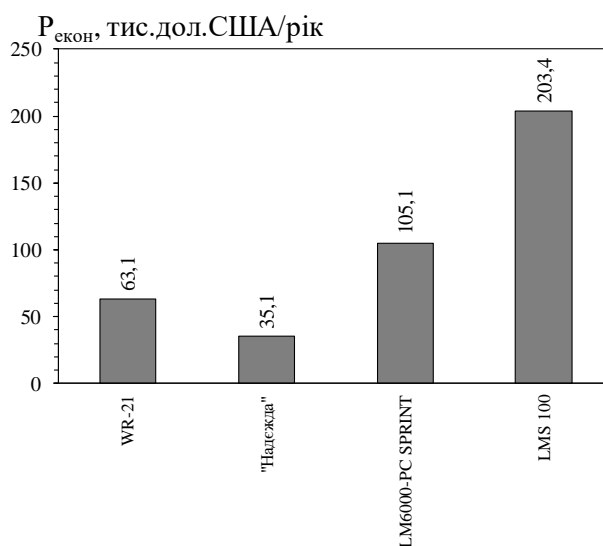


Рис. 6.60. Економічний ефект P_{ekon} , тис. дол. США/рік при застосуванні аеротермопресора для проміжного контактного охолодження циклового повітря ГТУ.

Все це дає підстави вважати перспективним застосування систем на основі газодинамічного ефекту в енергетичних установках, як стаціонарних теплоенергетичних, так і у складі суднових комплексів.

6.4. Висновки по розділу 6.

1. Використання в ГТУ енергії продуктів згоряння шляхом їх перерозширення нижче атмосферного тиску в додатковій турбіні перерозширення, яка встановлюється після основної турбіни з наступним підвищенням тиску в

аеротермопресорі забезпечує приріст потужності ГТУ на 2–3%. За рахунок застосування аеротермопресора можлива робота установки і без компресора, але температура відхідних газів повинна бути не менше 300 °С.

2. Застосування термопресорного стиснення дозволяє поєднати в одному апараті (аеротермопресоорі) відразу кілька функцій: стиснення (компресор) і охолодження (охолоджувач газу), що в свою чергу, дає можливість застосувати перерозширення газу в ГТУ на спеціалізованих судах на повітряній подушці, де установка додаткового обладнання вельми проблематична через обмежений обсяг машинного відділення.

3. Обґрунтовано підвищення паливно-енергетичної ефективності ГТУ за допомогою технології проміжного охолодження циклового повітря аеротермопресором.

4. Застосування аеротермопресора для проміжного охолодження циклового повітря забезпечує: зростання потужності на 2–3% завдяки збільшенню масової витрати робочого тіла, а також підвищення ККД та скорочення питомої витрати палива на 1,5–2,0% порівняно з ГТД без охолодження повітря чи охолодженням у поверхневих охолоджувачах завдяки компенсації втрат тиску і підвищенню повного тиску на 5–10% та раціональній організації теплофізичних процесів в аеротермопресорі з неповним випаровуванням, що наближає процес стиснення в компресорі до ізотермічного.

РОЗДІЛ 7. АЕРОТЕРМОПРЕСОРНІ ТЕХНОЛОГІЇ В КОНТУРАХ ТЕПЛОВИКОРИСТОВУЮЧИХ ЕЖЕКТОРНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН

7.1. Аналіз ефективності застосування аеротермопресора в тепловикористовуючій ежекторній холодильній машині.

Одним з напрямків підвищення енергетичної ефективності тепловикористовуючих ежекторних холодильних машин (ЕХМ) є застосування струминних аеротермопресорних технологій [224, 321]. Питання підвищення ефективності ЕХМ відбувається в двох напрямках: вибору раціональної схеми ЕХМ із аеротермопресором і вибору найбільш ефективного робочого тіла (холодоагенту).

Для аналізу ефективності ЕХМ було використано розроблену розрахункову модель, що враховує застосування аеротермопресора в циклах холодильних машин разом із особливостями розрахунків циклів і схем тепловикористовуючих ЕХМ, геометричних показників проточної частини ежектора ЕХМ, а також способів інтенсифікації процесів теплопередачі в теплообмінних апаратах ЕХМ (наприклад за рахунок застосування струминних насосів типу рідина-рідина – інжекторів) [33, 161].

На основі розрахункової моделі розроблений програмний комплекс, який дозволяє визначити параметри робочого тіла (холодоагенту) в характерних точках циклу, параметри термодинамічної ефективності ЕХМ, параметри і конструктивні характеристики аеротермопресора, а також основних елементів ЕХМ (теплообмінні апарати, ежектор, інжектор, віддільник рідини).

Розрахунок напірно-циркуляційних характеристик ежектора зводиться до визначення його досяжного коефіцієнта ежекції U . Найбільш розповсюдженою та загальноприйнятою методикою розрахунку цих характеристик є методика, запропонована [161]. Газодинамічні функції розраховуються за загальноприйнятими залежностями [285].

При аналізі схемо-технічних рішень підвищення ефективності ЕХМ розглянута відома класична схема і цикл ЕХМ (рис. 7.1) [33, 186].

Ефективність застосування аеротермопресора визначалася за наступними основними параметрами: відносне (P_{c2}/P_{c1}) та абсолютне ΔP_c підвищення тиску; (T_{c1}/T_{c2}) та абсолютне ΔT_c зменшення температури газового потоку; відносна кількість рідини, що вприскується в аеротермопресор для повного випаровування g_f .

Ефективність циклу ЕХМ з і без аеротермопресора здійснювалася за коефіцієнтом ежекції U , як основного показника ефективності ежектора ЕХМ, та за тепловим коефіцієнтом ζ [176].

Рівняння теплового балансу ЕХМ по холодоагенту для повітроохолоджувача Q_0 , конденсатора Q_c та генератора Q_g можна представити в наступному вигляді [190]:

$$Q_0 = G_0(h_1 - h_6); \quad (7.1)$$

$$Q_c = G_c(h_4 - h_5); \quad (7.2)$$

$$Q_g = G_g(h_8 - h_7), \quad (7.3)$$

де G_0, G_c, G_g – витрата холодоагенту через випарник, конденсатор і генератор пари.

Ефективність ежектора характеризується коефіцієнтом ежекції [191]:

$$U = \frac{G_0}{G_g}, \quad (7.4)$$

а всієї ЕХМ – тепловим коефіцієнтом ζ :

$$\zeta = \frac{Q_0}{Q_g} = \frac{G_0(h_1 - h_6)}{G_g(h_8 - h_7)} = U \frac{(h_1 - h_6)}{(h_8 - h_7)} \quad (7.5).$$

Ентальпія змішаного потоку на виході з ежектора h_c (перед конденсатором) визначається за рівнянням:

$$h_c = h_4 = \frac{h_7 + U \cdot h_6}{1 + U}. \quad (7.6)$$

Аналіз ефективності циклу ЕХМ здійснювався за наступних умов: температура конденсації постійна – $t_c = 35$ °С; температура кипіння у випарнику

ЕХМ (режим кондиціонування повітря) – $t_0 = 5; 10$ °С; температура кипіння в генераторі пари – $t_g = 60\text{--}140$ °С (з урахуванням критичної температури і тиску холодоагенту). Також здійснювалося порівняння показників ЕХМ при максимально можливій температурі в генераторі пари t_g .

При виборі раціонального робочого тіла (холодоагенту) для ЕХМ враховувалися наступні показники [322]: нормальна температура кипіння t_s ; критична температура t_{cr} та критичний тиск P_{cr} ; токсичність відповідно до стандарту TLV-TWA; Ozon Depletion Potential (ODP); Global Warming Potential (GWP). Було обрано ряд холодоагентів (табл. 7.1), серед яких як такі, що традиційно застосовуються для ЕХМ [191], так і ряд інших холодоагентів, які можливо застосувати в ЕХМ виходячи з можливості використання аеротермопресора в циклі ЕХМ.

Табл. 7.1. Властивості робочих речовин (холодоагентів) для застосування в тепловикористовуючих ежекторних машинах із аеротермопресором

Холодоагент	$t_s, ^\circ\text{C}$	$t_{cr}, ^\circ\text{C}$	$P_{cr} \cdot 10^5, \text{Па}$	Показник адіабати k	$R^*, \text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$	TLV-TWA, ‰	ODP	GWP ₁₀₀
R142b	-9.1	137.1	40.6	1.30	110	1000	0.060	2220
R134a	-17.6	119.0	46.4	1.30	108	1000	0	1110
R12	-29.8	112.0	41.4	1.30	137	1000	0.820	10900
R717	-33.3	132.3	113.3	1.30	1029	25	0	<1
R600	-0.5	152.0	38.0	1.11	252	1000	0	20
R600a	-11.7	134.7	36.3	1.11	232	1000	0	20
RC318	-6.0	115.2	27.8	1.30	85	1000	0	10300
R1234ze(E)	-19.0	109.4	36.4	1.20	168	1000	0	6
R1233zd(E)	18.3	166.5	36.2	1.20	99	0.8	0.0005	1
R1234yf	-29.5	94.7	33.8	1.32	227	0.0005	0	4
R227ea	-16.3	101.8	29.3	1.24	130	2.58	0	3350
R236fa	-1.4	124.9	32.0	1.23	122	1000	0	20
R245fa	15.1	154.0	36.5	1.24	122	0.3	0	1030

* – приведено до температури конденсації $t_c = 35\text{ }^\circ\text{C}$

Одним з варіантів зниження тиску пари на виході з дифузору ежектора ЕХМ при незмінній температурі конденсації t_c є застосування аеротермопресора перед конденсатором (рис. 7.1).

У робочу камеру аеротермопресора вприскується рідина, що відбирається з нагнітання циркуляційного насоса. Загальна холодопродуктивність Q_0 ЕХМ не змінюється за рахунок збільшення кількості робочого тіла G_f (холодоагенту), що циркулює в контурі ЕХМ. Зниження перегріву пари в аеротермопресорі дозволяє також зменшити теплове навантаження на конденсатор і тим самим скоротити витрату охолоджуючої води (або повітря) конденсатора.

Збільшення повного тиску перед конденсатором забезпечить зменшення степені підвищення тиску в ежекторі ЕХМ і, як наслідок, збільшення коефіцієнта ежекції U і теплового коефіцієнта ЕХМ ζ (процеси 2–3'–4'–10 на рис. 7.1, б) або при не змінних степені підвищення тиску в ежекторі, U і ζ дозволить зменшити температуру кипіння холодоагенту в випарнику t_0 (процеси 2–3'–4'–10 та 6''–1''–2''–3''–4''–10 на рис. 7.1, б).

Подача рідкого холодоагенту здійснюється при відбиранні за циркуляційним насосом. Таке рішення дозволяє забезпечити більш високий тиск на вприскуванні форсунки аеротермопресора, а відтак, зменшити середній діаметр крапель рідини на вході в робочу камеру проточної частини, що, у свою чергу, збільшить загальний приріст тиску в аеротермопресорі за рахунок зменшення відносної довжини випаровування, а також зменшення впливу лобового опору краплі в паровому потоці. Температура крапель, що упорскуються, буде близькою до температури насичення потоку, що також позитивно впливає на зменшення або повне виключення режиму I, де переважає лобовий опір краплі.

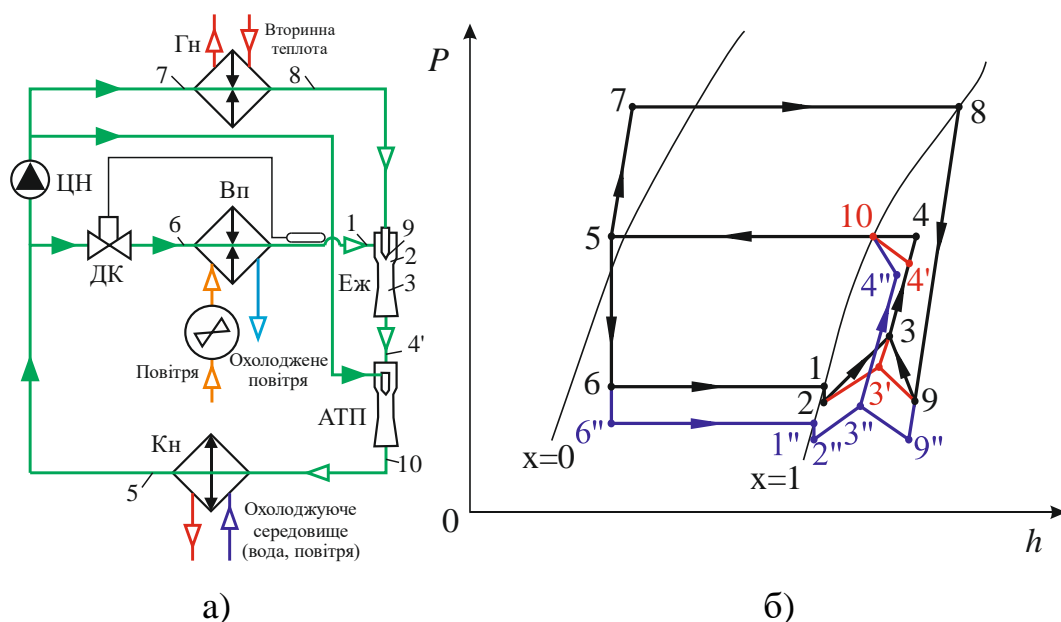


Рис.7.1. Схема (а) і цикл (б) ЕХМ із застосуванням аеротермопресора між конденсатором та ежектором: АТП – аеротермопресор; Еж – ежектор; Кн – конденсатор; Вп – випарник; ДК – дросельний клапан; Цн – циркуляційний насос; Гн – генератор.

Аналіз ефективності робочого процесу аеротермопресора показує, що позитивне збільшення тиску парового потоку (рис. 7.2 і рис. 7.3) буде спостерігатися лише для де-яких холодоагентів (R142b, R600, R1233zd(E), R245fa), а для всіх інших холодоагентів характерно зменшення повного тиску в наслідок переважаючого впливу опору при низьких перепадах температур в аеротермопресорі. Так, для холодоагента R142b підвищення відносного тиску перед конденсатором складає $(P_{c2}/P_{c1}) = 1.002-1.003$ ($0,006-0,015 \cdot 10^5$ Па), для R600 – $(P_{c2}/P_{c1}) = 1.002-1.003$ ($0,004-0,009 \cdot 10^5$ Па); R1233zd(E) – $(P_{c2}/P_{c1}) = 1.003-1.004$ ($0,005-0,008 \cdot 10^5$ Па); R245fa – $(P_{c2}/P_{c1}) = 1.002-1.003$ ($0,004-0,007 \cdot 10^5$ Па).

Позитивне підвищення тиску спостерігається в діапазоні температур кипіння в генераторі пари ЕХМ – $t_g = 90-140$ °С. Причому відносне збільшення тиску при більшій температурі кипіння ($t_0 = 10$ °С) в випарнику ЕХМ менше, що пов'язано із меншою відносною температурою (T_{c1}/T_{c2}) (рис. 7.4), тобто меншою ефективністю охолодження пари в аеротермопресорі ΔT_c (рис. 7.5). Для холодоагентів R142b, R600, R1233zd(E), R245fa відносна температура в зоні позитивного збільшення

тиску складає $(T_{c1}/T_{c2}) = 1.10\text{--}1.14$ при абсолютних значення охолодження пари перед конденсатором $\Delta T_c = 30\text{--}40$ °С.

Слід відзначити, також і не значну кількість рідини (рис. 7.6), що необхідно вприскувати для повного випаровування в аеротермопресорі. Так для холодоагентів R600, R1233zd(E), R245fa – $g_f = 0.10\text{--}0.16$ (10–16 %). Для холодоагенту R142b необхідна кількість рідини менша і складає в середньому $g_f = 0.05\text{--}0.11$ (5–10 %). Більша кількість рідини відповідає більшій різниці температур в аеротермопресорі. Найбільша витрата рідини характерна для холодоагенту RC318 і складає $g_f = 0.18\text{--}0.30$ (18–30 %), однак підвищення тиску при цьому не відбувається.

Збільшення тиску в аеротермопресорі дозволяє зменшити степінь стиснення в ежекторі EXM, а звідси збільшити коефіцієнт ежекції (рис. 7.7). Коефіцієнт ежекції для холодоагентів, що мають позитивне збільшення тиску в аеротермопресорі, складає: R142b – $U = 0.23\text{--}0.33$; R600 – $U = 0.25\text{--}0.35$; R1233zd(E) – $U = 0.21\text{--}0.32$; R245fa – $U = 0.15\text{--}0.25$. Це в свою чергу, дозволить забезпечити тепловий коефіцієнт (рис. 7.8): R142b – $\zeta = 0.19\text{--}0.25$; R600 – $\zeta = 0.17\text{--}0.24$; R1233zd(E) – $\zeta = 0.15\text{--}0.23$; R245fa – $\zeta = 0.12\text{--}0.19$.

В табл. 7.2 наведено порівняння основних параметрів EXM з аеротермопресором і без нього. Можна побачити, що найбільшою ефективністю з точки зору застосування аеротермопресора при максимально можливих температурах кипіння в генераторі t_g є холодоагенти: R142b – приріст $\Delta\zeta = 0.74\%$; R600 – $\Delta\zeta = 0.89\%$; R1233zd(E) – $\Delta\zeta = 0.87\%$; R245fa – $\Delta\zeta = 0.83\%$.

Такі незначні показники теплових коефіцієнтів EXM можна пояснити невеликою різницею температури ΔT_c при охолодженні потоку в аеротермопресорі.

З вище наведеного аналізу ефективності EXM можна зробити висновок про необхідність застосування аеротермопресора і в інших можливих схемах EXM. В таких схемах охолодження пари холодоагенту повинно бути більшою ніж $\Delta T_c = 30\text{--}40$ °С.

Табл. 2. Порівняльна таблиця параметрів характерних параметрів роботи тепловикористовуючої ежекторної холодильної машини (схема з і без аеротермопресора)*

Холодо-агент	$t_g, ^\circ\text{C}$	$t_{c1}=t_{\text{атп1}}, ^\circ\text{C}$	$T_{\text{атп1}}/T_{\text{атп2}}$	$P_{\text{атп2}}/P_{\text{атп1}}$	$\Delta P_{\text{атп}} \cdot 10^5, \text{Па}$	g_f	ζ	$\zeta_{\text{атп}}$
R142b	130.98	63.74	1.0933	1.0027	0.0124	0.1104	0.2425	0.2443
R134a	89.77	40.76	1.0187	0.9848	-0.1350	0.0382	0.1559	0.1474
R12	97.62	41.53	1.0212	0.9854	-0.1237	0.0342	0.2372	0.2265
R717	80.10	35.00	1.0000	0.9930	-0.1348	0.0569	0.1707	0.1637
R600	139.81	73.48	1.1249	1.0026	0.0086	0.1613	0.2369	0.2390
R600a	121.26	65.16	1.0979	0.9987	-0.0061	0.1413	0.2388	0.2381
RC318	107.09	76.95	1.1361	0.9753	-0.1060	0.3049	0.2085	0.1936
R1234ze(E)	100.35	52.26	1.0560	0.9937	-0.0419	0.0961	0.1157	0.1084
R1233zd(E)	119.82	71.74	1.1192	1.0039	0.0072	0.1356	0.2180	0.2199
R1234yf	80.50	44.08	1.0295	0.9859	-0.1264	0.0682	0.1330	0.1253
R227ea	92.86	54.87	1.0645	0.9935	-0.0397	0.1397	0.1111	0.1083
R236fa	101.47	61.35	1.0855	0.9971	-0.0107	0.1376	0.1421	0.1407
R245fa	141.32	76.53	1.1348	1.0031	0.0065	0.1721	0.1449	0.1461

* – приведено: температура конденсації $t_c = 35 ^\circ\text{C}$; температура кипіння у випарнику $t_0 = 5 ^\circ\text{C}$.

Для вибору та визначення можливих схемних рішень при застосуванні аеротермопресора в схемах ЕХМ необхідно оцінити ефективність роботи аеротермопресора при різних холодоагентах і в більшому діапазоні охолодження парового потоку. Для чого зроблений порівняльний аналіз характерних параметрів ефективності термопресора для ряду холодоагентів в діапазоні температур охолодження $\Delta T_{\text{атп}} = 20\text{--}100 ^\circ\text{C}$ (відносна температура $(T_{\text{атп1}}/T_{\text{атп2}}) = 1.05\text{--}1.35$).

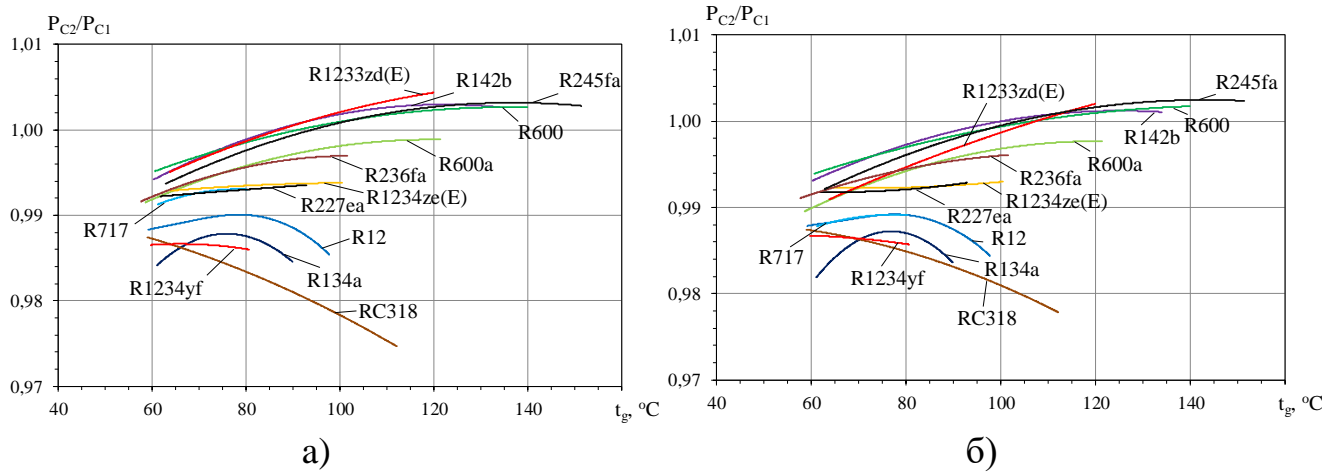


Рис. 7.2. Залежності зміни відносного підвищення тиску аеротермопресора (P_{c2}/P_{c1}) від температури кипіння в генераторі пари ЕХМ t_g для різних холодоагентів при температурі кипіння у випарнику: $t_0 = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ (а) і $t_0 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ (б).

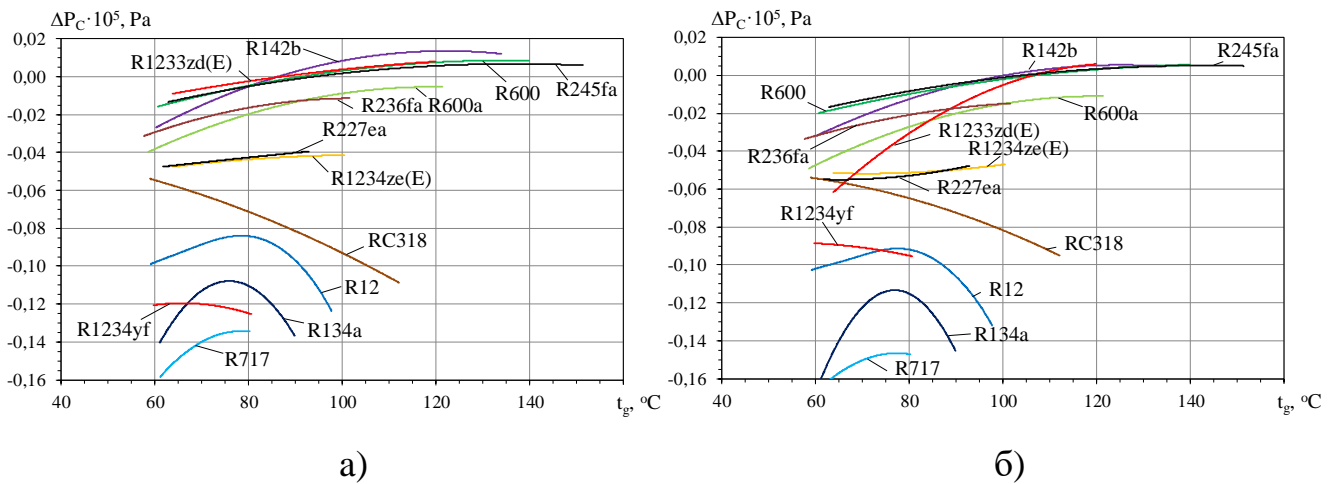


Рис. 7.3. Залежності зміни повного тиску аеротермопресора ΔP_c від температури кипіння в генераторі пари ЕХМ t_g для різних холодоагентів при температурі кипіння у випарнику: $t_0 = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ (а) і $t_0 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ (б).

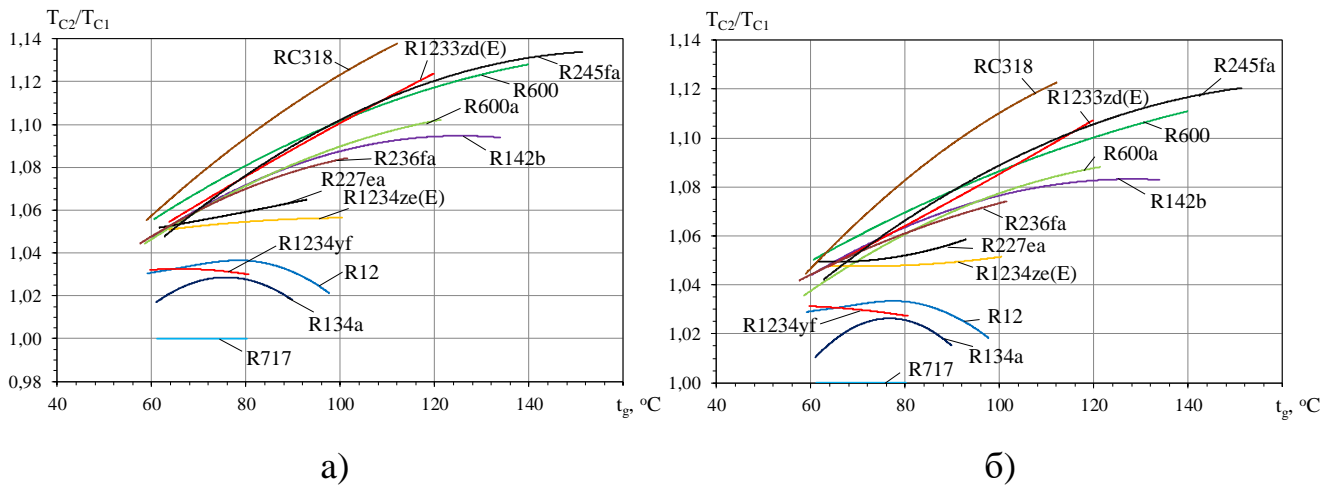


Рис. 7.4. Залежності зміни відносної температури в аеротермопресорі (T_{C1}/T_{C2}) від температури кипіння в генераторі пари ЕХМ t_g для різних холодоагентів при температурі кипіння у випарнику: $t_0 = 5$ °C (а) і $t_0 = 10$ °C (б).

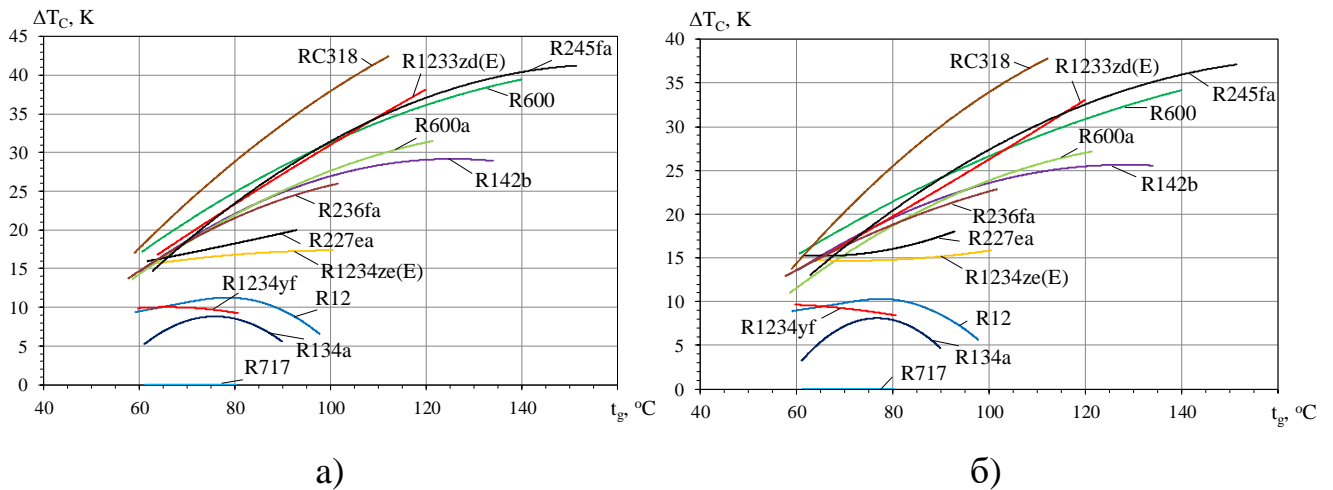


Рис. 7.5. Залежності зменшення температури в аеротермопресорі ΔT_c від температури кипіння в генераторі пари ЕХМ t_g для різних холодоагентів при температурі кипіння у випарнику: $t_0 = 5$ °C (а) і $t_0 = 10$ °C (б).

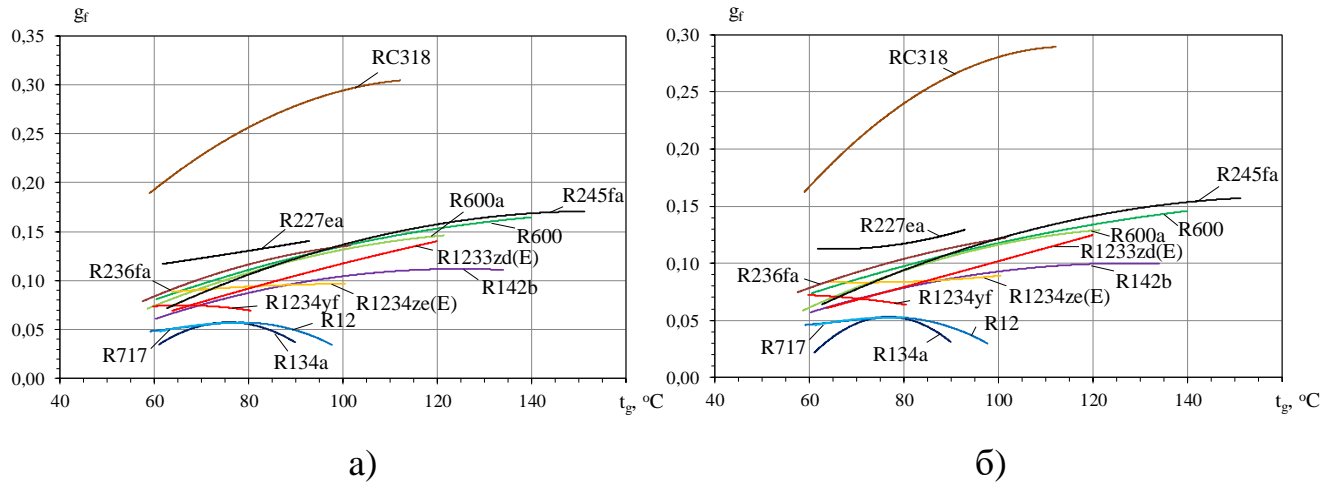


Рис. 7.6. Залежності зміни відносної кількості рідини g_f , що вприскується, для повного випаровування в аеротермопресорі від температури кипіння в генераторі пари ЕХМ t_g для різних холодоагентів при температурі кипіння у випарнику: $t_0 = 5$ °C (а) і $t_0 = 10$ °C (б).

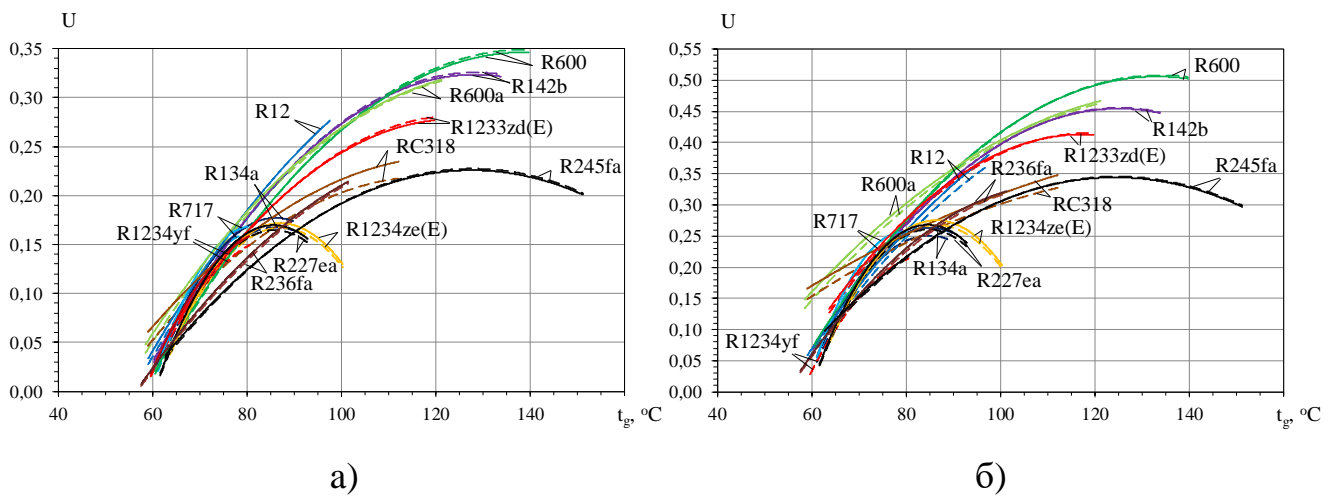


Рис. 7.7. Залежності зміни коефіцієнтів ежекції ежектора ЕХМ U від температури кипіння в генераторі пари ЕХМ t_g для різних холодоагентів при температурі кипіння у випарнику: $t_0 = 5$ °C (а) і $t_0 = 10$ °C (б).

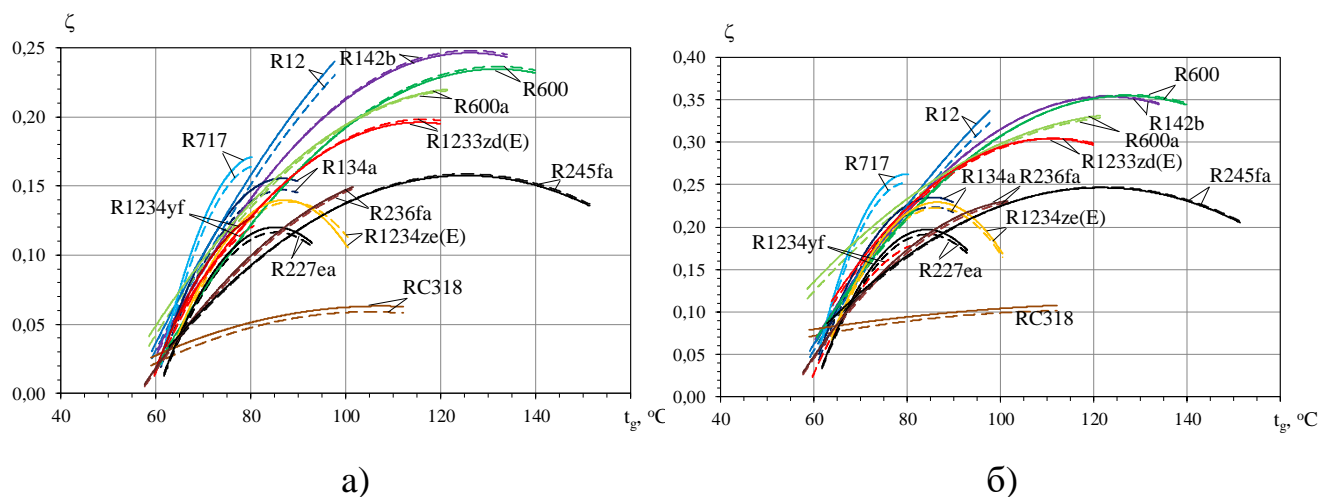


Рис. 7.8. Залежності зміни теплового коефіцієнта ЕХМ ζ від температури кипіння в генераторі пари ЕХМ t_g для різних холодоагентів при температурі кипіння у випарнику: $t_0 = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ (а) і $t_0 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ (б).

Результати аналізу показали, що при різниці температур $\Delta T_{\text{атп}} = 60\text{--}100 \text{ }^\circ\text{C}$ відносно підвищення тиску для всіх холодоагентів, окрім RC318, позитивне (рис. 7.9, 7.10). Найбільше значення мають: R717 (аміак) – $(P_{\text{атп2}}/P_{\text{атп1}}) = 1.0393$ ($0.5848 \cdot 10^5 \text{ Па}$); R134a – $(P_{\text{атп2}}/P_{\text{атп1}}) = 1.0295$ ($0.4331 \cdot 10^5 \text{ Па}$); R227ea – $(P_{\text{атп2}}/P_{\text{атп1}}) = 1.0224$ ($0.2831 \cdot 10^5 \text{ Па}$); R1234ze(E) – $(P_{\text{атп2}}/P_{\text{атп1}}) = 1.0210$ ($0.2713 \cdot 10^5 \text{ Па}$); R1234yf – $(P_{\text{атп2}}/P_{\text{атп1}}) = 1.0280$ ($0.25 \cdot 10^5 \text{ Па}$); для холодоагентів R142b, R245fa, R600 підвищення тиску навіть при більших температурах в генераторі невелике – $(P_{\text{атп2}}/P_{\text{атп1}}) = 1.005\text{--}1.011$ ($0.10\text{--}0.12 \cdot 10^5 \text{ Па}$).

Відносна кількість (рис. 7.11), необхідної для повного випаровування, рідини складає в середньому $g_f = 0.2\text{--}0.9$ (20–90%). Більші витрати рідини характерні для більшої різниці температур в аеротермопресорі. Найбільша витрата рідини відповідає холодоагентам R1234yf, R134a, R227ea (біля 80–90%).

Для забезпечення більших приростів теплового коефіцієнта ζ необхідна більша різниця температур в аеротермопресорі, а відтак, і буде більшим підвищення відносного тиску в аеротермопресорі ($P_{\text{атп2}}/P_{\text{атп1}}$).

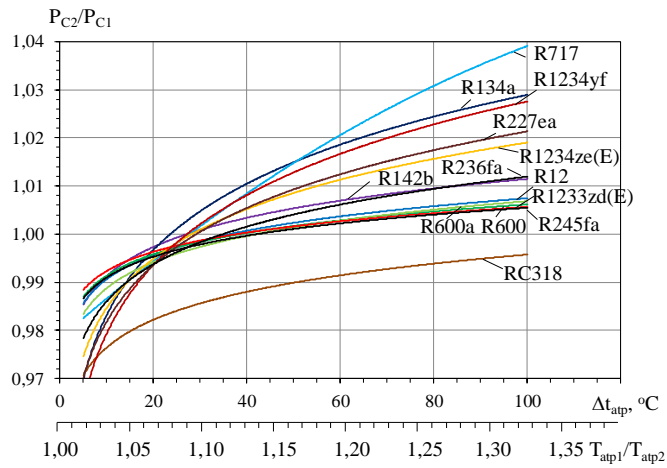


Рис. 7.9. Залежності зміни відносного підвищення тиску аеротермопресора (P_{c2}/P_{c1}) від зменшення температури пари ΔT_{atp} і відносної температури (T_{atp1}/T_{atp2}) в аеротермопресорі для різних холодоагентів.

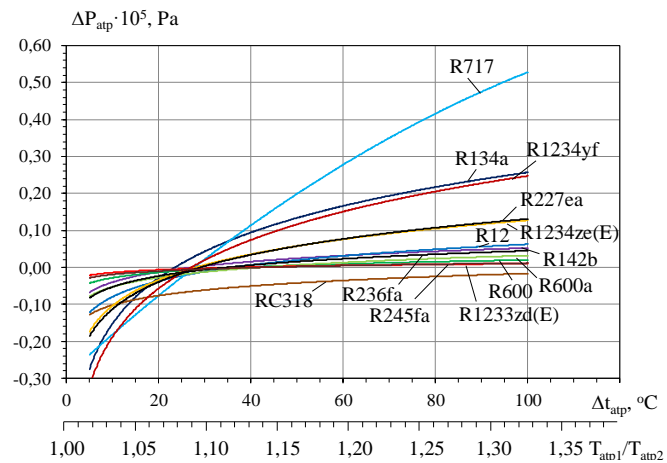


Рис. 7.10. Залежності зміни повного тиску аеротермопресора ΔP_{atp} від зменшення температури пари ΔT_{atp} і відносної температури (T_{atp1}/T_{atp2}) в аеротермопресорі для різних холодоагентів.

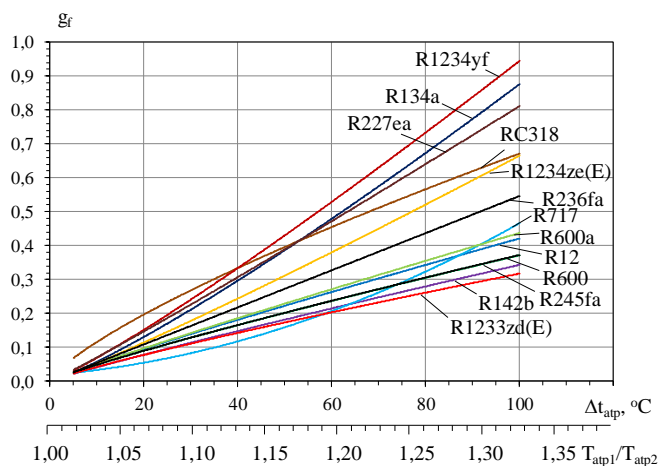


Рис. 7.11. Залежності зміни відносної кількості рідини g_f , що вприскується для повного випаровування в аеротермопресорі від зменшення температури пари $\Delta T_{\text{атр}}$ і відносної температури ($T_{\text{атр1}}/T_{\text{атр2}}$) для різних холодоагентів.

7.2. Перспективи розвитку та вдосконалення тепловикористовуючих ежекторних холодильних машин із аеротермопресорними апаратами.

Як розвиток застосування аеротермопресора у складі ЕХМ можна запропонувати використовувати його в інших схемних рішеннях. Наприклад, в каскадній схемі або в двоступінчастій схемі ЕХМ, де ЕХМ може використовуватися як верхній ступінь або каскад [323].

Застосування аеротермопресора можливе також в схемах із інтенсифікацією теплопередачі у випарнику [324], наприклад, при використанні циркуляції рідкого холодоагенту за допомогою струминного насосу (інжектора) (рис. 7.12). Таке рішення дозволить знизити температуру кипіння у випарнику, і, як наслідок, збільшиться температура перегрітої пари перед конденсатором. Звідси можна очікувати підвищення тиску в аеротермопресорі (рис. 7.9, 7.10) на 1–2 %, і відповідно збільшення теплового коефіцієнта ζ на 1.5–2.0%.

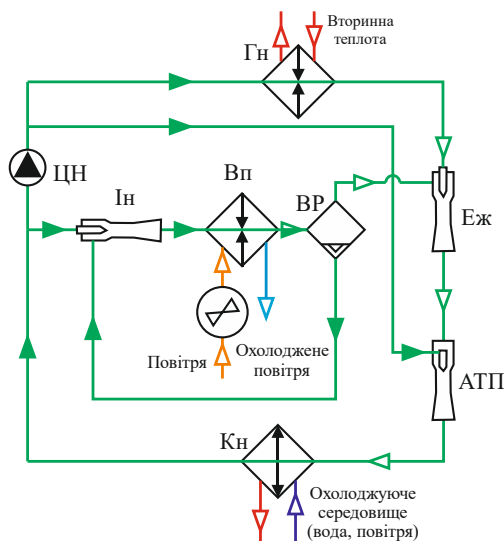


Рис. 7.12. Схема ЕХМ із сумісним застосуванням термопресора і інжектора: АТП – аеротермопресор; Еж – ежектор; Ін – інжектор; Вп – випарник; Кн – конденсатор; ВР – віддільник рідини; Гн – генератор пари; Цн – циркуляційний насос.

Ще одним перспективним рішенням є застосування аеротермопресора в схемі із регенерацією теплоти в регенеративному теплообміннику (РТО) (рис. 7.13). При цьому аеротермопресор доцільно встановити за випарником на всмоктуванні в ежектор. Відомо, що перегрів пари на всмоктуванні ежектора негативно впливає на значення коефіцієнта ежекції U [33]. Таке рішення дозволить зняти додатковий перегрів пари перед всмоктуванням в ежектор (в цьому випадку підвищення тиску ($P_{атр2}/P_{атр1}$) в аеротермопресорі не буде), а відтак, забезпечить підвищення теплового коефіцієнта на $\zeta = 2\text{--}5\%$.

Підвищити тиск на всмоктуванні в ежектор і за рахунок цього прибрати перегрів пари після РТО в ЕХМ з регенерацією теплоти можна шляхом включення аеротермопресора на всмоктуванні в ежектор (після випарника) із одночасним забезпеченням неповного випаровування холодоагенту і інжекцією рідини (рис. 7.14). Результати розрахунків при температурах кипіння у випарнику $t_0 = -10\text{...}+20\text{ }^\circ\text{C}$ показують, що тільки при перегревах після РТО $\Delta t_{пер} = 100\text{--}140\text{ }^\circ\text{C}$ (рис. 7.9, 7.10) можливе збільшення теплового коефіцієнта ЕХМ ζ на 4–8%. Однак, такі перегриви можливі в разі використання додаткових джерел скидної теплоти.

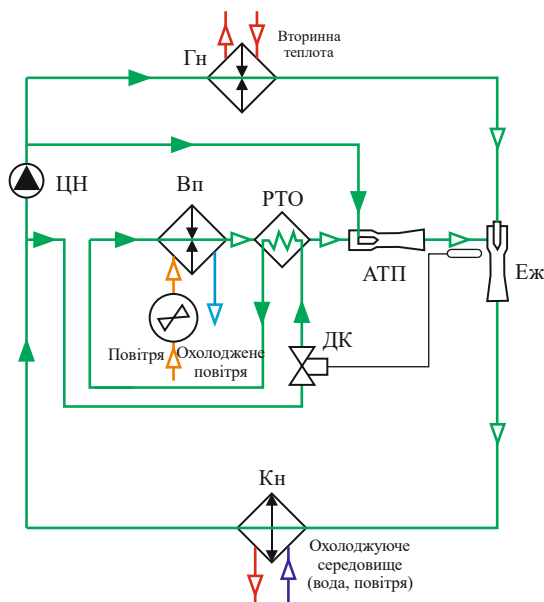


Рис. 7.13. Схема регенеративної ЕХМ із сумісним застосуванням аеротермопресора і інжектора: АТП – аеротермопресор; Еж – ежектор; Вп – випарник; Кн – конденсатор; Гн – генератор пари; Цн – циркуляційний насос; РТО – регенеративний теплообмінник.

Згідно [31, 33], застосування одно- та регенерації теплоти в ЕХМ дає підвищення теплового коефіцієнта ζ на 10–25%. Додатково до цього, підвищити ζ можливо за рахунок збільшення коефіцієнта ежекції U , чого можна досягти за рахунок збільшення тиску ежектованого потоку (ступеня підвищення тиску в ежекторі).

Підвищити тиск на всмоктуванні в ежектор і при цьому зняти перегрів після регенеративного теплообмінника (РТО) ЕХМ можливо за рахунок включення в схему установки аеротермопресора ТП (рис. 7.14, а). Установка працює в такий спосіб: ежектор ЕЖ всмоктує пар з випарника ВП, використовуючи енергію робочого пара високого тиску (точка 10 на рис. 7.14, б), який надходить з генератора Гн, розширюється в його соплі до тиску (точка 11), трохи меншого, ніж тиск пари на виході з РТО (точка 1), і стискає його до тиску конденсації (точка 4); Процеси 9-10 і 7-8 - кипіння (можливо з перегрівом) в випарнику і генераторі робочого пара високого тиску; 10-11 - розширення робочого пара в соплі ежектора; 1-2 - зниження тиску всмоктується з РТО пара в приймальній камері ежектора; 2-3

і 11-3 - змішання холодного пара з випарника і пара на виході з сопла ежектора; 3-4 - підвищення тиску змішаного пара в камері змішання і дифузори ежектора.

Стиснутий в ежекторі ЕЖ пар конденсується в конденсаторі Кн (процес 4-5). Рідкий холодоагент розділяється на два потоки. Перший надходить в РТО, де переохолоджується за рахунок пара після випарника Вп (процес 5-6) і дрослюється в інжекторі Ін (процес 6-7) потім випаровується у випарнику (процес 7-8) і отриманий насичений пар перегрівається в РТО (процес 8 -1). Другий потік - стискається в насосі ЦН до високого тиску (процес 5-9) і випаровується в генераторі Гн (процес 9-10).

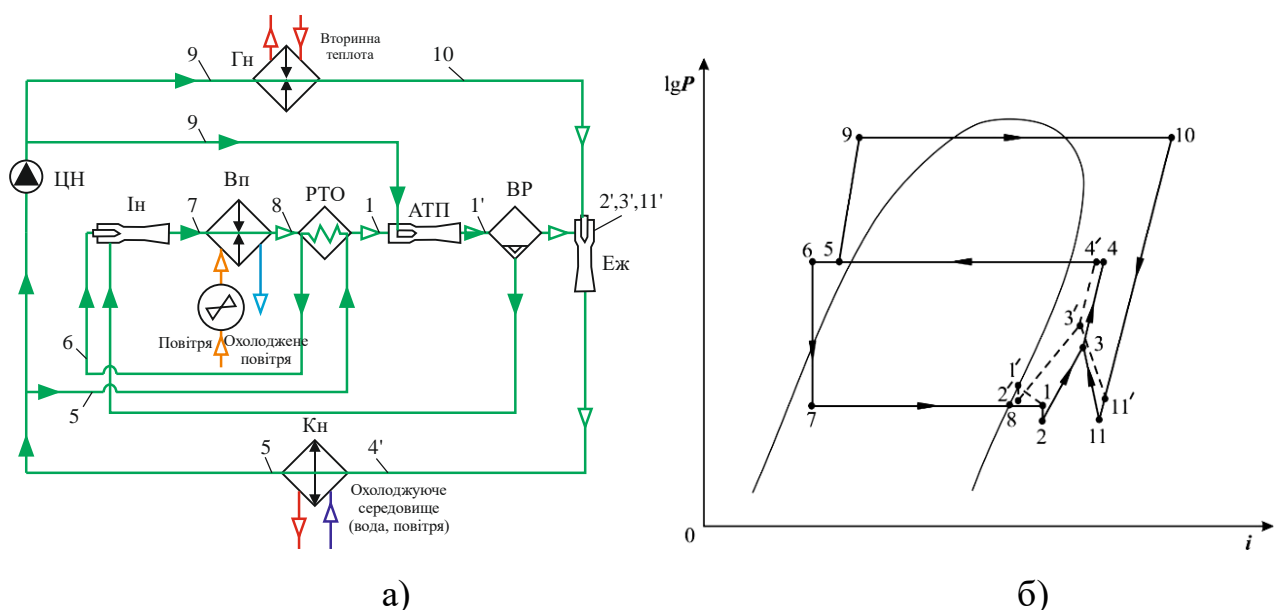
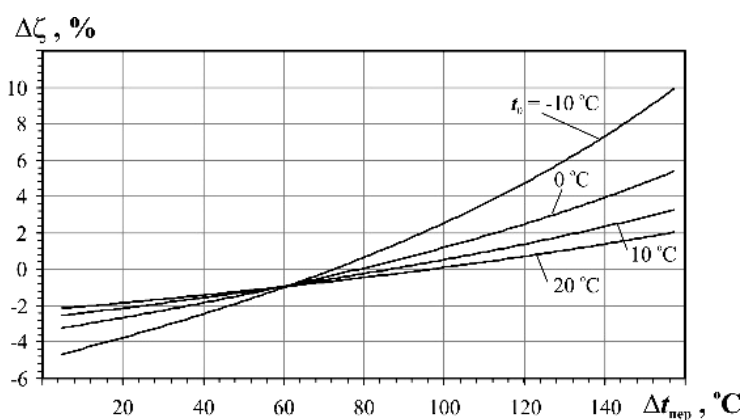


Рис. 7.14. Схема і цикл ЕХМ із застосуванням аеротермопресора в комбінації з ежектором: Гн – генератор пари; Еж – ежектор; АТП – аеротермопресор; Кн – конденсатор; Вп – випарник; Ін – інжектор; РТО – регенеративний теплообмінник; ВР – віддільник рідини; ЦН – циркуляційний насос.

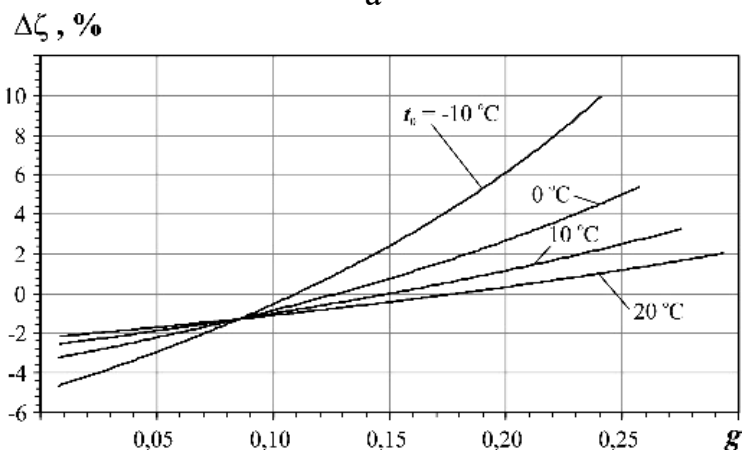
Аеротермопресор встановлюється на всмоктуванні в ежектор після РТО. Для зняття перегріву і підвищення тиску потоку пара після РТО в робочу камеру в аеротермопресора вприскується частина рідини після циркуляційного насоса. Вприскування необхідно здійснювати в потік пари, що рухається із навколосвуковою швидкістю. Для отримання ефекту якомога більшого підвищення тиску необхідно, щоб випаровування рідини було неповним (відносний вприск рідини $g = 0,05-0,25$). За аеротермопресором встановлюється віддільник рідини ВР.

Рідина після ВР повертається інжектором Ін в випарник. При цьому інжектор виконує роль дросельного клапана. На рис. 7.14, б пунктиром показані процеси відповідні циклу ЕХМ із застосуванням аеротермопресора.

Аналіз роботи установки (рис.7.15) при температурах кипіння у випарнику $t_0 = -10 \dots +20^\circ\text{C}$, показує, що при перегріві пари після РТО $\Delta t_{\text{пер}} = 100\text{--}140^\circ\text{C}$ збільшення теплового коефіцієнта ЕХМ на додаток до ефекту від регенерації складе $\Delta\zeta = 4\text{--}8\%$, із відповідною часткою рідини, що вприскується $g = 0,05\text{--}0,25$, при цьому сумарне підвищення теплового коефіцієнту складає $\Delta\zeta = 10\text{--}15\%$ ($\zeta = 0,03\text{--}0,05$), при базовому значенні $\zeta = 0,30\text{--}0,40$.



а



б

Рис. 7.15. Залежності збільшення теплового коефіцієнта $\Delta\zeta$ від температури перегріву $\Delta t_{\text{пер}}$ (а) і частки рідини, що вприскується g (б) при різних температурах кипіння t_0 .

Температура конденсації t_k холодоагенту R142b, для якого здійснювалися розрахунки приймалася рівною 35°C , а відносна довжина робочої камери $(L/D) = 3$.

Підвищення тиску в аеротермопресорі при даних температурах кипіння складає $0,2\text{--}0,4 \cdot 10^5$ Па.

Застосування даної схеми дозволяє підвищити ефективність ЕХМ до $\zeta = 0,40\text{--}0,45$, що робить даний тип машин конкурентними з більш громіздкими тепловикористовуючими абсорбційними холодильними машинами.

7.3. Висновки по розділу 7.

1) Застосування термопресора в циклі ЕХМ, при встановленні на виході з ежектора, дозволяє за рахунок підвищення тиску при контактному охолодженні пари до температури насичення підвищити коефіцієнт ежекції U і відповідно тепловий коефіцієнт ЕХМ ζ .

2) Аналіз ефективності ЕХМ при застосуванні термопресора показує, що найбільшою ефективністю при максимально можливих температурах кипіння в генераторі tg є холодоагенти: R142b – приріст $\Delta\zeta = 0.74\%$; R600 – $\Delta\zeta = 0.89\%$; R1233zd(E) – $\Delta\zeta = 0.87\%$; R245fa – $\Delta\zeta = 0.83\%$.

3) Збільшити ефективність ЕХМ при застосуванні термопресора можливо при забезпеченні більшої різниці температур. Так, при різниці температур $\Delta T_{\text{атп}} = 60\text{--}100$ °C відносно підвищення тиску в основному позитивне. Найбільше значення мають: R717 (аміак), R134a, R227ea, R1234ze(E), R1234yf – $(P_{\text{атп2}}/P_{\text{атп1}}) = 1.02\text{--}1.04$ (2–4%).

4) Забезпечити більший тепловий коефіцієнт для ЕХМ можливо при застосуванні термопресора в схемі із використанням циркуляції рідкого холодоагенту за допомогою струминного насоса (інжектора). Таке рішення дозволить знизити температуру кипіння у випарнику, і, як наслідок, збільшиться температура перегрітої пари перед конденсатором. Відповідне збільшення теплового коефіцієнта складає $\Delta\zeta = 1.5\text{--}2.0\%$.

5) Застосування термопресора в схемі із регенерацією теплоти за випарником на всмоктуванні в ежектор дозволяє зняти додатковий перегрів пари перед всмоктуванням в ежектор, а відтак, забезпечить підвищення теплового

коефіцієнта на $\zeta = 4\text{--}8\%$, із відповідною часткою рідини, що вприскується $g = 0,05\text{--}0,25$, при цьому сумарне підвищення теплового коефіцієнту за рахунок регенерації теплоти та рециркуляції при сумісному застосуванні із аеротермопресором складає $\Delta\zeta = 10\text{--}15\%$ ($\zeta = 0,03\text{--}0,05$) при базовому значенні $\zeta = 0,30\text{--}0,40$.

ВИСНОВКИ

1) Обґрунтовано методологічний підхід і принципи використання вторинної теплоти енергоустановок шляхом застосування аеротермопресорних технологій для охолодження повітря, як складової робочого тіла, і глибокої утилізації енергії продуктів згоряння, виходячи з яких розроблена концепція підвищення економічності енергетичних установок в технологіях використання вторинної теплоти із застосуванням аеротермопресорних технологій з охолодженням повітря, яка на відміну від найбільш поширеного контактного охолодження упорскуванням води без використання вторинної теплоти забезпечує ефективне дрібно-дисперсне розпилення рідини для наступного ізотермування процесу стиснення в компресорах, причому без втрат тиску, а навпаки, з додатковим підвищенням повного тиску на 5–10%.

2) *Вперше* розроблено комплекс фізичних і математичних моделей процесів використання вторинної теплоти енергетичних установок в аеротермопресорах, які на відміну від існуючих моделей дозволяють обчислювати локальні по ходу потоку параметри процесів аеротермопресії, що дає можливість раціонально організувати робочі процеси, зокрема з неповним випаровуванням упорскуваної рідини, забезпечує максимальне підвищення тиску та високу дисперсність, безпечну для експлуатації двигунів. Математична модель дозволяє враховувати зміну та залежності основних характеристик аеротермопресора від характеру розпилювання рідини (дисперсність та швидкість крапель, частка рідини відносно масової витрати газу (повітря)).

3) *Вперше* розроблено методологію раціонального проектування систем використання вторинної теплоти енергетичних установок із застосуванням аеротермопресорних технологій, яка враховує неповне випаровування упорскуваної рідини та вплив дисперсності на характеристики аеротермопресора, що дозволяє визначати локальні параметри теплофізичних процесів у проточній частині аеротермопресора та раціональні характеристики аеротермопресорних систем утилізації й охолодження, що забезпечують максимальні значення ККД;

4) Розроблено аеротермопресор, в якому реалізується ефект термогазодинамічної компресії, для системи охолодження повітря як складової робочого тіла енергетичної установки та експериментальну установку для дослідження його характеристик і визначення оптимальних параметрів роботи, а також розроблено методику та проведено експериментальне дослідження характеристик аеротермопресора для системи охолодження повітря енергетичної установки.

5) *Вперше* встановлені закономірності та особливості процесів використання вторинної теплоти в аеротермопресорах охолодження повітря як складової робочого тіла і глибокої утилізації енергії продуктів згоряння енергетичних установок, а саме вплив неповного випаровування в аеротермопресорі на ефективність дрібно-дисперсного розпилення рідини та степінь підвищення тиску повітря і, як наслідок, підвищення потужності та ККД енергетичної установки, а також вплив параметрів робочих процесів аеротермопресора на характеристики систем утилізації й охолодження, виходячи з яких визначено принципи проміжного охолодження повітря ГТУ аеротермопресорами дрібно-дисперсного розпилення рідини для ізотермування процесу стиснення в компресорі, охолодження наддувного повітря ДВЗ і продуктів згоряння в системі рециркуляції відпрацьованих газів ДВЗ, а також для тепловикористовуючих систем на базі ежекторних холодильних машин та розроблена методологія проектування систем використання вторинної теплоти;

б) *Вперше* запропоновано принцип використання аеротермопресорних технологій для охолодження повітря як складової робочого тіла ГТУ, що забезпечує ефективне дрібно-дисперсне розпилення рідини з середнім діаметром краплі менше 15 мкм і, як наслідок, більш ефективне ізотермування процесу в компресорі, дозволяє компенсувати гідравлічні втрати тиску по повітряному тракту з відповідним зменшенням роботи на стиснення за рахунок підвищення повного тиску на 5–10%, збільшити витрату робочого тіла в циклі на 5–10 %, і як наслідок, підвищити ККД з відповідним зменшенням питомої витрати палива на 1,5–2,0%;

7) Обґрунтовано доцільність застосування аеротермопресора як багатофункціонального контактного теплообмінного апарату (підвищення повного тиску, охолодження, дрібно-дисперсний розпил крапель рідини, екологічне зволоження) в технологіях використання вторинної теплоти і отримала подальший розвиток теорія аеротермопресії (термогазодинамічної компресії), зокрема у процесах охолодження стисненого повітря енергетичних установок та глибокої утилізації енергії продуктів згоряння;

8) Застосування ефекту термогазодинамічної компресії для охолодження наддувного повітря ДВЗ дозволяє зменшити роботу на стиснення за рахунок компенсації гідравлічних втрат тиску та підвищення повного тиску наддувного повітря на 5–10% порівняно з поверхневим охолодженням, підвищити ККД енергетичної установки з відповідним зменшенням питомої витрати палива на 1,0–2,0%;

9) *Вперше* запропоновано принцип підвищення ефективності екологічної рециркуляції продуктів згоряння ДВЗ шляхом охолодження рециркуляційних газів аеротермопресорами, що дозволяє зменшити навантаження системи рециркуляції газів: зменшити або повністю компенсувати гідравлічні втрати, відповідно і навантаження на вентилятор (або електрокомпресор) системи рециркуляції, знизити навантаження на скруббер і систему відведення теплоти від рециркуляційних газів забортною водою, що забезпечує зменшення питомої витрати палива на 1,5–1,7%;

10) *Вперше* розроблено термодинамічні цикли та схемно-конструктивні рішення тепловикористовуючих ежекторних холодильних машин із застосуванням аеротермопресорних контурів та обґрунтовано вибір раціонального робочого тіла, що забезпечує підвищення теплового коефіцієнта ζ на 0,03–0,05 (10–15%) порівняно з базовим $\zeta = 0,30–0,40$. При цьому найбільшу ефективність мають холодоагенти: R142b; R600; R1233zd(E); R245fa. Схемно-конструктивні рішення захищені патентами України на винаходи №84550, 89558, 89559, 90747, 89557, 90015.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. MAN B&W Diesel Influence of Ambient Temperature Conditions on Main Engine Operation, Copenhagen, Denmark: A/S, MAN B&W Diesel, 2005.
2. Diesel Engines for Independent Power Producers and Captive Power Plants. MAN-Burmeister & Wain Diesel A/S: Copenhagen, Denmark. – Publication No. P.352-99. – 2001.
3. Суворов П.С. Управление режимами работы главных судовых дизелей. - Одесса: ЛАТСТАР, 2000, р. 238.
4. Very large Diesel Engines for Independent Power Producers and Captive Power Plants, 2001, р. 12.
5. Project Guide Two-stroke Engines. MC Programme. Vol. 1. – Copenhagen, 1986.
6. Луканин К. А., Морозов А. С. и Хачиян А. С. Двигатели внутреннего сгорания. Кн. 1. Теория рабочих процессов – М.: Высшая школа, 2007, 2007, р. 479.
7. Горбов В. М., Енциклопедія суднової енергетики. - Миколаїв:НУК, 2010, р. 624.
8. Артемов Г. А., Волошин В. П., Захаров Ю. В., Шостак В. П., Судовые энергетические установки. Учебное пособие. - Л.: Судостроение, 1987, р. 480.
9. Yao Z., Z. Q. Qian, R. Li and E. Hu, "Energy efficiency analysis of marine high-powered medium-speed diesel engine base on energy balance and exergy," Energy, pp. 991-1006, 2019.
10. Baldi F., Ahlgren F., Nguyen T. V., Thern M. and Andersson K., "Energy and exergy analysis of a cruise ship," Energies. - Volume 11, Issue 10, 2018.
11. Bistrovic N. and Bernecic D., "Energy efficiency in maritime transport," 18th Annual General Assembly of the International Association of Maritime Universities - Global Perspectives in MET: Towards Sustainable, Green and Integrated Maritime Transport, IAMU 2017, Volume 3, pp. 47-50, 2017.
12. CEAS Engine Calculations. *MAN Diesel Turbo*: веб-сайт. URL: <https://marine.man-es.com/two-stroke/ceas> (дата звернення: 10.112019).

13. Wartsila. *Wartsila*: веб-сайт. URL: <https://www.wartsila.com> (дата звернення: 10.11.2019).
14. General Technical Data (GTD). *Wartsila*: веб-сайт. URL: <https://www.wingd.com/en/engines/general-technical-data-gtd> (дата звернення: 11.11.2019).
15. MAN, MAN 32/40 Project Guide – Marine. Four-stroke diesel engine compliant with IMO Tier III, 2019, p. 474.
16. MAN, MAN 48/60CR. Project Guide – Marine. Four-stroke diesel engine compliant with IMO Tier III, 2019, p. 464.
17. MAN, MAN 51/60DF. Project Guide – Marine. Four-stroke dual fuel engine compliant with IMO Tier III, 2018, p. 540.
18. MAN, MAN L35/44DF. Project Guide – Marine. Four-stroke dual fuel engine compliant with IMO Tier III, 2018, p. 466.
19. Wartsila, Двухтопливные двигатели Wartsila 50DF. руководство по эксплуатации, 2010, p. 186.
20. Wartsila, Двигатель Wartsila 20. Проектное руководство, 2007, p. 141.
21. Wartsila, Двигатель Wartsila 26. Проектное руководство, 2007, p. 162.
22. Wartsila, Wartsila 31. Руководство по проектированию, 2010, p. 192.
23. Wartsila, Двухтопливные двигатели Wartsila 34DF. Проектное руководство, 2013, p. 190.
24. Селиверстов В. М., Утилизация тепла в судовых дизельных установках. – М.: Судостроение, 1973, p. 251.
25. Артемов Г. А. и Горбов В. М. Судові енергетичні установки. – Миколаїв: УДМТУ, 2002, p. 356.
26. Радченко Н. И., Стахель А. А., Сирота А. А., Коновалов Д. В., Направления утилизации тепла в судовых дизельных установках и их реализация с применением холода // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2009. – № 4 (61). – С. 62–65.
27. Радченко Н. И., Сирота А. А., Коновалов Д. В., Основные направления тригенерационных технологий в судовой энергетике // *Техногенна безпека: наукові праці*. – Миколаїв: МДГУ ім. П. Могили, 2007. – Т.73. – Вип. 60. – С. 100–105.

28. Сирота А. А., Радченко Н. И., Радченко А. Н., Коновалов Д. В., Тригенерационные системы комплексного использования сбросной теплоты судовых дизелей // Вестник двигателестроения. – 2008. – № 2. – С. 68–72.
29. Билека Б. Д., Сергиенко Р. В., Кабков В. Я., Экономичность когенерационных и комбинированных когенерационно-теплонасосных установок с газопоршневыми и газотурбинными двигателями // Авиационно-космическая техника и технология, 2010. - 25-29.
30. Сергиенко Р. В., Билека Б. Д., Кабков В. Я. Пути повышения эффективности рабочего цикла энергетических теплоутилизирующих установок с низкокипящими рабочими телами. №8. - 38-42.
31. Захаров Ю. В. Пути повышения эффективности судовых фреоновых эжекторных холодильных машин. Труды НКИ, № 55, pp. 3-11, 1972.
32. Коновалов Д. В., Радченко Н. И. Утилизация сбросной теплоты судовых энергоустановок с генерированием холода и использованием эффекта термопрессии // Авиационно-космическая техника и технология.– 2008. – №7(54). – с. 163-167.
33. Захаров Ю. В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины, СПб.: Судостроение, 1994, p. 504.
34. Захаров Ю. В. Исследование и совершенствование энергоиспользования на дизельных транспортных судах. Дисс. ... докт. техн. наук, Николаев, 1972.
35. Соколов Е. Я. и Зингер Н. М. Струйные аппараты, М.: Энергия, 1970, p. 288.
36. Радченко Р. Н., Грич А. В. Двухступенчатое охлаждение приточного воздуха газовых двигателей тригенерационной установки [Текст] / Р.Н. Радченко, А.В. Грич // Авиационно-космическая техника и технология. –2014. – № 6. – С. 103–107.
37. Радченко А. М., Грич А. В. Підвищення ефективності кондиювання повітря машинного відділення когенераційних газових двигунів [Текст] / А.М. Радченко, А.В. Грич //Збірник наукових праць НУК. – Миколаїв : НУК 2013. – № 5-6 (450). –С. 15–19.

38. Радченко А. М., Остапенко О. В. Трансформація теплоти в установці автономного енергозабезпечення абсорбційною холодильною машиною // Холодильна техніка та технологія. - 2015. - №51(2). - с. 32-37.

39. Радченко А. Н., Коновалов А. В., Остапенко А. В., Манилов А. С. Согласование работы абсорбционного термотрансформатора с когенерационным газопоршневым модулем установки автономного энергообеспечения // Вестник двигателестроения. - 2012. - №2. - с. 65-69.

40. Коновалов А. В. Повышение эффективности газопоршневых двигателей увлажнением охлаждающего и циклового воздуха [Текст] / А.В. Коновалов // Авиационно-космическая техника и технология. – 2013. – № 1 (98). – С. 71–75.

41. Радченко А. М., Коновалов А. В., Остапенко О. В. Сумісна робота когенераційного газопоршневого двигуна та абсорбційного термотрансформатора установки автономного енергозабезпечення [Текст] / А.М. Радченко, А.В. Коновалов, О.В. Остапенко // Зб. наук. праць НУК. – 2013. – Вип. № 5-6. – С.35–40.

42. Радченко М. І., Коновалов Д. В., Л. М. Воробйов Попереднє охолодження газоповітряної паливної суміші газових двигунів у детандернотермопресорних холодильних машинах // Обладнання та технології харчових виробництв: Зб. наук. праць ДонНУЕТ. – Донецьк: ДонНУЕТ. – 2010. – Вип. 24. –, pp. 234-240.

43. Радченко М. І., Коновалов Д. В., Воробйов Л. М. Підвищення ефективності газового двигуна внутрішнього згорання турбодетандерним охолодженням газоповітряної суміші // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2010. – № 10(77). – С.62-65.

44. Радченко Р.Н., Бузник А.И. Охлаждение воздуха на входе судовых ДВС утилизационной воздушной холодильной машиной // Вестник двигателестроения. – 2008. – № 3. – С. 77–81.

45. Калиниченко И. В., Андреев А. А., Андреева Н. Б. Получение пара на судне тепловым насосом // Водный транспорт. – К.: КДАВТ. – 2015. – №2 (23). – С. 48-57.

46. Радченко Н. И., Калиниченко И. В., Радченко Р. Н., Щербак Ю. Г. Утилизация теплоты пара теплоиспользующей холодильной машиной с тепловым насосом для охлаждения воздуха на входе судового дизеля // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2017. – №5 (140). – С. 73-77.

47. M. Radchenko, R. Radchenko, V. Kornienko and M. Pyrysunko, Semi-Empirical Correlations of Pollution Processes on the Condensation Surfaces of Exhaust Gas Boilers with Water-Fuel Emulsion Combustion. In: Ivanov V. et al. (eds) *Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering*, pp. 853-862.

48. Радченко А. М. Забруднення поверхонь нагріву утилізаційних котлів при спалюванні водопаливних емульсій на основі малов'язких палив [Текст] / В А.М. Радченко, А.А., Андреев, В.С. Корнієнко // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2018. – № 1 (145). – С. 43–47.

49. Вырубков Д. И., Иващенко Н. А., Ивин В. И. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – М: Машиностроение, 1983. – 372 с., 1983, р. 382.

50. Суворов П.С. Судовые двигатели внутреннего сгорания: учебник. – Одесса: ОНМА, 2011. -600 с.

51. Пахомов Ю.А. Судовые энергетические установки с двигателями внутреннего сгорания: ученик / Ю.А.Пахомов. – М: Транспорт, 2007. – 528с

52. Зейнетдинов Р. А. и Коткова О. Ю. Обоснование применения охладителей наддувочного воздуха в дизелях ФГБОУ ВПО СПбГАУ Санкт-Петербург, Россия.

53. Леферов А. А., Куприянов Н. Д. Актуальность и проблемы совершенствования цикла ДВС // *Электронный журнал «Труды МАИ»*, 2009. – №39. – С. 1-15.

54. Луканин В. Н., Морозов К. А., Хачиян А. С. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов: Учебник для вузов под ред. В. Н. Луканина и М. Г. Шатрова. – 3-е изд., перераб. и испр. – М.: Высшая школа, 2007. – 479 с.

55. Вибге И. И. Новое в рабочем цикле двигателей. Скорость сгорания и рабочий цикл двигателя. – Свердловск.: Государственное научно-техническое издательство машино-строительной литературы, 1962. – 272 с.
56. Combined internal combustion and steam engine: патент. US 4322950 МПК F01B 29/04.
57. High efficiency internal combustion steam engine: патент. US 4509464 МПК F01M 25/02.
58. Hybrid internal combustion steam engine: патент. US 5191766 МПК F02G 3/02.
59. Internal combustion engine injection superheated steam: патент. US 4986223 МПК F02D 19/00.
60. Internal combustion engine with steam power assist: патент. US 4406127 МПК F01K 23/10.
61. Steam injector for Internal combustion engine: патент. US 2674235.
62. Six cycle combustion and fluid vaporization engine: патент. US 3964263 МПК F01K 27/00.
63. Internal combustion and steam engine: патент. US 4143518 МПК F01B 29/04.
64. Combination Internal combustion and steam engine: патент. US 4301655 МПК F02B 29/06.
65. Combined internal combustion and steam engine: патент. US 4402182 МПК F01B 29/04.
66. Combined internal combustion and steam engine: патент. US 4417447 МПК F01B 29/04.
67. Combination Internal combustion and steam engine: патент. US 4433548 МПК F01K 27/00.
68. Engine with a six-stroke cycle, variable compression ratio, and constant stroke: патент. US 4736715 МПК F02B 75/26.
69. Internal combustion steam engine: патент. US 4783963 МПК F01K 21/04.
70. Internal combustion steam engine: патент. US 4783964 МПК F01K 21/04.

71. Method for increasing the heat efficiency of a piston combustion engine: патент. US 4976226 МПК F02B 75/02.
72. Water introduction in Internal combustion engines: патент. US 5125366 МПК F02B 47/02.
73. Multiple stroke enginehaving fuel and vapor charges: патент. US 6253745 МПК F01K 27/00.
74. Computer controlled six-stroke internal combustion engine and its method of operation: патент. US 6311651 МПК F02B 47/02.
75. Computer controlled six-stroke cycle internal combustion engine and its method of operation: патент. US 6571749 МПК F02B 47/02.
76. Internal combustion engine with steam expansion stroke: патент. US 6986252 МПК F01B 29/04.
77. Computer controlled multi stroke cycle power generating assembly and method of operation: патент. US 7021272 МПК F02B 77/00.
78. Vapor injector for Internal combustion engines: патент. US 4030456 МПК F02D 19/00.
79. Способ получения пара из воды в паровой машин: патент. № 2 251 004 RU C2 МПК F01K 21/00.
80. Двигатель внутреннего сгорания: патент. № 2 268 376 RU C2 МПК F02B 41/02 (2006.01).
81. Газотурбинная установка: патент. № 2 278 286 RU C2 МПК F02C 3/30 (2006.01).
82. Способ получения и преобразования энергии рабочей среды в механическую работу и устройство для ее осуществления: патент. № 2 285 144 RU C2 МПК F02M 27/04 (2006.01).
83. Способ повышения эффективности ДВС и устройство для его реализации: патент. № 2 299 339 RU C1 МПК F02B 47/02 (2006.01).
84. Способ повышения КПД парогазовой установки: патент. № 2 334 112 RU C2 МПК F02C 6/00 (2006.01).
85. Четырехтактный комбинированный двигатель: патент. № 2 338 076 RU C2 МПК F02B 47/02 (2006.01).

86. Боевой вертолет: патент. № 2 338 667 RU C1 МПК F02C 9/48 (2006.01).
87. Двигатель внутреннего сгорания: патент. № 2 338 914 RU C2 МПК F02B 47/02 (2006.01).
88. Устройство для приготовления водотопливных эмульсий дизелей с кулачковым приводом плунжерного впрыска топлива: патент. № 2 344 312 RU C2 МПК F02M 43/00 (2006.01).
89. Способ работы теплового двигателя и его устройство: патент. № 2 351 779 RU C2 МПК F02B 53/02 (2006.01).
90. Способ повышения эффективности работы осевого многоступенчатого компрессора: патент. № 2 359 160 RU C1 МПК F04D 19/02 (2006.01).
91. Система (варианты) и способ (варианты) для повышения выходной мощности турбины, а также система защиты входного канала газовой турбины от коррозии: патент. № 2 369 762 RU C2 МПК F04C 9/00 (2006.01).
92. Zweitakt-Kolbennkraftmaschine mit einer die Abgaswärme der Aufladenturbine benfitzendendampfmaschine: патент. CH 611979 МПК F02B 37/04.
93. Verfahren hohen wirkungsgrades zur umwandlung vonkraftstoffen in antirebsenergie und zugerordneter kombiniert verbrennung und dampfmotor: патент. EP 0076885 МПК F02B 75/02.
94. Combination Internal combustion and steam engine: патент. EP 0142580 МПК F02B 47/02.
95. High efficiency internal combustion steam engine: патент. EP 0154975 МПК F02B 47/02.
96. Moteur a' vapeur reallse par transformation d'un moteur a' combustion interne: патент. FR 2547624 МПК F02B 69/00.
97. Moteur a' vapeur a' deux temps resultant de latransformation d'un moteur a' combustion interne: патент. FR 2670827 МПК F01L 1/04.
98. Белоусов Е. В., Агеев М. С., Свиридов В. И. Влияние на рабочий процесс среднеоборотного судового дизеля путем впрыскивания воды в рабочий цилиндр // Двигатели внутреннего згорания, т. 1, pp. 40-43, 2010.
99. Computer controlled multi stroke cycle power generating assembly and method of operation: патент. US20070022977 МПК F02B 77/00.

100. Возницкий И.В. Современные судовые среднеоборотные двигатели /И.В. Возницкий - Санкт-Петербург: изд. ГМА им. адм. С. О. Макарова. 2005. – 150 с.
101. D. Steffens, The Diesel Engine and the Environment. Session Chair - Wayne Cole, Houston, Texas: Cole Engineering, 2003, p. 36.
102. Wartsila, Wartsila 46 Technology review, Wartsila Corporation, 2008, p. 20.
103. WÄRTSILÄ, WÄRTSILÄ 46. TECHNOLOGY REVIEW. 2008. 20 p.
104. K. Takasaki, t. Fukuyoshi and S. Abe, Improvement of diesel combustion with stratified fuel/water injection system, Japan: Shin-nosuke Osafune Mitsubishi Heavy Industries, 1998, p. 6.
105. Sakabe H., Sakaguchi K. The UEC engine program and its latest development," Conseil international des machines a combustion, no. 224, p. 8, 2004.
106. Белоусов Е. В. Моделирование процесса сжатия с охлаждением воздушного заряда путем распыливания воды в рабочем цилиндре ДВС,» Двигатели внутреннего згорания, № 1, pp. 72-78, 2006.
107. Якунчиков В. В. Снижение вредных выбросов судового дизеля в переходных режимах // Автореферат диссертации на соискание ученой, Москва: Московсковская государственная академия водного транспорта, 1997.
108. Hellen G. Paper carriers to cut NOx emissions by Direct Water Injection," Wartsila NSD Corporation / Marine News, pp. 8-11, 01 1991.
109. The Motor Ship, Exhaust gas recirculation, The Motor Ship, 1996, pp. 2-11.
110. MER. Practical implication of NOx exhaust emission regulation. pp. 33-35, Nov. 1994.
111. Lausoh W., Dietl V., Fleischer W. Low engine Fuel Consumption and Low NOx Emission: Incompatible Opposites. Wartsila Diesel Group. Marine News, pp. 35-40, 12 1994.
112. IMO Working Group / EE/WG 2/4. pp. 20-40, 12 1994.
113. Кирпиченков С. В. Регулируемая рециркуляция работавших газов в системе комплексного снижения токсичных выбросов среднеобортного дизеля речного судна. Москва, 2002.

114. MAN B&W. MAN B&W Two-stroke Marine Engines. Emission Project Guide, 9th Edition ed., Copenhagen: MAN Diesel & Turbo, 2018, p. 111.
115. Bent N. 8500 TEU Container Ship Green Ship of the Future Concept study. Odense Steel Shipyard Ltd, 2009.
116. Baert R. S., Beckman D. E., Veen A. Efficient EGR technology for future HD diesel engine emission targets. SAE 1999-01-0837, 1999.
117. Agarwal D., Singh S. K., Agarwal A. K. Effect of Exhaust Gas Recirculation (EGR) on performance, emissions, deposits and durability of a constant speed compression ignition engine // *Applied Energy*, т. 88, № 8, pp. 2900-2907, August 2011.
118. Марченко А. П., Парсаданов І. В., ТОВАЖНЯНСЬКИЙ Л. Л., ШЕХОВЦОВ А. Ф. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.5. Екологізація ДВЗ, т. 5, Харків: Видавничий центр НТУ "ХПІ", 2004, p. 468.
119. Agrawal K., Singh S. K., Sinha S., Shukla M. K. Effect of EGR on the exhaust gas temperature and exhaust opacity in compression ignition engines. *Sadhana - Academy Proceedings in Engineering Sciences*, vol. 29, no. 3, pp. 275-284, June 2004.
120. Lundquist U., Smedler G., Stalhammar P. A comparison between different EGR systems for HD diesel engines and their effects on performance, fuel consumption and emissions // SAE 2000-01-0226, 2000.
121. Kohketsu S., Mori K., Sakai K., Hakozaiki T. EGR technologies for a turbocharged and inter-cooled heavy-duty diesel engine // SAE 970347, 1997.
122. Ghosh S., Dutta D. The Effects of EGR on the Performance and Exhaust Emissions of a Diesel Engine Operated on Diesel Oil and Pongamia Pinata Methyl Ester (PPME) // *International Journal of Engineering Inventions*, т. 1, № 12, pp. 39-44, December 2012.
123. Hussain J., Palaniradja K., Alagumurthi N., Manimaran R. Effect of Exhaust Gas Recirculation (EGR) on performance and emission characteristics of a three cylinder direct injection compression ignition engine // *Alexandria Engineering Journal*, vol. 51, no. 4, pp. 241-247, December 2012.
124. Pandhare P., Zende K. C., Joglekar A. S., Bhave S. C., Padalkar A. S. Effect of EGR on the exhaust gas temperature and exhaust opacity in compression ignition engines using Jatropha Oil as fuel // *Applied Mechanics and Materials*. 2nd International

Conference on Mechanical and Aerospace Engineering, ICMAE 2011, № 110-116, pp. 431-436, July 2012.

125. Pierpont D. A., Montgomery D. T., Reitz R. D. Reducing particulate and NO_x using multiple injections and EGR in a D. I. diesel // SAE 950217, 1995.

126. Bosch, Автомобильный справочник. Bosch: Пер. с англ., М.: Изд-во "За рулем", 2000, p. 896.

127. Bosch, Системы управления дизельными двигателями, Первое русское издание ред., М.: ЗАО "КЖИ "За рулем", 2004, p. 480.

128. Wartsila. Wärtsilä Environmental Product Guide. Wärtsilä, Marine Solutions. Vaasa, April 2017. – 66 p.

129. Толщин В. И. Рециркуляция ОГ как средство снижения оксидов азота судового дизель-генератора // Двигателестроение, № 4, pp. 20-21, 2000.

130. Гутаревич Ю. Ф. Охрана окружающей среды от загрязнения выбросами двигателей, К.: Урожай, 1989, p. 224.

131. Звонов В. А., Токсичность двигателей внутреннего сгорания, М.: Машиностроение, 1981, p. 160.

132. Морозов К. А., Токсичность автомобильных двигателей, М.: МАДИ (ТУ), 1997, p. 84.

133. Новоселов А. Л., Новоселов С. В., Мельберт А. А., А. В. Унгефук, Снижение токсичности автотракторных дизелей, Барнаул: Алт. гос. техн. ун-т им. И. И. Ползунова, 1998, p. 122.

134. Самойлов Н. П., Игонин В. И., Кашеваров О. А., Самойлов Д. Н., Токсичность автотракторных двигателей и способы ее снижения, Казань: Изд-во КГУ, 1997, p. 170.

135. Чуб Т. В. Требования международной морской организации ИМО и международной организации по стандартизации ISO к эмиссии окислов азота (NO_x) судовых дизелей // Сборник науч. тр.: Снижение вредных выбросов судовых энергетических установок и перспективы их развития, pp. 40-47, 1996.

136. Gros S. Marine emission legislation. Wartsila Diesel Group. Marine News, pp. 37-43, 01 1994.

137. Соломаха А.С. Дикий М.О. Особливості процесу контактного охолодження циклового повітря в газотурбінних установках та спосіб його реалізації // *Енергетика: економіка, технології, екологія*, № 1, pp. 22-27, 2012.
138. Ващеленко М.В., Сербін С.І., Романовський Г.Ф. Теоретичні основи проектування суднових газотурбінних агрегатів, Миколаїв: УДМТУ, 2003, р. 304.
139. Сербін С.І., Патлайчук В.М., Романовський Г.Ф. Сучасні газотурбінні агрегати (Агрегати виробництва України та Росії), т. 1, Миколаїв: НУК, 2005, р. 344.
140. Романовський Г. Ф., Ващеленко М. В., Сербін С. І. Теоретичні основи проектування суднових газотурбінних агрегатів, Миколаїв: УДМТУ, 2003, р. 304.
141. Сербін С.І., Романовський Г.Ф., Камери згоряння суднових газотурбінних двигунів, Миколаїв: УДМТУ, 2000, р. 259.
142. Романовський Г. Ф., Сербін С. І., В. М. Патлайчук, Сучасні газотурбінні агрегати, т. 1, Миколаїв: НУК, 2005, р. 344.
143. Jonsson M., Yan J. Humidified gas turbines—a review of proposed and implemented cycles // *Energy* 30, № Elsevier Ltd, pp. 1013-1078, 2005.
144. Bhargava R. K., Bianchi M., De Pascale A., Negri di Montenegro G., Peretto A. International Conference on Power Engineering-2007 // *Gas Turbine Based Power Cycles - A State-of-the-Art Review*, Hangzhou, China, October 23-27, 2007.
145. Boyce M. P. *Gas Turbine Engineering Hand-book*, Houston, Texas: Gulf Publishing Company, 2002.
146. Иванов П. П., Термодинамическая эффективность использования воды в газотурбинном цикле // *Теплофизика высоких температур*, т. 51, № 4, pp. 592-597, 2013.
147. Романов В.И., Дикий Н.А., Жирицкий О.Г. и др. Изменение характеристик ГТД при впрыске воды на вход в компрессор // *Известия академии инженерных наук Украины*, № 1, pp. 126-133, 1999.
148. Мариничев Д.В. Экспериментальное исследование тонкодисперсного распыла перегретой воды: автореф. дис. на здоб. наук. ступ. канд. техн. наук, Москва, 2013, р. 17.

149. Дикий М.О., Соломаха А.С., Петренко В.Г. Підвищення ефективності ГПТУ "Водолій" охолодженням повітряного потоку в компресорі // Наукові вісті НТУУ "КПІ", № 5, pp. 31-34, 2011.

150. Полежаев Ю. В., Григорьянц Р. Р., Воронина И. В. Концепция ОИВТ РАН энергетических газотурбинных установок // Энергетика Татарстана, № 2, pp. 11-21, 2009.

151. Kowalski M., Badyda K. Performance analysis of a gas turbine air heat recovery unit using GateCycle® software // Journal of Power Technologies, т. 92, № 1, pp. 48-54, 2012.

152. Hines W. R. Gas Turbine Engine with Water: USA Патент 6012279, 11 01 2000.

153. Серода С.О., Гельмешов Ф.Ш., Мунтян И.Г. Экспериментальное исследование влияния впрыска воды во входной канал многоступенчатого осевого компрессора на его характеристики // Теплоэнергетика, № 5, pp. 66-71, 2004.

154. Ануров Ю.М., Пеганов А.Ю., Скворцов А.В. и др. Расчетное исследование влияния впрыска воды на хараткеристики компрессора газотурбинной установки ГТ-009 // Теплоэнергетика, № 12, pp. 19-24, 2006.

155. Арсеньев Л.В., Беркович А.Л. Параметры газопаротурбинных установок с впрыском воды в компрессор // Тепловая энергетика, № 6, pp. 18-22, 1996.

156. Романовський Г. Ф., Сербін С. І., Патлайчук В. М. Сучасні газотурбінні агрегати (Агрегати виробництва країн Західної Європи, Америки та Азії), Миколаїв: НУК, 2008.

157. Crisalli J., Parker M. L. The International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition (The American Society of Mechanical Engineers). Overview of the WR-21 Intercooled Recuperated Gas Turbine Engine System a Modern Engine for a Modern Fleet, Ohio, 1993.

158. Шишин А. А., Титов А. В., Осипов Б. М. Исследование пикового форсирования ГТУ путём подвода в проточную часть различных веществ // Вестник двигателестроения, № 2, pp. 119-124, 2012.

159. Матвеев В. Т., Очеретяный В. А. Теплотехнические характеристики когенерационной газотурбинной установки сложного цикла с турбиной перерасширения // Промышленная теплотехника, т. 28, № 3, pp. 50-53, 2006.
160. Перельштейн Б. Х. Новые энергетические системы, Казань: КГТУ, 2008, р. 245.
161. Соколов Е. Я., Зингер Н. М. Струйные аппараты, Москва: Энергоатомиздат, 1989, р. 288.
162. Сыченков В. А., Панченко Р. Р., Халиулин Р. Р., Сыченков В.А., Панченко В.И., Халиулин Р.Р. Исследование многофазных эжекторов // Вісник НТУ «ХП». 2014. № 13 (1056).
163. Сильман М.А., Шумелишский М.Г. Пароводяные эжекторные холодильные машины. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1984. – 256 с.
164. Лямаев Б.Ф. Гидроструйные насосы и установки. – Л.: Машиностроение, 1989. – 256 с.
165. Ефимочкин Г.И. Влияние конструкции сопла на работу струйного эжектора // Электрические станции. 1964, №5. – С. 7–11.
166. Кулінченко В.Р., Ломейко О.П. Лопатеві і гідрострумінні багатофункціональні насосні установки (проекування, розрахунок і експлуатація): навчальний посібник. – Мелітополь: ТОВ "Видавничий будинок ММД", 2011. – 260 с.
167. Белоконь Я.Е. Системы питания дизелей тракторных и грузовых автомобилей. - ПКФ "Ранок", 2002. - 176.
168. Elbel S. Historical and present developments of ejector refrigeration systems with emphasis on transcritical carbon dioxide air-conditioning // International Journal of Refrigeration, no. 34(7), pp. 1545-1561, Nov. 2011.
169. Elbel S., Hrnjak P. Ejector Refrigeration: An Overview of Historical and Present Developments with an Emphasis on Air-Conditioning Applications // International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, 14-17 July 2008.
170. Загоруйко В. А., Голиков А. А. Суднова холодильна техніка, К.: Наукова думка, 2000, р. 608.

171. Захаров Ю. В., Андреев Л. М., Шостак В. П. О возможности получения холода в утилизационных теплоиспользующих холодильных машинах на дизельных морских судах // Труды НКИ, № 26, pp. 26-33, 1968.
172. Захаров В. Ю. Пути повышения эффективности судовых фреоновых эжекторных холодильных машин // Труды НКИ, № 55, pp. 3-11, 1972.
173. Захаров Ю. В., Андреев Л. М., Лехмус А. А., Рашевский И. А., Результаты испытаний экспериментальной фреоновой эжекторной холодильной машины в режиме кондиционирования воздуха // Холодильная техника, №3, pp. 16-20, 1971.
174. Захаров Ю. В., Андреев Л. М., Лехмус А. А. Экспериментальное исследование некоторых характеристик фреонового эжектора // Труды НКИ, № 37, pp. 29-35, 1970.
175. Захаров Ю. В., Андреев Л. М., Шостак В. П. О рациональном типе судовой холодильной машины для кондиционирования воздуха // Холодильная техника, №8, pp. 6-12, 1969.
176. Захаров Ю. В., Андреев Л. М., Шостак В. П. Пароэжекторная фреоновая холодильная машины. Патент 25434, 02 01 1968.
177. Захаров Ю. В., Шквар А. Я. Эксергетический анализ пароэжекторных холодильных машин // Холодильная техника и технология, № 11, pp. 3-8, 1971.
178. Захаров Ю. В., Шостак В. П., Гапонов С. А. К вопросу применения легкокипящих веществ как рабочих тел в судовых утилизационных энергетических установках // Труды НКИ, № 33, pp. 76-82, 1970.
179. Мартыновский В. С. Использование низкопотенциального тепла для получения холода // Холодильная техника, № №1, pp. 60-61, 1953.
180. Мартыновский В. С., Жадан С. З. Исследование фреоновой эжекторной установки как генератора холода // Холодильная техника, № №4, pp. 55-58, 1953.
181. Мартыновский В. С. Энергетическая эффективность различных генераторов холода // Холодильная техника, №2, pp. 55-58, 1961.
182. Жадан С. З. Использование низкопотенциального тепла для получения холода во фреоновой холодильной машине. Дисс. ... канд. техн. наук, Одесса, 1954.

183. Жадан С. З. Исследование рабочего процесса фреонового эжектора,» Сб. трудов ОТИПХП, № 6, pp. 125-131, 1955.
184. Жадан С. З., Красюк Л. С. Влияние размеров проточной части эжектора на его характеристики // Холодильная техника и технология, № 6, pp. 69-72, 1968.
185. Жадан С. З., Красюк Л. С. Система питания генераторов эжекторных холодильных машин // Холодильная техника, № №9, pp. 35-37, 1970.
186. Жадан С. З., Петренко В. А. Испытание полупромышленной эжекторной холодильной машины на фреоне 142 в условиях литейного производства // Холодильная техника и технология, № 26, pp. 72-77, 1978.
187. Красюк Л. С., Фреоновые эжекторные холодильные машины малой производительности. Дисс. ... канд. техн. наук, Одесса, 1971.
188. Петренко В. А., Исследование эжекторной холодильной машины на фреоне 142. Дисс. ... канд. техн. наук, Одесса, 1978.
189. Петренко В. А. Испытание утилизационной теплоиспользующей эжекторной холодильной машины в системе охлаждения литейной оснастки // Промышленная теплотехника, т. 1, №2, pp. 114-119, 1979.
190. Петренко В. А. Теоретическое и экспериментальное исследование эжекторной холодильной машины в режиме кондиционирования воздуха // Холодильная техника и технология, №2 (71), pp. 12-18, 2001.
191. Петренко В. А. Принцип выбора рабочего вещества для эжекторной холодильной машины // Холодильная техника и технология, №1(70), pp. 16-21, 2001.
192. Щетинина Н. А., Жадан С. З., Петренко В. А. Экспериментальное исследование гелиоэжекторной фреоновой холодильной машины // Гелиотехника, № №3, pp. 66-69, 1987.
193. Щетинина Н. А. Гелиоэжекторная фреоновая холодильная машина для получения холода и тепла. Дисс. ... канд. техн. наук, Одесса, 1989.
194. Лехмус А. А., Рашевский И. А. Ввыбор рациональной геометрии проточной части фреонового эжектора // Труды НКИ, № 55, pp. 64-68, 1972.

195. Лехмус А. А., Разработка и исследование судовой безнасосной фреоновой эжекторной холодильной машины. Дисс. ... канд. техн. наук, Николаев, 1973.
196. Лехмус А. А. Анализ эффективности безнасосных фреоновых эжекторных холодильных машин (БНФЭХМ) // Труды НКИ, № 60, pp. 71-75, 1972.
197. Лехмус А. А., Виршубский И. М. Термодинамический и технико-экономический анализ безнасосных фреоновых эжекторных холодильных машин // Труды НКИ, № 72, pp. 51-55, 1973.
198. Stefan E., Neal L. Review of recent developments in advanced ejector technology // International Journal of Refrigeration, pp. 1-18, 01 02 2016.
199. Nehdi E., Kairouani L., Bouzaina M. Performance analysis of the vapour compression cycle using ejector as an expander // Int J Energ Res, no. 31, pp. 364-375, 2007.
200. Takeuchi H., Nishijima H., Ikemoto T. World's first high efficiency refrigeration cycle with two-phase ejector: "ejector cycle" // SAE World Congress, 2004.
201. Selvaraju A. Mani Analysis of an ejector with environment friendly refrigerants // Applied Thermal Engineering, no. 24, pp. 827-838, 2004.
202. Lawrence N., Elbel S. Experimental investigation of a two-phase ejector cycle suitable for use with low-pressure refrigerants R134a and R1234yf // International Journal of Refrigeration, no. 38, pp. 310-322, 01 02 2014.
203. Сильман М. А., Шумельский М. Г. Пароводяные эжекторные холодильные машины, М.: Легкая и пищевая промышленность, 1984, p. 256.
204. Ефимочкин Г. И. Влияние конструкции сопла на работу струйного эжектора // Электрические станции, № №5, pp. 7-11, 1964.
205. Elbel S., Hrnjak P. S. Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation // International Journal of Refrigeration, no. 3, pp. 411-422, 01 05 2008.
206. Chunnanond K., Aphornratana S. Ejectors: applications in refrigeration technology // Renew Sust Energ Rev, № 8, pp. 129-155, 2004.
207. Butrymowicz D., Gagan J., Śmierciew K., Łukaszuk M., Dudar A., Andrzej P., Łapiński A., Kuryłowicz A. Investigations of prototype ejection refrigeration system

driven by low grade heat // 17th International Conference Heat Transfer and Renewable Sources of Energy (HTRSE-2018), no. 17, 03 12 2018.

208. Bergander M. J. New regenerative cycle for vapor compression refrigeration, Final Scientific Report, Madison, CT, USA, 2005.

209. Huang B. J., Jiang C. B., Hu F. L. Ejector performance characteristics and design analysis of jet refrigeration system // J Eng Gas Turb Power, no. 107, pp. 792-802.

210. Huang B. J., Chang J. M., Petrenko V. A., Zhuk K. B. A solar ejector cooling system using refrigerant R141b // Sol Energy, pp. 223-226, 1998.

211. Fedorov V. N., Bolotin E. M., Borodkin A. A., Sassin V. J., Fantozzi F. The experimental Research of an Anti-Gravity Thermosyphon for a Heating System // 52 Congresso Nazionale ATI, vol. 1, pp. 349-356, 1997.

212. Tamburini P. "T-SYSTEM" proposal of New Concept Heat Transport system // 3-rd Int. Heat Pipe Conf., 1978.

213. Сасин В. Я., Ле Суан Хоа, Егоров А. В. Проект промышленной системы хладоснабжения на основе пульсационного контура с эжектором // Промышленная теплотехника, т. 5, pp. 97-99, 1998.

214. Radchenko N. A concept of the design and operation of heat exchangers with change of phase // Archives of Thermodynamics: Polish Academy of Sciences, no. 4(25), pp. 3-19, 2004.

215. Вулис Л. А. Термодинамика газовых потоков. М., Л.: Гоэнергоиздат, 1950, p. 304.

216. Степанов И. Р., Чудинов В. И. Некоторые задачи движения газа и жидкости в каналах и трубопроводах энергоустановок, Л.: Наука. Ленинградское отд., 1977, p. 199.

217. Пригожин И., Кондепуди Д. Современная термодинамика. От тепловых двигателей до диссипативных структур, М.: Мир, 2002, p. 461.

218. Fowle A. An experimental investigation of an aerothermopressor having a gas flow capacity of 25 pounds per second // Massachusetts institute of technology. – Cambridge, 1972.

219. Erickson J. A theoretical and experimental investigation of the aerothermopressor process – 1958.

220. Алексеев А. В., Кондак М. А. Повышение эффективности газотурбинных установок путём контактного охлаждения уходящих газов в аэротермопрессоре // Энергетика и электротехническая промышленность, Киев, 1961, pp. 32-38.

221. Ерофеев В. Л. Экспериментальное исследование термопрессора // Тр. ленинградского ин-та водного транспорта. Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация флота, № 147, pp. 25-30, 1974.

222. Когут В.Е., Живица В.И. Промежуточный охладитель на основе тепомпрессора для агрегата АД-260 // Холодильная техника. № 6. – Москва. – 1985.

223. Ерофеев В. Л. Повышение мощности и экономичности газосиловой установки речного судна путем использования термогазодинамического эффекта. Автореф. дисс. ... канд. техн. наук, Л.: Ленинград. ин-т водного транспорта, 1970, p. 30.

224. Kogut V., Bushmanov V., Butovskyi I., Khmelniuk M. Modelling of droplets evaporation in ejector heat exchanger // 9th International Conference on Compressors and Coolants, Samorin, Bratislava; Slovakia, 6 September 2017 до 8 September 2017.

225. Коновалов Д. В., Кобалава Г. О. Застосування контактного охолодження повітря аэротермопресором в циклі ГТУ // Холодильна техніка та технології, № №5(54), pp. 30-37, 2018.

226. Перельштейн Б. Х. К энтропийному анализу теплового сопротивления в камере сгорания ГТД в и "эффекта" аэротермпрессии // Изв. вузов. Авиационная техника, №1, pp. 77-80, 2003.

227. Перельштейн Б. Х. Функционирующий с конечной скоростью идеальный цикл Брайтона как последовательность диссипативных структур // Изв. вузов. Авиационная техника, № №1, pp. 71-77, 2006.

228. Живица В. И. Промежуточные охладители с термопрессором для двух ступенчатых аммиачных холодильных установок // Холодильная техника, № 5, pp. 18-20, 2002.

229. Михайловский Г. А. К вопросу сжатия воздуха с охлаждением путем впрыска воды // Известия ВТИ им. Ф.Э. Дзержинского, № 5, pp. 12-16, 1952.

230. Живица В. И. Разработка и исследование промежуточного охладителя аммиачной многоступенчатой холодильной машины на основе термопрессора. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. ОТИПХ, Одесса, 1980.

231. Дейч М. Е., Филиппов Г. А. Газодинамика двухфазных сред, М.: Энергоиздат, 1981, p. 472.

232. Shapiro H., Wadleigh R., Gavril D., Fowle A. The aerothermopressor – device for improving the performance of a gas turbine power plant. Aerothermopressor project. – Department of Mechanical Engineering, Gas Turbine Laboratory. Massachusetts institute of technology, Cambridge, Massachusetta. 1955. – 166 p.

233. Pflaum W., Hause W. Leistungserhöhung der Gasturbine durch Absenkung des Entspannungsenddrucres // MTZ, №1, pp. 21-29, 1968.

234. Konovalov D., Kobalava G. Intercooling of Gas Turbine Plants by Using the Aerothermopressor // X Minsk International Seminar "Heat Pipes, Heat Pumps, refrigerators, Power Sources, pp. 269-276, 10-13 Sept. 2018.

235. Мошенцев Ю. Л., Тимошевский Б. Г., Бао В. Б. Охлаждение наддувочного воздуха с использованием воздушной холодильной машины / Ю.Л. Мошенцев, Б.Г. Тимошевский, В.Д. Бао // Авиационно-космическая техника и технология. – Харьков, 2001. вып. 23. – С. 90–92.».

236. Радченко А.М., Воробйов Л.М., Перевізник Б.Б., Підгайна А.О. Екологічно чисті установки утилізації енергії продуктів згорання суднових дизельгенераторів // Техногенна безпека: Наукові праці ЧДУ ім. П.Могили.- Миколаїв: ЧДУ.- 2009. - Т. 111. - Вип. 98. с. 107-112.

237. Радченко А.М., Радченко М.І., Коновалов Д.В., Воробйов Л.М. Екологічно чисті газові двигуни внутрішнього згорання з утилізацією низькопотенційної енергії продуктів згорання // Техногенна безпека: Наукові праці ЧДУ ім. П.Могили.- Миколаїв: ЧДУ.- 2010.

238. Радченко А.Н., Бузник А.И. Энергосберегающий экологически безопасный удовой кондиционер на базе дизельгенератора // Авиационно-космическая техника и технология.– 2008. – №10(57). – С. 118–122.

239. Радченко А.Н., Воробьев Л.Н., Бойко А.В. Предварительное охлаждение наружного воздуха когенерационных газотурбинных двигателей теплоиспользующей холодильной машиной / Сучасні проблеми холодильної техніки і технології /Зб. тез доповідей 6-ї Міжнар. науково,» техн. конф., Одеса, 22-24 вересня 2009. □ Одеса:ОДАХ:, pp. 52-54.

240. Радченко А.Н., Бойко А.В., Воробьев Л.Н. Охлаждение наружного воздуха на входе газовых турбин простой схемы теплоиспользующей холодильной машиной // Сучасні проблеми холодильної техніки і технології /Зб. тез доповідей 6-ї Міжнар. науково-техн. конф., Одеса, 22-24 вересня 2009. – Одеса:ОДАХ, pp. 51-52.

241. Радченко М.І., Коновалов Д.В., Воробйов Л.М. Турбодетандерне охолодження газоповітряної суміші газового двигуна внутрішнього згорання// Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали м.-н. н.-т. конф.- Миколаїв: НУК,2010. – С. 229-230.

242. Z. Gun, W. Guoxue, S. Yufeng The American society of mechanical Engineers // Experiment on water spraying internal cooling within the compressor of gas turbine, New York, N.Y. 10017, 1997.

243. Farouk, N., Sheng L., Hayat Q. Effect of Ambient Temperature on the Performance of Gas Turbines Power Plant. International Journal of Computer Science 2013; 10, Issue 1, No 3, pp. 439–442.

244. The Brown Boveri Review. The House Journal of brown, Boveri & Company, Limited, Baden. т. 9/10, № XXIX, pp. 220-315, 1942.

245. Burger F., Jeanne, Burger-Straumann R. Uli Combustion gas turbine with cooled guide vane support structure: Патент. US 3408044 A, 29 10 1968.

246. Rao D. Process for producing power: USA Патент. US4829763 A, 16 05 1989.

247. Paere W. D., Delattin F., Bram S., Ruyck J. D. Water injection in a micro gas turbine - Assessment of the performance using // Applied Energy, 2012.

248. Facchini B., Ferrara G., Masi G. A parametric study of chat cycle performance. Thermodynamic and desigh features // Presented at the International Gas

Turbine & Aeroengine Congress & Exhibition (The American Society of Mechanical engineers), Stockholm, Sweden, 1998.

249. Nakhamkin M. Cascaded advanced high efficiency multi-shaft reheat turbine with intercooling and recuperation: United States Патент. US 5347806 A, 20 09 1994.

250. Дикий М. О., Уваричев О. М., Соломаха А. С. Новітня газопаротурбінна технологія „Водолій” для виробництва механічної (електричної) і теплової енергії та її впровадження в енергетичному комплексі України // Енергетика: економіка, технології, екологія, № 1 (24), pp. 17-20, 2009.

251. De Biasi V. LM6000 sprint design enhanced to increase power and efficiency // Gas Turbine World, т. 30, № 4, pp. 16-19, 2000.

252. Payling S. R., Coleman R. P., Brown C. L. Methods and Apparatus for Water Injection in a Turbine Engine: United States Патент. US 6470667 B1, 29 10 2002.

253. Мусин М. Н. Проблемы организации процесса «влажного» сжатия при впрыске воды в компрессорах газотурбинных энергоустановок // Материалы конференции "Научно-исследовательские проблемы в области энергетики и энергосбережения", Уфа, УГАТУ, 2010.

254. Forsyth, J.L. Gas turbine inlet air chilling for LNG, 2013: IGT International Liquefied Natural Gas Conference Proceedings, 3, pp. 1763-1778.

255. Kowalski M., Badyda K. Performance analysis of a gas turbine air heat recovery unit using GateCycle software. J Power Technologies 2012; 92(1): 48–54.

256. Пажи Д. Г., Галустов В. С. Основы техники распыливания жидкостей, Москва: «Химия», 1984.

257. Соломаха А. С. Експериментальне дослідження розпилення перегрітої води // Восточно-Европейский журнал передовых технологий, № 1/8 (60), pp. 20-25, 2013.

258. Домбровский З. В. Распыление перегретой воды: результаты экспериментальных исследований // Теплоэнергетика, № 3, pp. 12-20, 2009.

259. Palestrant L., Andrews H. L. Atomizing nozzle: United States Патент. US 2009/0308953 A1, 17 12 2009.

260. Chaker, Mustapha A., Meher-Homji, Cyrus B., Mee III, Thomas Inlet Fogging of Gas Turbine Engines – Experimental and Analytical Investigations on Impaction Pin Fog Nozzle Behavior // ASME Turbo Expo 2003, № 2, pp. 863-879, 2003.

261. Gas Turbine Cooling. Mee Industries Inc.: веб-сайт. URL: <http://www.meefog.com/fog- evaporative-cooling/gas-turbine-cooling/> (дата звернення 12.11.2019).

262. Панін В. В., Дикий М. О., Соломаха А. С., Петренко В. Г. Реалізація "вологого стиснення" в газотурбінних двигунах // Авиационно-космическая техника и технология, № 9 (106), pp. 226-230, 2013.

263. <http://www.modernpowersystems.com/features/featurethe-tophat-turbine-cycle/>

264. Батенин В. М., Залкинд В. И., Зейгарник Ю. А., Низовский В. Л., Некоторые аспекты распыла перегретой воды при взрывном вскипании // Доклады Академии наук, т. 431, № 3, pp. 326-329, 2010.

265. Алексеев В. Б., Залкинд В. И., Зейгарник Ю. А., Мариничев Д. В., Низовский В. Л, Низовский Л. В. Распыление перегретой воды: практика исследования сложных дисперсионных структур // Теплофизика высоких температур, т. 52, № 3, pp. 456-462, 2014.

266. Сигар А. В. Теория корабельных двигателей внутреннего сгорания: Учебник для высших морских училищ, Л.: Техн., 1978, р. 240.

267. Маслов И. В. Снижение токсичных выбросов в газовых двигателях фирмы МТУ // Тезисы докладов. Международный семинар по снижению токсичных выбросов отработавших газов и применению газообразных топлив в судовых энергетических установках, М., 1999.

268. Чуб Т. В. Рециркуляция отработавших газов судового дизель - генератора как средство снижения выбросов оксидов азота. – М., 2000.

269. Lance M. J., Mills Z. G., Seylar J. C., Storey J., Sluder C. S. The effect of engine operating conditions on exhaust gas recirculation cooler fouling // International Journal of Heat and Mass Transfer, т. 126, pp. 509-520, November 2018.

270. Hoseini S. S., Najafi G., Ghobadian B. Thermal and fluid simulation of a new diesel engine cooling exhaust gas recirculation system to reduce exhaust gas

emissions // Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences, т. 51, № 2, pp. 197-208, November 2018.

271. Рябоконт Н. В., Основы методологии научного исследования: лекции/ н.в. рябоконт. – Минск: изд-во Минский инновационный университет, 2016. – 93 с..

272. Шишкіна Є. К., Носирев О. О. Методологія наукових досліджень. - Харків: Діса плюс, 2014. — 200 с..

273. Глухарев С. М. Методологія наукових досліджень. - Конспект лекцій. – Х.: ХНАМГ, 2012. – 112 с.

274. Білуха М. Т. Методологія наукових досліджень. - Підручник. — К.: АБУ, 2002. – 480 с.

275. Konovalov D. V., Kobalava H. A., Starodubets S. I. The charge air cooling system of the ship's internal combustion engine by the thermopressor with overheating water injection // Aerosp. Tech. Technol., № 3(138), pp. 104-111, 2017.

276. DIESEL-RK is an engine simulation tool. Diesel-RK: веб-сайт. URL:: <http://www.diesel-rk.bmstu.ru/Eng/index.php> (дата звернення 10.11.2019).

277. Дикий Н. А. Судовые газопаротурбинные установки, Л.: Судостроение, 1978.

278. Wang S. K. (Shan Kuo). Handbook of air conditioning and refrigeration, Second Edition ed., McGraw-Hill, 2000, p. 1401.

279. Долинский А. А., Иваницкий Г. К. Теоретическое обоснование принципа дискретно-импульсного ввода энергии. 1. Модель динамики одиночного парового пузыря // Промышленная теплотехника, т. 17, № 5, pp. 3-29, 1996.

280. Долинский А. А., Иваницкий Г. К. Теоретическое обоснование принципа дискретно-импульсного ввода энергии. 2. Исследование поведения ансамбля паровых пузырей // Промышленная теплотехника, т. 18, № 1, pp. 3-20, 1996.

281. Долинский А. А., Иваницкий Г. К. Теплообмен и гидродинамика в парожидкостных дисперсных средах, Киев: Наукова думка, 2008, р. 382.

282. Соу С. Гидродинамика многофазных систем. М.: Мир. 1971. 536 с.

283. Братута Э. Г. Класификация дисперсных потоков при внешних воздействиях. Киев. 1989. 200 с.
284. Братута Э. Г., Ярошенко Т. К., Започкин Л. А. Математическое моделирование и оптимизация процесса теплообмена полидисперсной капельной среды в энергетических аппаратах контактного типа // Теплообмен. ММФ-92. 2-й Минский межд. форум. 18-22 мая 1992. т. 10.
285. Дейч М. Е., Техническая газодинамика, М., 1974, р. 592.
286. Дейч М. Е., Зарянкин А. Е. Газодинамика диффузоров и выходных патрубков турбомашин, М., 1970, р. 384.
287. Демидов Я.Ф., Брискин С.Л. Изменение параметров рабочего вещества при впрыске воды в газовый тракт газотурбинных установок. - Судостроение, 1960, №4, с. 25-28, 1960.
288. Shapiro H., Wadleigh K. R., Gavril B. The aerothermopressor - a device for improving the performance of a gas-turbine power plant // Trans. ASME. V.78.-No 7.-P.617-653, 1956.
289. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям, М.: Машиностроение, 1975, р. 559.
290. Lockhart R.W., Martinelli R. C. Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes// Chem. Eng. Progr. – 1949. – Vol. 45. – №1. – P. 39-48.
291. Lockhart R.W., Martinelli R. C. Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes// Chem. Eng. Progr. – 1949. – Vol. 45. – №1. – P. 39-48.
292. Soliman M., Schuster J. R., Berenson P. J. A general heat transfer correlation for annular flow condensation // Trans.ASME: Serie C. – 1968. – Vol.90. – № 2. – P.267 – 276.
293. Martinelli R. C., Nelson D. B. Prediction of pressure drop during forced - circulation boiling of water // Trans. ASME. – 1948. – Vol. 70. – P. 695 – 702.
294. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. – М.: Наука, 1974. – 712 с.
295. Кутателадзе С. С. Теплопередача и гидравлическое сопротивление: Справочное пособие. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 365 с.

296. Кулінченко В. Р. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривід, Київ: Фірма "ІНКОС", Центр навчальної літератури, 2006, р. 616.
297. Радченко М. І. Випарники і конденсатори суднових систем кондиціювання та рефрижерації: Навчальний посібник. - Миколаїв: УДМТУ, 2003. - 124 с.
298. Bao Z. Y. Estimation of void fraction and pressure-drop for 2-phase flow in fine passages / Z. Y. Bao [и др.] // Chemical engineering research & design. – 1994. – V. 72. – №. 5. – P. 625-632.
299. Streiff F. A. Dispersion en ligne et transfert de matière au moyen de mélangeurs statiques // Revue Technique Sulzer. – 1977. – V. 3. – P. 108-113.
300. Shah N. F. Pressure drop for laminar flow of non-Newtonian fluids in static mixers / N F. Shah, D. D. Kale // Chemical engineering science. – 1991. – V. 46. – №. 8. – P. 2159-2161.
301. Chandra K. G. Pressure drop for two-phase air-non-newtonian liquid flow in static mixers / K. G. Chandra, D. D. Kale // The Chemical Engineering Journal and The Biochemical Engineering Journal. – 1995. – V. 59. – №. 3. – P. 277-280.
302. Baettie D. R. A simple two-phase frictional pressure drop calculation method / D. R. Beattie, P. V. Whalley // International Journal of Multiphase Flow. – 1982. – V. 8. – №. 1. – P. 83-87.
303. Єршов, В.В. Теплотехнічні вимірювання та прилади в суднових енергетичних установках: Навч. посіб. [Текст] / В.В. Єршов // Миколаїв: НУК, 2007. – 220 с.
304. Преображенский, В.П. Теплотехнические измерения и приборы [Текст] / В.П. Преображенский // М.: Энергия, 1978. – 704 с.
305. Иванова, Г.М. Теплотехнические измерения и приборы / Г.М. Иванова, Н.Д. Кузнецов, В.С. Чистяков // М.: Энергоатомиздат, 1984. – 232 с.
306. Кузнецов, Н.Д. Сборник задач и вопросов по теплотехническим измерениям и приборам / Н.Д. Кузнецов, В.С. Чистяков // М.: Энергия, 1978. – 216 с.
307. Новицкий, П.В. Оценка погрешностей результатов измерений [Текст] / П.В. Новицкий, И.А. Зограф // Л.: Энергоатомиздат, 1985. – 248 с.

308. Чистяков, В.С. Краткий справочник по теплотехническим измерениям [Текст] / В.С. Чистяков // М.: Энергоатомиздат, 1990. – 320 с.
309. Новицкий, П.В. Оценка погрешностей результатов измерений [Текст] / П.В. Новицкий, И.А. Зограф // Л.: Энергоатомиздат, 1985. – 248 с.
310. Температурные измерения. Справочник [Текст] / О.А. Геращенко, А.Н. Гордов, А.К. Еремина // АН УССР. Ин-т проблем энергосбережения. – Киев: наук. думка, 1989. – 704 с.
311. Точность контактных методов измерения температуры [Текст] / А.Н. Гордов А.Н. и др. // М.: Изд-во стандартов, 1975. – 232 с.
312. Кондратьев, Г.М. Тепловые измерения [Текст] / Г.М. Кондратьев // Л.: Машгиз, 1957. – 240 с.
313. Кондратьев, Г.М. Тепловые измерения [Текст] / Г.М. Кондратьев // Л.: Машгиз, 1957. – 240 с.
314. Новицкий П. В., Зограф И. А. Оценка погрешностей результатов измерений. - Л.: Энергоатомиздат. Ленингр. отд., 1985. - 248 с.
315. Radchenko, N.I. On reducing the size of liquid separators for injector circulation plate freezers // Australian refrigeration, Air conditioning and heating. – Volume 40, Issue 10, October 1986. – pp. 34–36.
316. MAN, Humid Air Motor Technology for green profits, p. 7.
317. Bianchi M., Negri di Montenegro G., Peretto A., Spina P. R. A feasibility study of inverted Brayton cycle for gas turbine repowering // Proceedings of ASME TURBOEXPO 2003. – Paper GT-2003-38186.– p. 8, 2003.
318. Российский десантный корабль на воздушной подушке проекта 1232.2 Зубр. - АЮМ. - 16 с.
319. Абрамовский В. А. Амфибийные десантные корабли: от "Ската" до "Зубра" // Судостроение. - №4, 1999. - 16-18.
320. Серия "Отечественная авиационно-космическая техника": Машпроект. - 25.
321. Радченко Н. И., Коновалов Д. В. Холодильные теплоиспользующие циклы с применением эффекта тепловой компрессии // Авиационно-космическая техника и технология, № 8(55), pp. 111-115, 2008.

322. Железный В. П., Семенюк Ю. В. Рабочие тела пароконденсаторных холодильных машин: свойства, анализ, применение: моногр., Одесса: Феникс, 2012, р. 420.

323. Radchenko, M., Radchenko, R., Ostapenko, O., Zubarev, A., & Hrych, A. (2019). Enhancing the utilization of gas engine module exhaust heat by two-stage chillers for combined electricity, heat and refrigeration. Paper presented at the 2018 5th International.

324. Radchenko N. I. On reducing the size of liquid separators for injector circulation plate freezers. *International Journal of Refrigeration*. – 1985, 8(5), 267-269.

ДОДАТОК
Акти впровадження результатів дисертаційної роботи

"ЗАТВЕРДЖУЮ"



А К Т

впровадження результатів дисертаційної роботи Коновалова Дмитра Вікторовича на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за темою: "Розвиток науково-технічних основ аеротермопресорних технологій використання вторинної теплоти енергетичних установок"

Даний акт впровадження підтверджує, що ТОВ "Херсонське Суднобудівне підприємство" (м. Херсон) було використано наступні результати дисертаційного дослідження Коновалова Д.В. в практиці розробки та експлуатації контурів утилізації вторинної теплоти судових енергетичних установок:

- 1) методологія проектування аеротермопресора для системи охолодження наддувного повітря головного судового двигуна;
- 2) схемо-конструктивне рішення застосування аеротермопресора у складі системи охолодження наддувного повітря теплового головного судового двигуна;
- 3) результати експериментального дослідження характеристик та режимів роботи аеротермопресора.

Для дослідження впливу характеристик аеротермопресора на роботу головного судового дизеля портового нафто-сміттєзбиральника "ЕСО АЕЛА" було розроблено експериментальні зразок аеротермопресора та установку для проведення його випробувань. Випробування експериментального аеротермопресора проводились при наступних геометричних характеристиках: діаметр робочої камери – 25 мм; калібр робочої камери – 3; 5; 7; 10; кут конусності конфузора – 30°; загальна довжина робочої проточної частини – 431 мм; діаметр приймальної камери – 85 мм. Для вприску води використовувалися форсунки тонкого розпилення типу "Туман" ФМТ-43, 100, 120 (тиск води на вході в форсунки 7,5 МПа). Розміщення форсунок в приймальній камері відбувалось в трьох положеннях відносно входу в робочу камеру. Температура дистильованої води, що вприскувалася – 22 °С. Витрата води, що вприскувалася в приймальну камеру аеротермопресора – 0,01–0,05 кг/с. Температура повітря на вході – 155 °С (для підтримання температури використовувався спеціальний газовий теплообмінник власної розробки). Витрата повітря в проточній частині аеротермопресора – 0,20–0,52 кг/с. Тиск повітря на вході в аеротермопресор складає 0,15–0,32 МПа. Для вимірювання показників аеротермопресора використовувалась розроблена інформаційно-вимірювальна система, що включає датчики тиску, температури, витратомір, тепловізор та інш.

В ході проведених експериментальних та натурних випробувань було встановлено, що можливе підвищення повного тиску складає до 2–4% за умови неповного випаровування. При цьому витрата води відносно витрати повітря складає 5–20%. Вимірювання діаметрів крапель в дисперсному потоці показали, що кількість крапель с діаметром до 15 мкм складає 20–40%. Такі результати дозволяють для головного судового двигуна нафто-сміттєзбиральника "ЕСО АЕЛА" зменшити питому витрату палива на 1,5%. Річна економія за рахунок зменшення витрати палива складає 7900 дол. США (221 200 грн.) при терміні окупності до 6 місяців.

Цей акт не є основою для фінансових взаєморозрахунків.

Директор ТОВ "Херсонське суднобудівельне підприємство"

Я.Л. Авдєєва

АКТ

впровадження результатів дисертаційної роботи Коновалова Дмитра Вікторовича на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за темою: "Розвиток науково-технічних основ аеротермопресорних технологій використання вторинної теплоти енергетичних установок"

Даний акт впровадження підтверджує, що товариства з обмеженою відповідальністю "Хіт Енерджі Груп" було використано наступні результати дисертаційного дослідження Коновалова Д.В. в практиці розробки та експлуатації систем охолодження та систем утилізації теплоти автономних установок комбінованого виробництва енергії:

1. Методологія визначення геометричних характеристик аеротермопресорного апарату для охолодження наддувного повітря теплового двигуна когенераційної установки із врахуванням часткових навантажень;
2. Рекомендації щодо розробки системи аеротермопресорного охолодження наддувного повітря теплового двигуна когенераційної установки;
3. Схемо-технічне рішення застосування аеротермопресорного апарату у складі системи охолодження наддувного повітря теплового двигуна когенераційної установки.

Характеристики розробленого аеротермопресорного апарату для системи охолодження наддувного повітря когенераційної установки GE JENBACHER JMS-420 (електрична потужність 1500 кВт, тепла потужність 1542 кВт): відносне підвищення повного тиску повітря до 2%; температури повітря на вході – 130-160 °С; температури повітря на виході – 60-65 °С; витрата води, що вприскується в приймальну камеру аеротермопресора – 0,03–0,05 кг/с (5–8%); тиск води на вході в форсунку – 7,5 МПа; витрата повітря в проточній частині аеротермопресора – 0,6 кг/с.

Застосування аеротермопресора у складі системи охолодження наддувного повітря двигуна J420 GS когенераційної установки GE JENBACHER 4 JMS-420 дозволяють підвищити ККД електростанції на 1,1%, зменшити питому витрату палива на 2–3 г/(кВт · год) (3,6–5,4 м³/ч). Річна економія за рахунок зменшення витрати палива (природний газ) складає 112 835 грн. при терміні окупності 6 місяців.

Директор
ТОВ "Хіт Енерджі Груп"
" " 20 р.



Карпов М.О.

浙江特种电机股份有限公司

中国浙江省

ACT-CERTIFICATE

about the results implementing of Konovalov Dmytro dissertation work for the degree of Doctor of Technical Sciences "Scientific and technical basis of thermopressor technologies for engines and power plants"

The present Act-Certificate confirms that Zhejiang Special Electric Co., Ltd. (浙江特种电机股份有限公司) implemented the following results of research, carried out in the framework of D.V. Konovalov thesis for Dr.Sc. degree and scientific research project for the Thousand Talents Plan" "Development of the cooling system for the electric motor YE3-250M-4" (Shengzhou City, Zhejiang Province, China, project leader – Konovalov D.V.), in the practice of designing of motor cooling systems and heat utilizing systems of power plants, including:

1. The methodology for the determination of thermodynamic potential of cyclic air cooling of engines under variable climatic conditions.
2. Rational methods of organization of processes and parameters, improved cycles of thermogasdynamic utilization of waste heat with cooling of cyclic air of the power plant.
3. Recommendations for creating systems of cyclic air cooling thermodynamic compressor and waste heat recovery refrigeration machine.

The obtained results allow to increase the efficiency of the power plant by 1.4 %, reduce the specific fuel consumption by 9.3 % (up to 14 g/(kW·h)), while maintaining the nominal efficiency of the power plant when using a thermopressor in the cooling system of the cyclic air of the autonomous power supply unit. Characteristics of the thermopressor for the cooling system: increase in air pressure to 7.04 %, inlet air temperature 110-170 °C, outlet air temperature 45-65 °C, water consumption for injection into the working chamber of the thermal compressor 1.4-2.3 kg / s (2.4-3.9 %), air consumption for cooling 57-58 kg/s.

The results of dissertation work implemented by Zhejiang Special Electric Co., Ltd. (浙江特种电机股份有限公司) are used for the manufacture of motor cooling system and heat utilizing systems of power plants.

Yours sincerely,

Zhejiang Special Electric Co., Ltd.

浙江特种电机股份有限公司

16.11.18



嵊州市康力机械有限公司

中国浙江省绍兴

TO WHOM IT MAY CONCERN

ACT-CERTIFICATE

about the results' implementing of Konovalov Dmytro dissertation work for the degree of Doctor of Technical Sciences "Scientific and technical basis of termopressor technologies for engines and power plants"

The present Act-Certificate confirms that Shengzhou Kangli Machinery Co., Ltd. (嵊州市康力机械有限公司) implemented the following results of research, carried out in the framework of D.V. Konovalov thesis for Dr.Sc. degree, in the practice of designing of cooling and heat utilizing systems of the hot forge production lines, including:

methods of designing of construction of termopressor apparatus – for the development of termopressor apparatus for air cycling systems of the hot forge production lines;

The results of dissertation work implemented by Shengzhou Kangli Machinery Co., Ltd. (嵊州市康力机械有限公司) are used for the manufacture of cooling and heat utilizing systems of the hot forge production lines.

Yours sincerely,

Shengzhou Kangli Machinery Co., Ltd.
嵊州市康力机械有限公司

" 26 " 10. 2018

Zhejiang Dike Intelligent Appliance Co., Ltd.

Floor 2-3, No.1 Plant, No.1818 Shengzhou Avenue South, Sanjiang Street,
Shengzhou, Shaoxing, Zhejiang, China

ACT-CERTIFICATE

about the results implementing of Konovalov Dmytro dissertation work for the degree of Doctor of Technical Sciences "Scientific and technical basis of thermopressor technologies for engines and power plants"

The present Act-Certificate confirms that Zhejiang Dike Intelligent Appliance Co., Ltd. implemented the following results of research, carried out in the framework of D.V. Konovalov thesis for Dr.Sc. degree in the practice of designing of heat recovery systems and combined energy production plants, including:


- 1) Design principles taking into account variable thermal loads in accordance with current climatic conditions.
- 2) Scheme-technical solutions using the technology of thermogasdynamic cooling for stationary autonomous power plants.

The obtained results allow to increase the efficiency of the power plant by 1.4 % (at variable thermal loads depending on climatic conditions), reduce the specific fuel consumption (natural gas) by 5.0–7.0 g/(kW·h). Characteristics of the thermopressor for the cooling system: increase in air pressure to 4.2 %, inlet air temperature 150-185 °C, outlet air temperature 52-85 °C.

The results of dissertation work implemented by Zhejiang Dike Intelligent Appliance Co., Ltd. are used for the manufacture of heat recovery systems and combined energy production plants.

Yours sincerely,

Zhejiang Dike Intelligent Appliance Co., Ltd.

A handwritten signature in black ink is written over a red circular stamp. The stamp contains the company name in Chinese characters and a star in the center.

" " _____ 2018