Шифр "Генератор"

ВДОСКОНАЛЕННЯ КОГЕНЕРАЦІЙНОГО МОДУЛЯ ГАЗОПОРШНЕВОГО ГЕНЕРАТОРА СИСТЕМИ АВТОНОМНОГО ЕНЕРГОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ

Конкурсна робота

Код "Генератор"

2020

АНОТАЦІЯ

Тема: "Вдосконалення когенераційного модуля газопоршневого генератора системи автономного енергозабезпечення".

Код "Генератор".

Мета дослідження – підвищення ефективності трансформації скидної теплоти установки автономного електро-, тепло- та холодозабезпечення на базі ГПД шляхом узгодження роботи когенераційного модуля ГПД і АБТТ за мінімальних втрат теплоти.

Проведено аналіз ефективності першої на Україні тригенераційної установки автономного електро-, тепло- та холодозабезпечення, за результатами якого визначено резерви її вдосконалення шляхом скорочення втрат теплоти та підвищення ефективності її трансформації тепловикористовуючим абсорбційним бромистолітієвим термо-трансформатором (АБТТ). Розроблено програму розрахунку параметрів системи трансформації скидної теплоти (СТСТ) ГПД в АБТТ, адаптовану до зміни кліматичних умов експлуатації. Вперше встановлено наявність значних втрат теплоти (близько 30 %), зумовлених неузгодженістю роботи АБТТ системи трансформації скидної теплоти і когенераційного модуля ГПД через суперечливі умови їх ефективної експлуатації: з метою надійного охолодження вузлів ГПД температура зворотного теплоносія на вході когенераційного модуля ГПД повинна бути невисокою (близько 70 °С), а задля високої теплової ефективності АБТТ (коефіцієнта трансформації ζ скидної теплоти в холод) температура зворотного теплоносія на виході з АБТТ, навпаки, має бути підвищеною – понад 75 °С при його температурі на вході 90 °С. Запропоновано принципово новий підхід до узгодження роботи систем когенераційного модуля ГПД і трансформації скидної теплоти в холод в АБТТ, який на відміну від існуючих виходить з різної, залежно від температурних рівнів вузлів охолодження ГПД, температури зворотного теплоносія. Розроблено системи трансформації скидної теплоти ГПД в холод з мінімальними її втратами.

Робота складається зі вступу, 3 розділів, висновків, списку джерел із 6 найменувань. Обсяг роботи – 42 сторінок, 30 рисунків.

ЗМІСТ

АНОТАЦІЯ 2
ЗМІСТ 3
ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ ТА СКОРОЧЕНЬ 4
ВСТУП 5
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ СПОСОБІВ ТРАНСФОРМАЦІЇ СКИДНОЇ ТЕПЛОТИ ГПД. ПОСТАНОВКА МЕТИ ТА ЗАДАЧ ДОСЛІДЖЕННЯ 10
1.1. Аналіз існуючих способів трансформації скидної теплоти ГПД..... 10
1.2. Обґрунтування напряму підвищення ефективності трансформації скидної теплоти ГПД. Постановка мети та задач дослідження 12
РОЗДІЛ 2 ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТРАНСФОРМАЦІЇ СКИДНОЇ ТЕПЛОТИ ІСНУЮЧОГО КОГЕНЕРАЦІЙНОГО МОДУЛЯ ГПД.. 14
2.1. Аналіз енергетичних втрат при трансформації скидної теплоти ГПД14
2.2. Система двоступеневої трансформації скидної теплоти ГПД 22
РОЗДІЛ 3 ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТРАНСФОРМАЦІЇ СКИДНОЇ ТЕПЛОТИ ВДОСКОНАЛЕНОГО КОГЕНЕРАЦІЙНОГО МОДУЛЯ ГПД 26
3.1. Обґрунтування принципу когенерації за підвищеної температури зворотного теплоносія на вході ГПД. Розробка систем трансформації скидної теплоти вдосконаленого когенераційного модуля ГПД 26
3.2. Оцінка ефективності вдосконаленої тригенераційної установки автономного енергозабезпечення 35
ВИСНОВКИ 41
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ 42

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ ТА СКОРОЧЕНЬ

АБТТ – абсорбційний бромистолітієвий термотрансформатор;

АБХМ – абсорбційна бромистолітієва холодильна машина;

ГК – газовий котел;

ГПД – газопоршневий двигун;

ККД – коефіцієнт корисної дії;

ПО – повітроохолоджувач;

ТСО – тепловикористовуюча система охолодження;

ТХМ – тепловикористовуюча холодильна машина;

УК – утилізаційний котел;

b_e – питома витрата палива, г/(кВт·год);

N_e – потужність, кВт;

Q – тепловий потік, теплова потужність, кВт;

t – температура, ˚С;

Δ – різниця величин;

ζ – тепловий коефіцієнт;

індекси:

1, 2 – вхід, вихід;

А – абсорбційний;

б – базовий;

вх, вих – вхід, вихід;

г – гарячий теплоносій;

ГД – газовий двигун;

ГК – газовий котел;

е – електричний;

н – навколишнє;

с – сумарний;

СУ – система утилізації (трансформації) тепла;

УК – утилізаційний котел

ВСТУП

Актуальність дослідження

В руслі загальносвітової тенденції децентралізації енергопостачання все більшого поширення в малій енергетиці набувають установки автономного електро-, тепло- та холодопостачання (тригенераційні). В США – це інтегровані енергетичні системи – IEC (Integrated Energy Systems – IES).

Когенераційні та тригенераційні технології визначено пріоритетним напрямом для енергетики держави на законодавчому рівні Законом України "Про комбіноване виробництво теплової та електричної енергії (когенерацію) та використання скидного енергопотенціалу" (Постанова ВР України № 1908-IV від 29.06.2004). Визнанням актуальності розвитку тригенераційних технологій є присудження премії Верховної Ради України в галузі фундаментальних і прикладних досліджень та науково-технічних розробок у 2012 р. за наукову роботу "Тригенераційні технології для стаціонарної та суднової енергетики" (Постанова ВР України № 5516-VI від 6.12.2012). Розвитку тригенераційних технологій у напрямі підвищення ефективності трансформації скидної теплоти в холод присвячена дана робота.

Перехід на автономне енергопостачання має вагоме економічне підґрунтя, оскільки вартість підключення нових споживачів до існуючої електромережі становить 1 млн. $ за 1 МВт на Україні, а в країнах Європи та США у 2–4 рази більше. В таких енергоустановках скидне тепло двигунів трансформується в холод тепловикористовуючими холодильними машинами (термотрансформаторами), а холод використовується на технологічні потреби або кондиціювання повітря різних об’єктів. Холодопродуктивність тригенераційних установок визначається обсягами скидного тепла та ефективністю його трансформації в холод. Особливо перспективним є застосування газопоршневих двигунів (ГПД) як привідних двигунів електрогенераторів. Для установок автономного електро-, тепло- та холодопостачання ГПД випускаються в когенераційному виконанні – у вигляді когенераційних модулів зі штатними теплообмінниками, в яких їх скидна

теплота відводиться на нагрів води (теплоносія), а та в свою чергу – трансформується в холод абсорбційним бромистолітієвим термотрансформатором (АБТТ) – абсорбційною бромистолітієвою холодильною машиною (АБХМ). Термічний стан ГПД на безпечному рівні забезпечується підтриманням температури зворотного (охолодженого) теплоносія на вході ГПД (теплоносія від АБХМ) не вище 70 °С. В той же час ефективність трансформації скидного тепла в холод в АБХМ висока лише за умови зниження температури теплоносія в АБХМ не більше ніж на 10…15 °С, тобто до 75…80 °С (при стандартній температурі теплоносія на вході АБХМ – на виході з ГПД 90 °С). Тому через суперечливі умови ефективної роботи ГПД і АБХМ для підтримання температури зворотного теплоносія на вході ГПД на безпечному рівні 70 °С він додатково охолоджується в градирні, а "надлишок" тепла скидається в атмосферу. При цьому втрати тепла сягають 30 %, внаслідок чого загальний ККД (електричний ККД плюс тепловий ККД утилізації теплоти) знижується від 0,8, вказаних у характеристиці когенераційних ГПД, до 0,6.

Отже резерви вдосконалення установок автономного енергопостачання пов’язані з максимальним використанням скидної теплоти і з високою ефективністю її трансформації в холод (при мінімальних втратах).

Науково-прикладною задачею, що вирішується в роботі, є розробка систем трансформації скидної теплоти ГПД в холод, які забезпечують узгодження режимів ефективної роботи когенераційного модуля ГПД та абсорбційного бромистолітієвого термотрансформатора (АБТТ) за мінімальних втрат теплоти і, як наслідок, з підвищенням термодинамічної ефективності когенераційних модулів ГПД (теплового ККД).

Об’єктом дослідження є процеси трансформації скидної теплоти ГПД в холод тепловикористовуючою холодильною машиною.

Предмет дослідження – процеси трансформації скидної теплоти ГПД в холод тепловикористовуючою холодильною машиною (ТХМ) з узгодженням режимів ефективної роботи когенераційного модуля на базі ГПД та ТХМ.

Метою роботи є підвищення ефективності трансформації скидної теплоти установки автономного електро-, тепло- та холодозабезпечення на базі ГПД шляхом узгодження роботи когенераційного модуля ГПД і АБТТ за мінімальних втрат теплоти.

Основні задачі дослідження:

– проаналізувати ефективність традиційної системи трансформації скидної теплоти (СТСТ) ГПД в холод і виявити резерви її підвищення шляхом скорочення втрат теплоти через неузгодженість режимів ефективної роботи когенераційного модуля ГПД і АБТТ;

– розробити програму розрахунку характеристик систем трансформації скидної теплоти (СТСТ) ГПД в холод з урахуванням зміни кліматичних умов експлуатації та підтвердити її адекватність за даними фірм-виробників АБТТ;

– розробити принципи раціональної організації процесів трансформації скидної теплоти та визначити раціональні параметри процесів, що забезпечують мінімальні втрати теплоти;

– розробити системи трансформації скидної теплоти ГПД в холод, які забезпечують узгодження режимів ефективної роботи когенераційного модуля ГПД та АБТТ за мінімальних втрат теплоти і, як наслідок, підвищення термодинамічної ефективності когенераційних ГПД (теплового ККД).

Методи дослідження. Використано фізичний та математичний методи дослідження. Раціональні параметри системи трансформації скидної теплоти ГПД в холод обчислювалися за розробленою програмою розрахунку характеристик АБТТ, адекватність результатів якої підтверджено специфікаційними характеристиками фірм виробників та даними моніторинга пераметрів газопоршневих тригенераційних модулів .

Основні наукові результати та їхня новизна:

1. Вперше запропоновано застосування теплового коефіцієнта ζ системи трансформації скидної теплоти ГПД в холод як показника її ефективності, який дає можливість виявити та реалізувати резерви підвищення термодинамічної ефективності ГПД (теплового– термічного ККД і загального ККД), пов’язані з

втратами скидної теплоти та узгодженням умов ефективної експлуатації когенераційного модуля ГД і АБТТ.

2. Вперше встановлено наявність значних втрат теплоти (близько 30 %), зумовлених неузгодженістю роботи АБТТ системи трансформації скидної теплоти і когенераційного модуля ГПД через суперечливі умови їх ефективної експлуатації по температурі зворотного теплоносія.

3. Запропоновано принципово новий підхід до узгодження роботи систем когенераційного модуля ГПД і трансформації скидної теплоти в холод в АБТТ, який на відміну від існуючих виходить з різної температури зворотного теплоносія – залежно від температурних рівнів вузлів охолодження ГПД.

4. Розроблено програму розрахунку характеристик систем трансформації скидної теплоти (СТСТ) ГПД в холод з урахуванням зміни кліматичних умов експлуатації та підтверджено її адекватність за даними фірм-виробників АБТТ та даними моніторингу параметрів процесів трансформації.

5. Розроблено системи трансформації скидної теплоти ГПД в холод, які забезпечують узгодження режимів ефективної роботи когенераційного модуля ГПД та АБТТ за мінімальних втрат теплоти і, як наслідок, підвищення термодинамічної ефективності когенераційних ГПД (теплового ККД і загального ККД), а також охолодження циклового повітря ГПД з відповідним скороченням втрат палива;

5. Розроблено принципи раціональної організації процесів трансформації скидної теплоти та визначено раціональні параметри процесів, що забезпечують зменшення втрат теплоти на 30…50 % (з 30 % до 15…20 %), відповідно зростання теплового ККД з 20 % до 30 % і загального ККД з 60 % до 70 %.

Достовірність результатів дослідження забезпечена коректною постановкою науково-прикладної задачі, задовільним узгодженням розрахункових значень теплових коефіцієнтів з даними фірм-виробників і даними моніторингу, позитивними результатами порівняльного аналізу запропонованих та існуючих технічних рішень.

Структура та обсяг роботи. Робота складається зі вступу, 3 розділів та висновків. Обсяг роботи становить 42 сторінок машинописного тексту, 30 рисунків, бібліографія з 6 найменувань.

РОЗДІЛ 1
АНАЛІЗ СПОСОБІВ ТРАНСФОРМАЦІЇ СКИДНОЇ ТЕПЛОТИ ГПД. ПОСТАНОВКА МЕТИ ТА ЗАДАЧ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1. Аналіз існуючих способів трансформації скидної теплоти ГПД

Децентралізація енергопостачання пов’язана з переходом на установки автономного енергозабезпечення [5], що має вагоме економічне підґрунтя, оскільки вартість підключення нових споживачів до існуючої електромережі становить 1 млн. $ за 1 МВт на Україні, а в країнах Європи та США у 2–4 рази більше. Останні два десятиріччя як базові двигуни таких установок широкого поширення набули газопоршневі двигуни (ГПД), призначені окрім електропостачання ще й для отримання гарячої води. Такі ГПД випускаються у вигляді когенераційних модулів зі штатними теплообмінниками для відведення теплоти від мастила, охолоджуючої води сорочки двигуна, наддувної газоповітряної суміші (ГПС) і випускних газів на нагрів води (рис. 1.1) [3, 4].

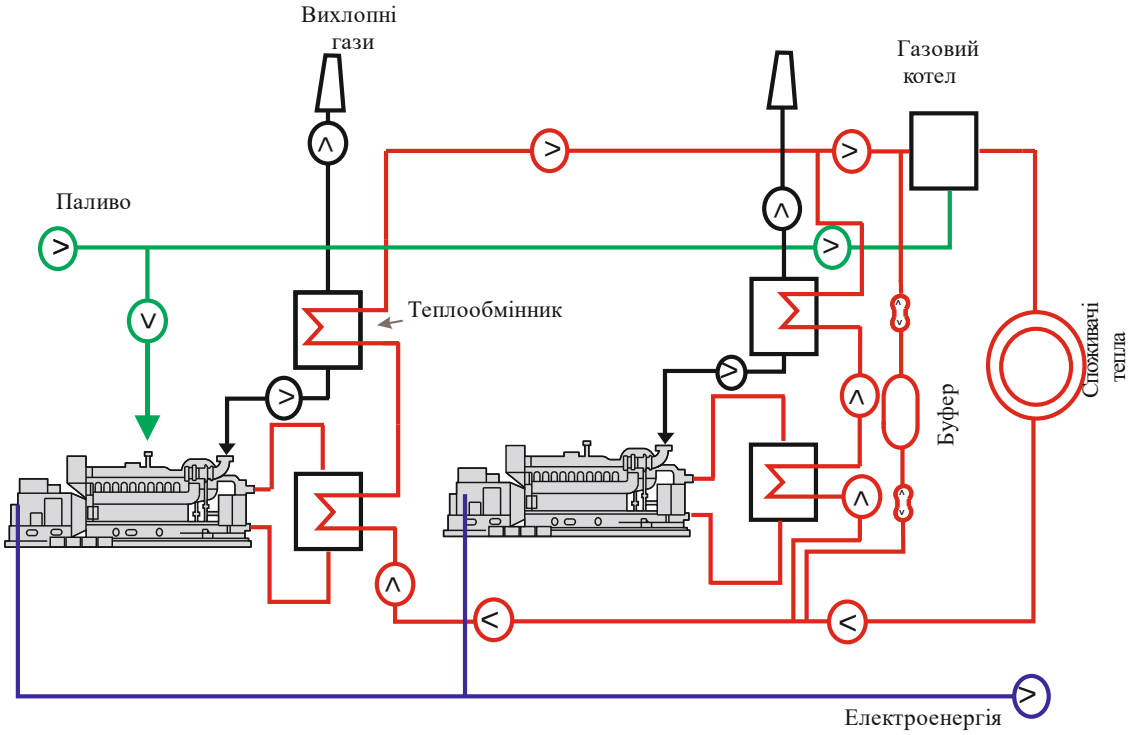


Рис. 1.1. Схема системи утилізації теплоти наддувної газоповітряної суміші (ГПС), машинного мастила, охолоджуючої води сорочки двигуна та випускних газів когенераційного модуля ГПД

За теплого клімату в умовах скорочення споживання теплової енергії теплота гарячої води трансформується в холод тепловикористовуючими холодильними машинами (ТХМ). Як трансформатори скидного тепла в холод в таких тригенераційних установках – з виробництва трьох видів енергії (електричної, теплової енергії та холоду) – найчастіше застосовуються абсорбційні бромистолітієві холодильні машини (АБХМ), тобто абсорбційні термотрансформатори (АБТТ), а отримана при цьому холодна вода з температурою 7…10 °С використовується як холодоносій для технологічних потреб або кондиціювання повітря [3, 4].

Холодопродуктивність тригенераційних установок визначається обсягами скидного тепла та ефективністю його трансформації в холод. Термодинамічна ефективність трансформації скидної теплоти в холод характеризується тепловим коефіцієнтом: $\zeta = Q_0/Q_г$ – відношенням виробленого холоду Q_0 до спожитого тепла $Q_г$, відведеного від когенераційних модулів ГПД. Теплові коефіцієнти АБХМ найвищі серед ТХМ і за даними фірм-виробників становлять $\zeta = 0{,}7…0{,}8$ [3, 4].

Особливо гостро проблема трансформації скидної теплоти стоїть у когенераційних модулях на базі ГПД, оскільки для підтримання термічного стану ГПД, зокрема вузлів охолодження, на безпечному рівні температура зворотного (охолодженого) теплоносія на вході ГПД $t_{вхГД}$ не повинна перевищувати 70 °С. За наявності окрім споживачів холоду ще й споживачів теплової енергії, від яких охолоджений теплоносій повертається з температурою нижче 70 °С, його змішування з охолодженим теплоносієм від АБХМ (температура 75…80 °С) дозволяє підтримувати температуру суміші обох потоків на вході ГПД на рівні 70 °С. Але за теплого клімату та відсутності споживачів тепла зниження температури зворотного теплоносія перед його подачею в когенераційну систему ГПД (до вузлів охолодження ГПД) до необхідних 70 °С здійснюють відведенням надлишкового тепла в атмосферу у так званих градирнях аварійного скидування тепла.

Через значні втрати тепла загальний ККД ГПД (електричний ККД плюс тепловий ККД утилізації теплоти) знижується до 0,6 проти 0,8 вказаних у характеристиках когенераційних модулів ГПД [5], а виробництво холоду падає. Дефіцит холоду викликає необхідність його покриття електроприводними холодильними машинами, що призводить до різкого зростання споживання паливно-енергетичних ресурсів. Отже резерви вдосконалення установок автономного енергопостачання пов’язані з максимальним використанням скидної теплоти за високої ефективності її трансформації в холод.

1.2. Обґрунтування напряму підвищення ефективності трансформації скидної теплоти ГПД. Постановка мети та задач дослідження

Обґрунтування напряму підвищення ефективності трансформації скидної теплоти ГПД в холод проведено для типового когенераційного модуля ГПД JMS 420 GS корпорації "GE-Jenbacher" (специфікаційні електрична потужність 1400 кВт і теплова потужність 1500 кВт) у складі тригенераційної установки з двох ГПД JMS 420 GS, АБХМ AR-D500L2 Century (холодопродуктивність 2000 кВт). Скидна теплота ГПД використовується в АБХМ для виробництва холоду для потреб технологічного охолодження і кондиціювання повітря.

Принципова схема системи трансформації скидної теплоти мастила, охолоджуючої води сорочки двигуна, наддувної газоповітряної суміші і випускних газів ГПД JMS 420 GS абсорбційним бромистолітієвим термотрансформатором (АБТТ) з отриманням холодної води з температурою t_x = 7 °С наведена на рис 1.2.

Термічний стан ГПД на безпечному рівні забезпечується підтриманням температури зворотного (охолодженого) теплоносія на вході ГПД (теплоносія від АБХМ) не вище 70 °С. В той же час висока ефективність трансформації скидного тепла в холод в АБХМ має місце лише за умови зниження температури теплоносія в АБХМ не більше ніж на 10…15 °С, тобто до 75…80 °С (при температурі теплоносія на вході АБХМ – на виході з ГПД 90 °С). Тому для підтримання температури зворотного теплоносія на вході ГПД

на безпечному рівні 70 °С він додатково охолоджується в градирні, а "надлишок" тепла скидається в атмосферу. Таким чином, неузгодженість роботи системи трансформації скидної теплоти в АБХМ і когенераційного модуля ГПД через суперечливі умови ефективної їх експлуатації призводить до значних втрат теплоти (близько 30 %), як внаслідок, – зниження теплового ККД від 49 до 20 % і загального ККД ГПД від 0,8 до 0,6.

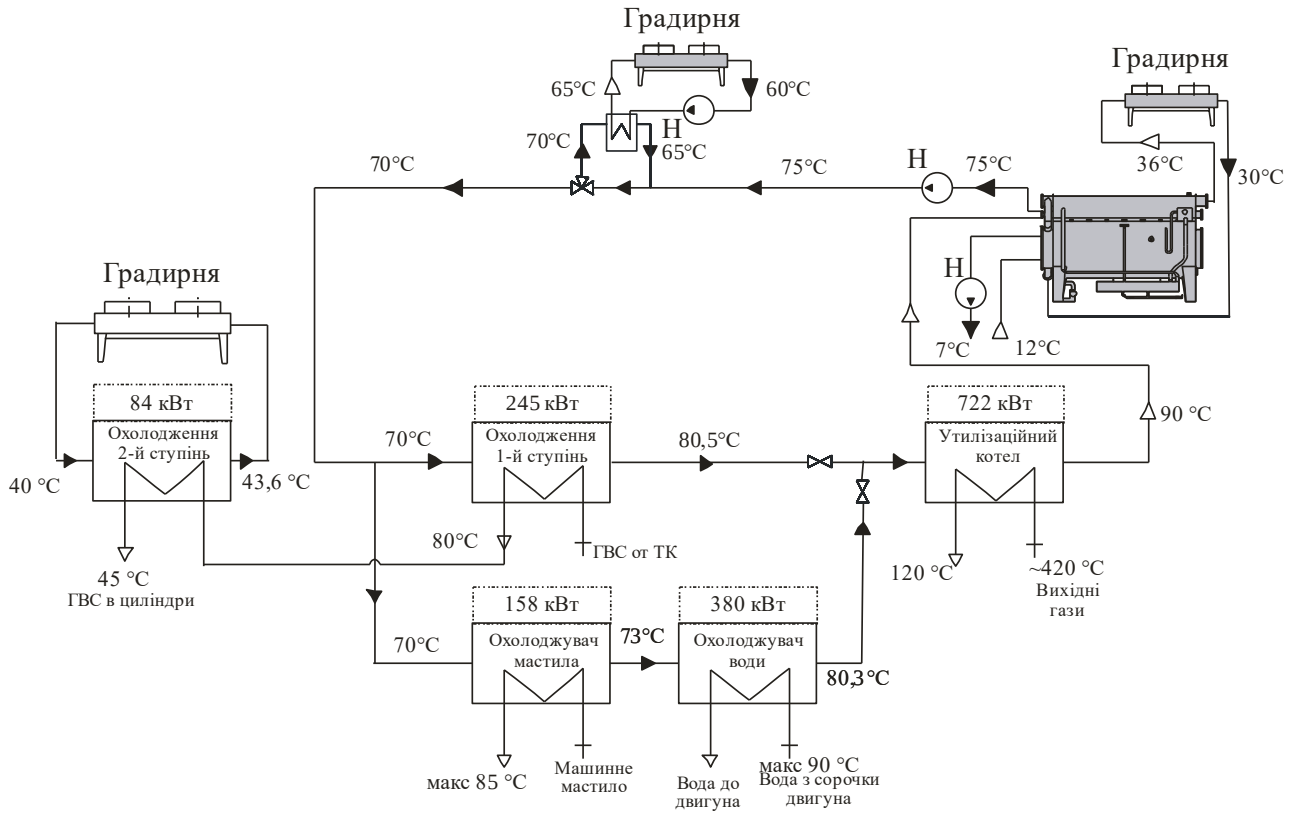


Рис. 1.2. Схема системи трансформації скидної теплоти мастила, охолоджуючої води сорочки двигуна, наддувної газоповітряної суміші і випускних газів ГПД JMS 420 GS абсорбційним бромистолітієвим термотрансформатором (АБТТ)

Виходячи з наведеного, сформульовано мету й задачі дослідження, подані в загальній характеристиці роботи (вступі).

РОЗДІЛ 2
ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТРАНСФОРМАЦІЇ СКИДНОЇ ТЕПЛОТИ ІСНУЮЧОГО КОГЕНЕРАЦІЙНОГО МОДУЛЯ гпД

2.1. Аналіз енергетичних втрат при трансформації скидної теплоти ГПД

Аналіз енергетичних втрат при трансформації скидної теплоти ГПД в холод проведено для типової тригенераційної установки з двох когенераційних модулів ГПД JMS 420 GS корпорації "GE-Jenbacher" (специфікаційні електрична потужність 1400 кВт і теплова потужність 1500 кВт) та АБХМ AR-D500L2 Century (холодопродуктивність 2000 кВт) автономного енергозабезпечення (рис. 2.1).

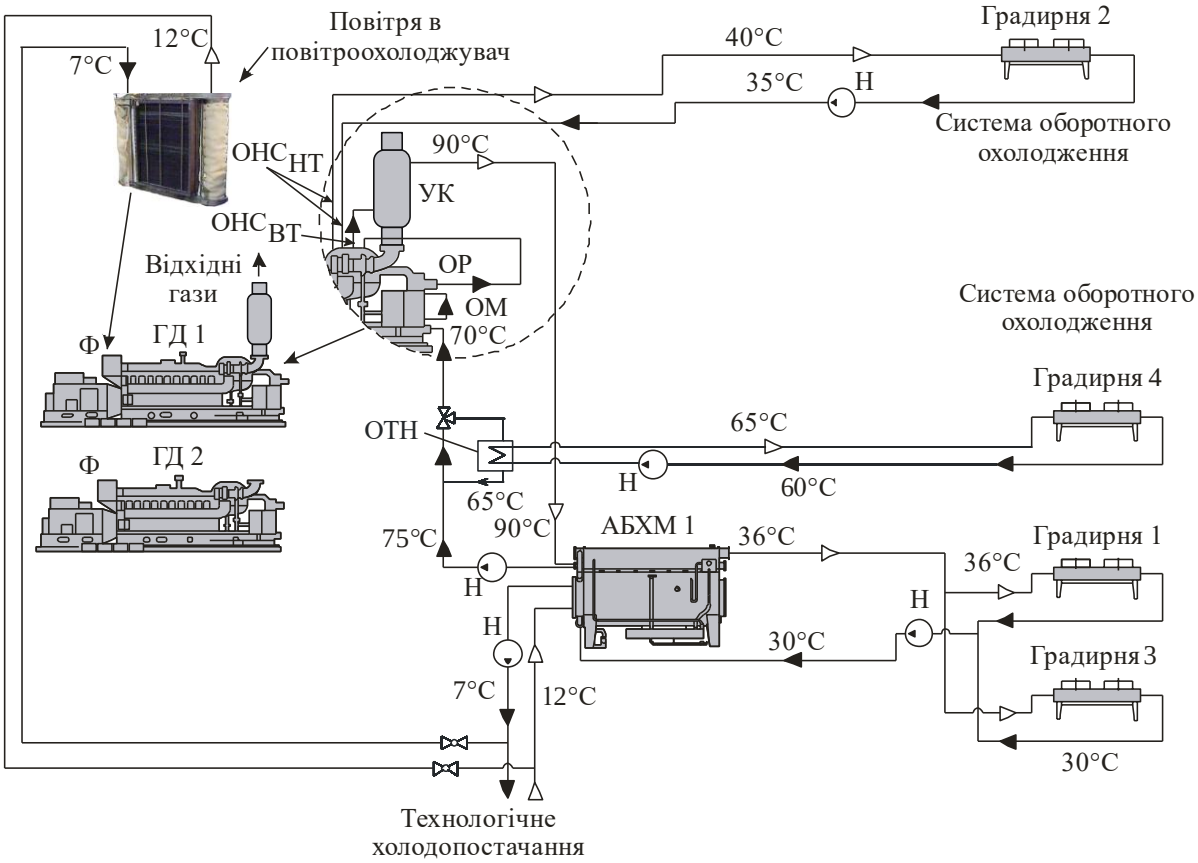


Рис. 2.1. Схема системи трансформації скидної теплоти мастила, охолоджуючої води сорочки двигуна, наддувної газоповітряної суміші і випускних газів ГПД JMS 420 GS: ГД – газовий двигун; Ф – фільтр на всмоктуванні ТК ГД; ОМ – охолоджувач мастила; ОР – охолоджувач сорочки двигуна; УК – утилізаційний котел; ОНС$_{нт}$ і ОНС$_{вт}$ – низькотемпературний і високотемпературний ступені охолоджувача наддувної ГПС; ОТН – охолоджувач теплоносія; Н – насос; градирня 4 – аварійного скидання тепла

Аналіз даних автоматизованого моніторингу параметрів тригенераційної установки дозволив визначити теплові втрати при трансформації скидної

теплоти ГПД, виявити та реалізувати резерви підвищення її ефективності скороченням цих витрат.

Термодинамічна ефективність трансформації скидної теплоти в холод характеризується тепловим коефіцієнтом: $\zeta = Q_0/Q_г$ – відношення виробленого холоду Q_0 до спожитого тепла $Q_г$, відведеного від відхідних газів, наддувного повітря, охолоджувальної води та мастила ГПД. Розроблено програму розрахунку теплового коефіцієнта ζ для АБХМ. Результати зіставлення розрахованих $\zeta_р$ та специфікаційних даних $\zeta_{Century}$ фірми-виробника АБХМ AR-D500L2 "Century" у вигляді їх залежності від температури охолоджувальної води конденсатора і абсорбера АБХМ $t_{о.в}$ та гріючого теплоносія на вході АБХМ $t_г$ при температурі холодоносія $t_х$ = 7 °С подано на рис. 2.2.

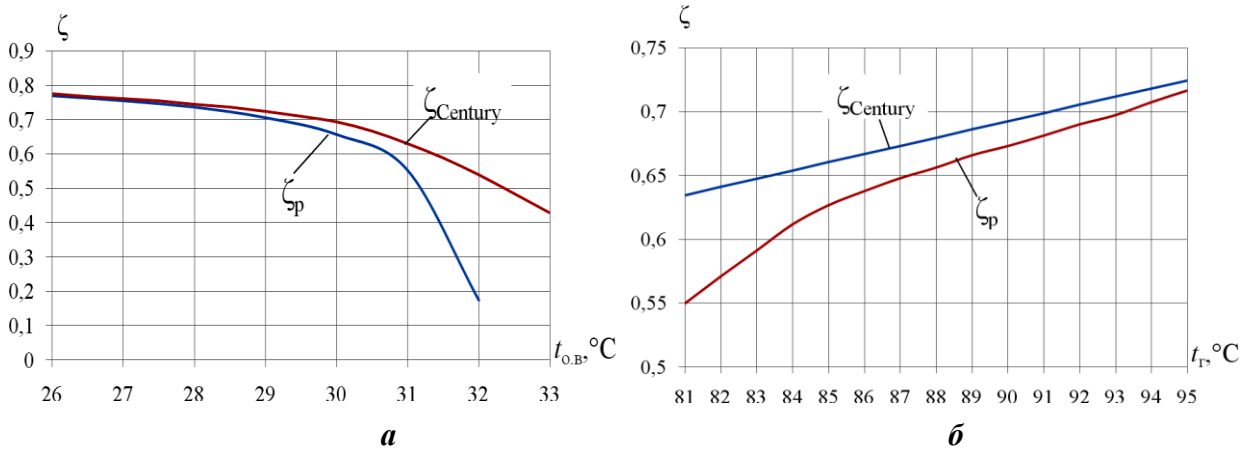
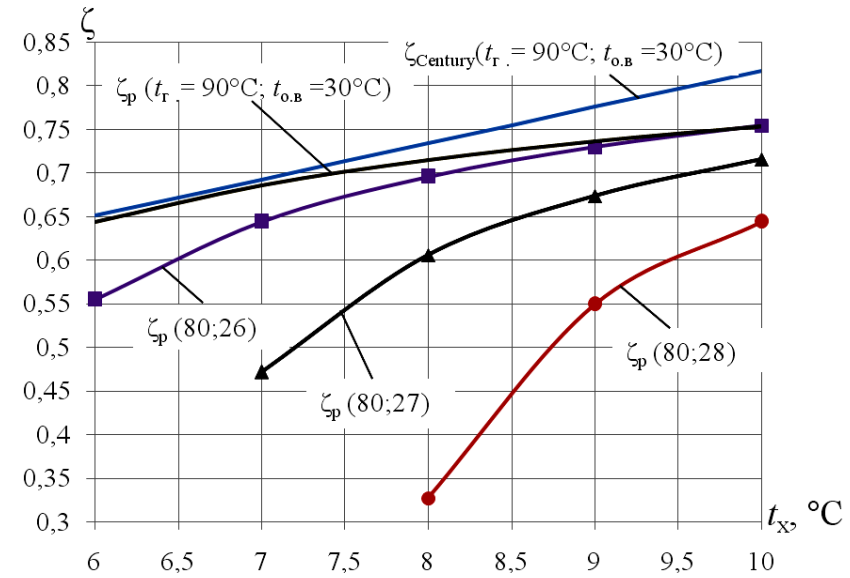
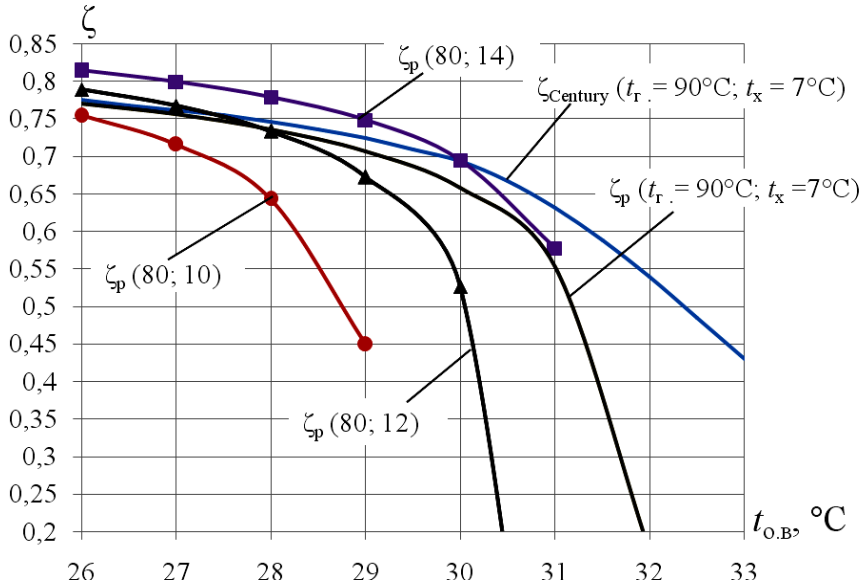


Рис. 2.2. Залежність розрахункових теплових коефіцієнтів $\zeta_р$ і даних фірми-виробника АБХМ "Century" $\zeta_{Century}$ від температури охолоджувальної води конденсатора та абсорбера АБХМ $t_{о.в}$ (***а***) та гріючого теплоносія на вході АБХМ $t_г$ (***б***) при температурі холодоносія $t_х$ =7 °С

Як видно, тепловий коефіцієнт АБХМ ζ зростає зі зниженням температури охолоджуючої води $t_{о.в}$ та збільшенням температури гріючого теплоносія $t_г$. Аналогічні результати при різних температурах холодоносія $t_х$ подано на рис. 2.3.



а



б

Рис. 2.3. Залежність розрахункових теплових коефіцієнтів $\zeta_р$ і даних фірми-виробника АБХМ "Century" $\zeta_{Century}$ від температури холодоносія $t_х$ (***а***) та охолоджувальної води конденсатора та абсорбера АБХМ $t_{о.в}$ (***б***) при різних температурах гріючого теплоносія на вході АБХМ $t_г$

Як видно з рис. 2.2 і 2.3 розраховані значення теплового коефіцієнта АБХМ $\zeta_р$ задовільно узгоджуються зі специфікаційними даними $\zeta_{Century}$ фірми-виробника АБХМ "Century" З урахуванням наведених на рис. 2.2 і 2.3 залежностей для теплового коефіцієнта АБХМ ζ визначали теплові коефіцієнти всієї системи утилізації (трансформації) скидної теплоти ГПД $\zeta_{су}$ залежно від зміни температури охолоджуючої води $t_{о.в}$ та гріючого теплоносія $t_г$.

Зміна температури охолоджуючої води $t_{ов}$ конденсатора АБХМ, що надходить з градирні, відповідно до зміни температури навколишнього повітря $t_{нп}$ протягом $9^{\underline{00}}$ – $24^{\underline{00}}$ (28.07.2011) наведена на рис. 2.4.

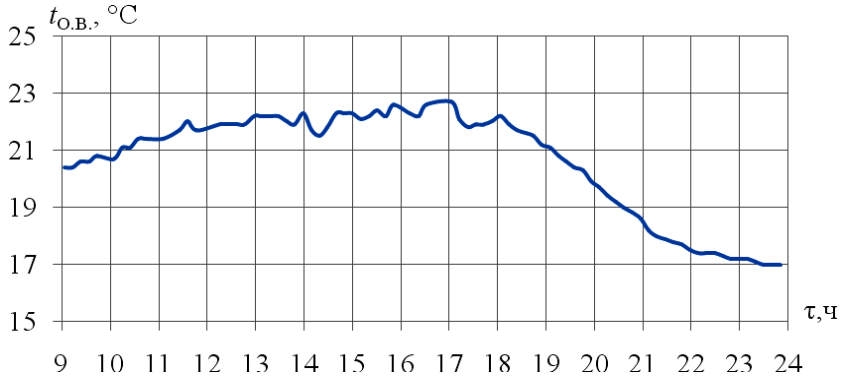


Рис. 2.4. Зміна температури охолоджуючої води $t_{ов}$ конденсатора АБХМ, що надходить з градирні, відповідно до зміни температури навколишнього повітря $t_{нв}$ протягом $9^{\underline{00}}$ – $24^{\underline{00}}$ (28.07.2011)

Залежно від температури охолоджуючої води $t_{ов}$ конденсатора АБХМ змінюються значення теплового коефіцієнта АБХМ $\zeta_{АБХМ}$ (рис. 2.2 і 2.3). Варто зазначити, що тепловий коефіцієнт власне АБХМ $\zeta_{АБХМ}$ не характеризує ефективність всієї системи трансформації скидної теплоти ГПД в холод, оскільки не враховує втрати теплоти $Q_{г.п}$, що скидається в атмосферу в градирні аварійного скидання (рис. 2.1) і зумовлена неможливістю подачі в ГПД зворотного теплоносія від АБХМ з температурою $t_г$ вище за 70 °С.

Для того, щоб оцінити обсяги надлишкової теплоти (втрати теплоти) $Q_{г.п}$, що скидається в атмосферу, і, відповідно, доцільність технічних рішень по її поверненню в цикл трансформації тепла та виробництва додаткового холоду, проаналізуємо дані з температур теплоносія t_w, отримані в ході автоматизованого моніторингу параметрів тригенераційної установки. На рис. 2.4 наведені значення температури гарячої води t_{w1}, що надходить з когенераційного модуля ГПД в АБХМ, зворотної води після АБХМ t_{w4} – перед охолоджувачем теплоносія ОТН контуру скидання надлишку тепла градирнею в атмосферу (рис. 2.1) та охолодженої зворотної води після ОТН на вході в ГПД t_{w5} (28.07.2011).

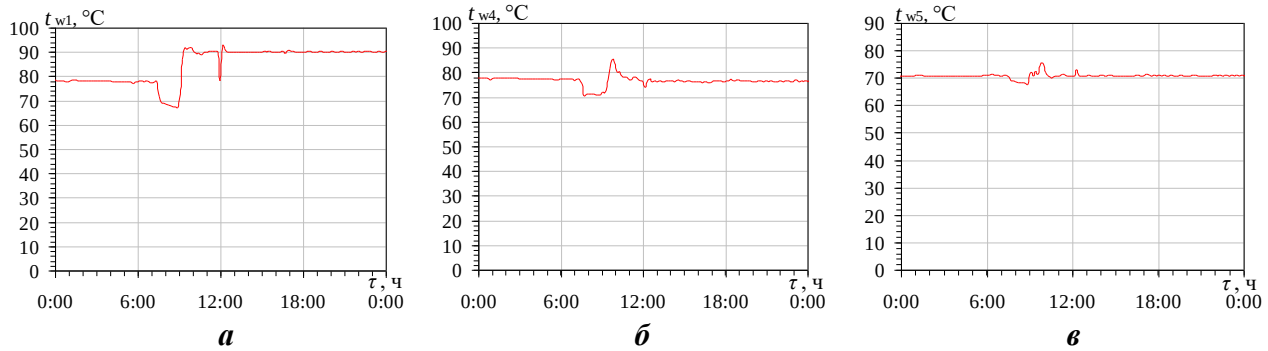


Рис. 2.5. Температури гарячої води t_{w1} на вході АБХМ (***а***), зворотної води після АБХМ t_{w4} (***б***) та води на вході ГПД t_{w5} , охолодженої в градирні аварійного скидання надлишку тепла (***в***)

Різниці температур гарячої води на вході АБХМ та охолодженої води на виході АБХМ, $t_{w1} - t_{w4}$, зворотної води до і після її охолодження градирнею аварійного скидання надлишку тепла в атмосферу, $t_{w4} - t_{w5}$, дано на рис. 2.6.

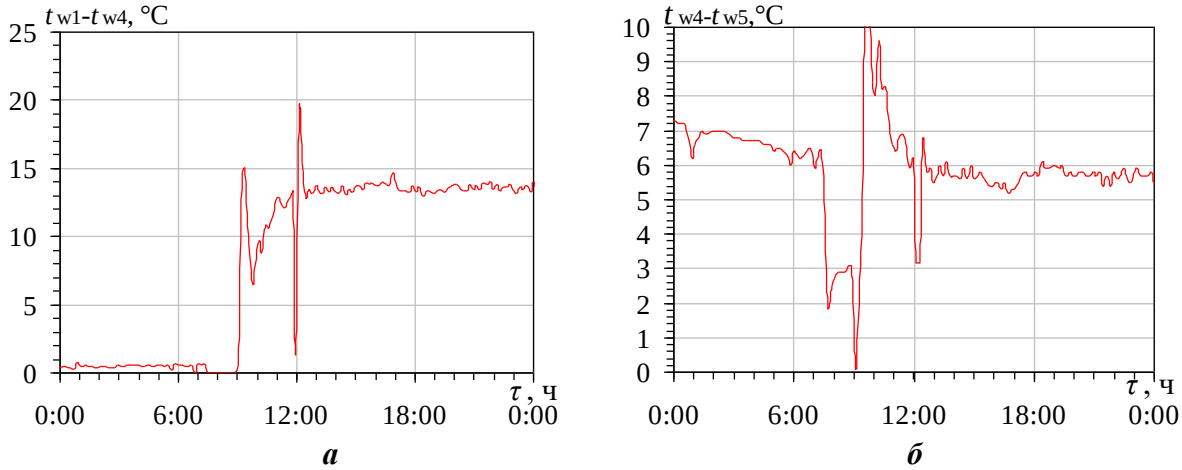


Рис. 2.6. Різниці температур гарячої води на вході та охолодженої на виході АБХМ, $t_{w1} - t_{w4}$, зворотної води до і після її охолодження градирнею аварійного скидання надлишку тепла в атмосферу, $t_{w4} - t_{w5}$

Як видно, різниці температур гарячої води на вході АБХМ та охолодженої води на виході АБХМ, $t_{w1} - t_{w4}$ = 14 °C, практично співпадають з їх специфікаційним значенням (15 °C). Проте зниження температури зворотної води в результаті відведення тепла в атмосферу градирнею аварійного скидання надлишку тепла суттєве: $t_{w4} - t_{w5} \approx 5$ °C, порівняно з різниці температур гарячої води в АБХМ, що свідчить про значні втрати тепла $Q_п$ порівняно з трансформованим в холод в АБХМ $Q_{гА}$.

Значення загальної (сумарної) кількості теплоти $Q_{г.с}$ гарячого теплоносія, що надходить від двох ГПД, теплоти, трансформованої в АБХМ в холод, $Q_{г.А}$,

та втрати теплоти $Q_{г.п}$ через неможливість подачі в ГПД зворотного теплоносія від АБХМ з температурою $t_г$ вище за 70 °С, обчислені за даними моніторингу параметрів тригенераційної установки ВАТ "Сандора" (рис. 2.5 і 2.6), наведені на рис. 2.7.

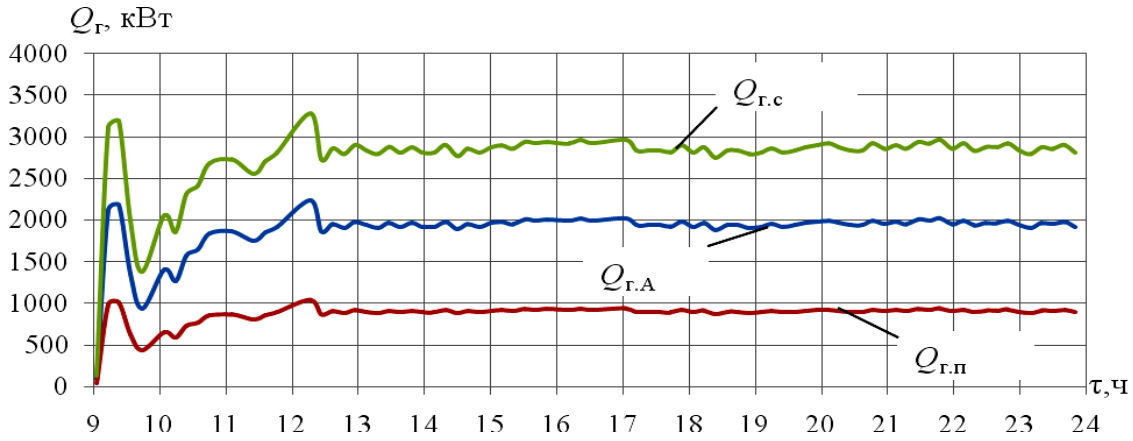


Рис. 2.7. Значення загальної (сумарної) кількості теплоти $Q_{г.с}$ гарячого теплоносія, що надходить від ГПД, теплоти, трансформованої в АБХМ в холод, $Q_{г.А}$, та втрати теплоти $Q_{г.п}$ протягом $\tau = 9^{00} – 24^{00}$ (28.07.2011) для базового (існуючого) варіанту за даними моніторингу (протягом $\tau = 0^{00} – 9^{00}$ АБХМ відключена)

Як видно, втрати теплоти $Q_{г.п}$, відведеної від зворотного теплоносія після АБХМ в атмосферу через неможливість його подачі в ГПД з температурою $t_г$ вище за 70 °С, доволі значні і становлять близько 30 %, що свідчить про наявність резервів вдосконалення системи трансформації скидної теплоти ГПД в холод завдяки скороченню цих втрат.

Ефективність трансформації скидної теплоти ГПД в холод в системі утилізації з АБХМ характеризується тепловим коефіцієнтом $\zeta_{СУАб} = Q_0 / Q_{г.с}$, який являє собою відношення кількості отриманого в АБХМ холоду (холодопродуктивності) Q_0 до сумарної кількості теплоти гарячого теплоносія $Q_{г.с}$, що надходить в систему утилізації (трансформації скидної теплоти ГПД в холод) від когенераційних модулів ГПД. При цьому до загальної (сумарної) кількості теплоти $Q_{г.с}$ входять окрім теплоти, трансформованої в АБХМ в холод, $Q_{г.А}$, ще й втрати теплоти $Q_{г.п}$ через неможливість подачі в ГПД зворотного теплоносія від АБХМ з температурою $t_г$ вище за 70 °С: $Q_{г.с} = Q_{г.А} + Q_{г.п}$, де $Q_{г.А} = G_г\, c_г\, (t_{гА1} – t_{гА2})$, $Q_{г.п} = G_г\, c_г\, (t_{гА2} – t_{гГДвх})$, Очевидно,

що втрати теплоти $Q_{г.п}$ визначаються не тільки граничним значенням температури зворотного теплоносія $t_{гГДвх}$ на вході ГПД: $t_{гГДвх} \leq 70$ °C, але й температурою охолодженого теплоносія на виході з АБХМ $t_{гА2}$, яка, в свою чергу, обмежена різницею температур теплоносія на вході та виході АБХМ: $\Delta t_{гА} = t_{гА1} - t_{гА2} = 10…15$ °C ($t_{w1} - t_{w4}$ на рис. 2.6) для одноступеневої АБХМ.

Звідси випливають і **<u>два напрями</u>** підвищення ефективності трансформації скидної теплоти ГПД в холод: **<u>перший</u>** – підвищенням ефективності власне трансформації тепла в холод термотрансформаторами АБХМ, зокрема переходом на двоступеневу трансформацію тепла з більш глибоким відведенням тепла від теплоносія, що забезпечувало б зниження температури теплоносія на виході з АБХМ $t_{гА2}$ і відповідно втрат теплоти $Q_{г.п} = G_г\, c_г\, (t_{гА2} - t_{гГДвх})$ (розд. 2), а **<u>другий</u>** – вдосконаленням когенераційної системи самих ГПД з метою підвищення допустимого рівня температури зворотного теплоносія $t_{гГДвх}$ на вході ГПД, приміром до $t_{гГДвх} \leq 75$ °C, за безумовного дотримання теплового стану двигунів на безпечному рівні (напряму присвячено розд. 3). Варто зауважити, що при двоступеневій трансформації тепла (перший напрям) для збільшення теплового коефіцієнта ζ_2 другого, низькотемпературного, ступеня, значення якого невисокі (при низьких $t_г$ на рис. 2.2) через знижену температуру теплоносія на вході другої АБХМ2 $t_{гА1(2)} \approx 75$ °C, доцільне її підвищення, що в свою чергу можливе як додатковим проміжним нагрівом теплоносія між двома ступенями (двома АБХМ), зокрема у бустерному газовому котлі, наприклад до температури теплоносія на вході другої АБХМ2 понад $t_{гА1(2)} = 80$ °C, так і підвищенням температури гарячого теплоносія $t_{гГДвих}$ на виході з ГПД (на вході АБХМ). Останнє можливе за підвищеної температури зворотного теплоносія $t_{гГДвх}$ на вході ГПД, приміром до $t_{гГДвх} \leq 75$ °C (другий напрям).

Значення теплових коефіцієнтів АБХМ $\zeta_{АБХМ}$ та одноступеневої системи утилізації скидної теплоти ГПД базового (існуючого) варіанту $\zeta_{СУАб}$ відповідно до зміни температури охолоджуючої води $t_{ов}$ конденсатора АБХМ (рис. 2.2 і 2.3) протягом $9^{\underline{00}} - 24^{\underline{00}}$ (28.07.2011) наведено на рис. 2.8, а на рис. 2.9 дано

холодопродуктивність Q_0 , отриману в АБХМ трансформацією скидної теплоти ГПД в кількості $Q_{г.А}$ (рис. 2.7).

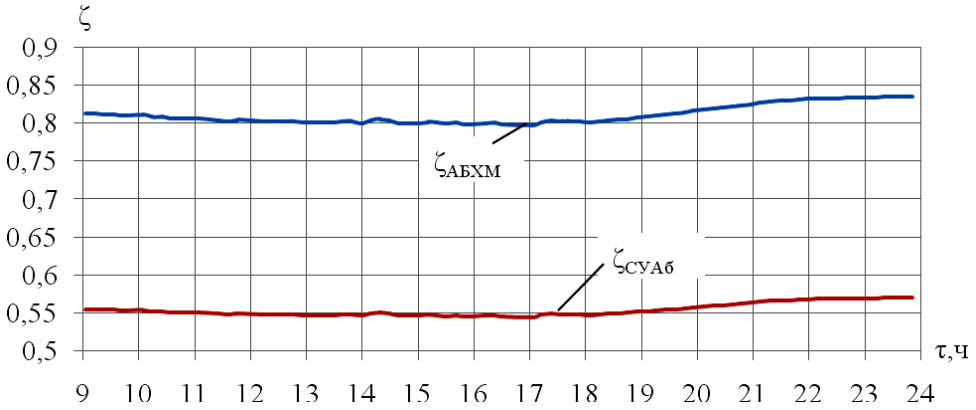


Рис. 2.8. Значення теплового коефіцієнта АБХМ $\zeta_{АБХМ}$ та одноступеневої системи утилізації $\zeta_{СУАб}$ базового варіанту протягом 9^{00} – 24^{00} (28.07.2011)

Як видно, зміна температури охолоджуючої води $t_{ов}$ конденсатора АБХМ (рис. 2.4) відповідно до поточної температури навколишнього повітря на вході градирні $t_{нв}$ обумовлює суттєве зниження теплових коефіцієнтів АБХМ $\zeta_{АБХМ}$ та всієї системи утилізації $\zeta_{СУАб}$ скидної теплоти ГПД. До того ж через обмеженість зниження температури теплоносія в АБХМ різницею температур не більше $\Delta t_{гА} = t_{г1} - t_{г2} = 15$ °C, а реально навіть меншою ($t_{w1} - t_{w4}$ на рис. 2.6), і відповідні втрати теплоти $Q_{г.п}$, яка скидається в атмосферу в градирні аварійного скиду (рис. 2.7), теплові коефіцієнти існуючої (базового варіанту) системи утилізації теплоти ГПД $\zeta_{СУАб}$ значно нижчі за теплові коефіцієнти власне АБХМ $\zeta_{АБХМ}$. що обумовлює суттєве заниження холодопродуктивності АБХМ Q_0 (рис. 2.9).

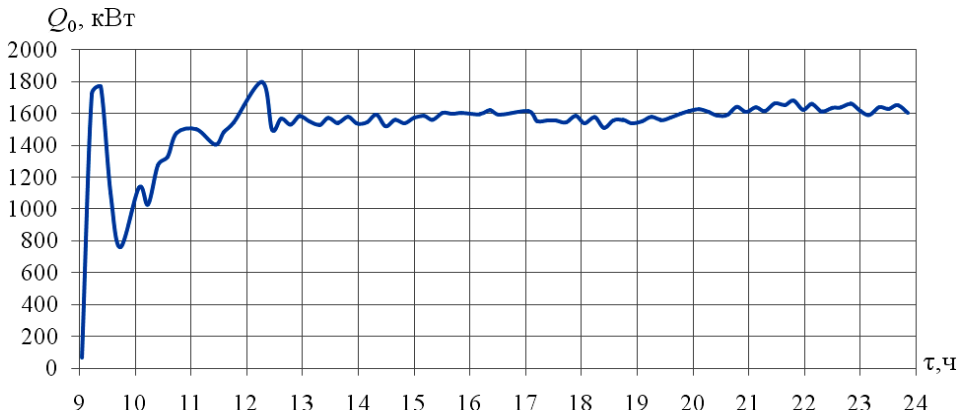


Рис. 2.9. Значення холодопродуктивності Q_0 одноступеневої системи утилізації базового варіанту (протягом $\tau = 0^{00} - 9^{00}$ АБХМ відключена)

((В свою чергу, дефіцит холодопродуктивності Q_0 призводить до обмеження витрат холоду на охолодження повітря в машинному відділенні когенераційних модулів ГПД, а відтак і на вході ГПД. Підвищення ж температури повітря на вході ГПД спричиняє перехід ГПД на режими часткового навантаження з відповідним зростанням витрати палива.

2.2. Система двоступеневої трансформації скидної теплоти ГПД

Система двоступеневої трансформації скидної теплоти ГПД двома АБХМ1 і АБХМ2 з використанням скидної теплоти охолоджувальної двигун води, мастила, наддувної ГПС та випускних газів наведена на рис 2.10.

Значення загальної (сумарної) кількості теплоти Qг.с гарячого теплоносія, що надходить від ГПД, теплоти, трансформованої в холод в АБХМ1 першого ступеня, Qг.А , і в АБХМ2 другого ступеня, Qг.А2 = Qгп , що споживає надлишкову теплоту.

Тепловий коефіцієнт базової АБХМ першого ступеня з температурою теплоносія на вході 90 °С становить $\zeta_{АБХМ}$ = 0,71, а його значення для АБХМ2 другого, низькотемпературного, ступеня трансформації теплоти з температурою теплоносія на вході 75…80 °С, що в базовому варіанті скидалася градирнею в атмосферу, ζ_2 , обчислювали за розробленою програмою розрахунку параметрів АБХМ (результати розрахунку за якою на рис. 2.2).

Значення теплового коефіцієнта АБХМ першого ступеня $\zeta_{АБХМ}$, базової одноступеневої системи утилізації з однією АБХМ $\zeta_{СУАб}$ та двоступеневої системи з двома АБХМ $\zeta_{СУ2А(90+75)}$ протягом $9^{\underline{00}}$ – $24^{\underline{00}}$ (28.07.2011) наведені на рис. 2.12.

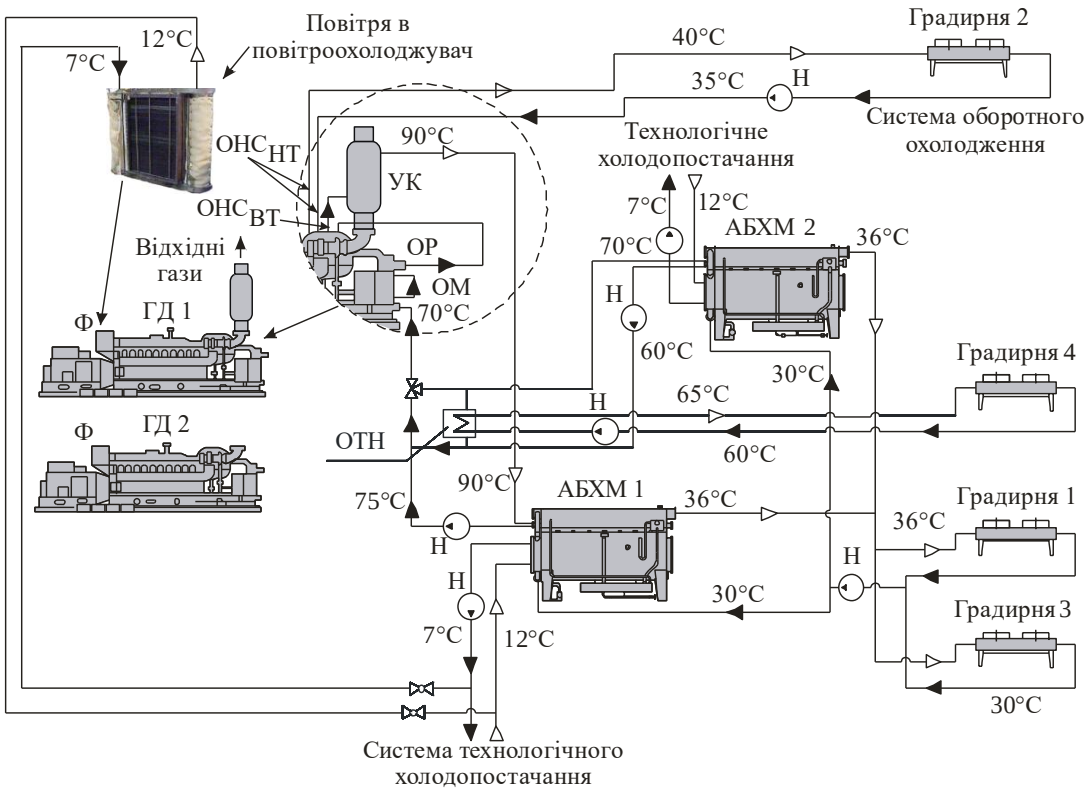


Рис. 2.10. Схема системи трансформації скидної теплоти ГД з охолодженням повітря на вході ТК ГД і наддувної ГПС: Ф – фільтр на всмоктуванні ТК ГД; ОМ – охолоджувач мастила; ОР – охолоджувач сорочки двигуна; УК – утилізаційний котел; ОНСнт і ОНСвт – низькотемпературний і високотемпературний ступені охолоджувача наддувної ГПС; ПО – повітроохолоджувач; ОТН – охолоджувач теплоносія; ГК – газовий котел; НТН – нагрівач теплоносія; Н – насос теплоту гарячого теплоносія $Q_{гп}$, яка в базовому варіанті скидалася в атмосферу градирнею аварійного скиду, для двоступеневої системи утилізації з двома АБХМ протягом 9^{00} – 24^{00} (28.07.2011) наведені на рис. 2.11.

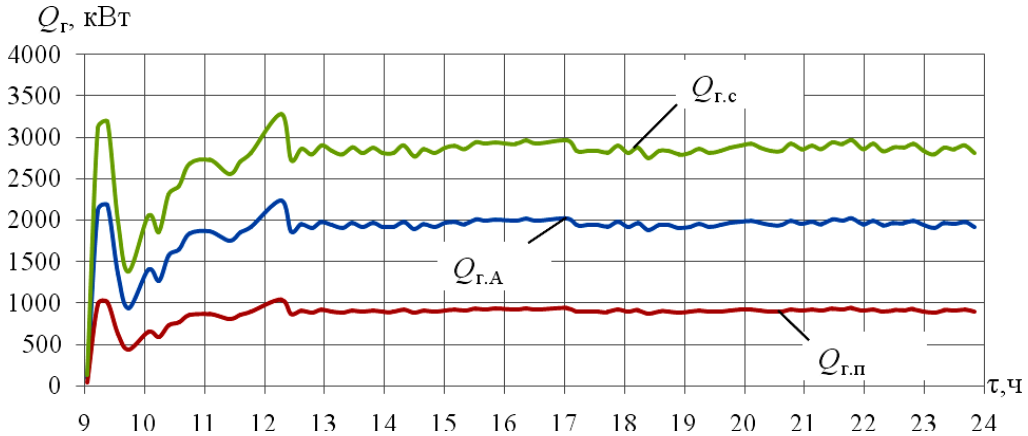
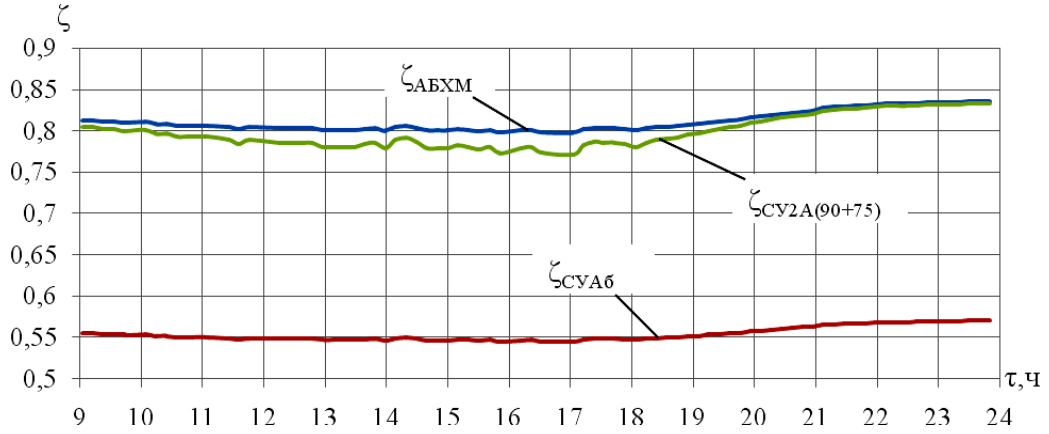


Рис. 2.11. Значення загальної (сумарної) кількості теплоти $Q_{г.с}$ гарячого теплоносія з ГПД, теплоти, трансформованої в холод в АБХМ1, $Q_{г.А}$, і в АБХМ2, $Q_{г.А2} = Q_{гп}$, двоступеневої системи утилізації з двома АБХМ протягом 9^{00} – 24^{00} (28.07.2011)



надо ζ_2

Рис. 2.12. Значення теплового коефіцієнта АБХМ першого ступеня $\zeta_{АБХМ}$, базової одноступеневої системи утилізації з однією АБХМ $\zeta_{СУАб}$ та двоступеневої системи з двома АБХМ $\zeta_{СУ2А(90+75)}$ протягом $9^{\underline{00}} – 24^{\underline{00}}$ (28.07.2011)

Як видно, значення теплового коефіцієнта двоступеневої системи трансформації скидної теплоти в холод з двома АБХМ $\zeta_{СУ2}$ близькі до їх величин для АБХМ першого, високотемпературного, ступеня $\zeta_{АБХМ}$ з температурою теплоносія на вході 90 °С, тобто до максимально можливої їх величини, що свідчить про достатньо високу ефективність двоступеневої трансформації скидної теплоти. Менші значення $\zeta_{СУ2(90+75)}$ порівняно з $\zeta_{АБХМ}$ зумовлені більш низькою температурою теплоносія $t_г$ на вході АБХМ2 другого ступеня: приблизно 75 °С проти 90 °С (рис. 2.2 і 2.3 при низьких).

Значення сумарної холодопродуктивності $Q_{0.с}$ двоступеневої системи трансформації скидної теплоти ГПД та її складових – АБХМ першого ступеня $Q_{0(90)}$ ($t_г$ = 90 °С) та АБХМ другого, низькотемпературного, ступеня $Q_{0(75)}$ ($t_г$ = 75 °С) з використанням у ньому теплоти $Q_{г.п}$, яка скидалася градирнею в базовому варіанті, протягом $9^{\underline{00}} – 24^{\underline{00}}$ (28.07.2011) наведені на рис. 2.13.

Вочевидь, якщо підвищити температуру теплоносія $t_г$ на вході АБХМ2 другого ступеня, наприклад до $t_г$ = 80 °С, то можна отримати дещо більшу холодопродуктивність $Q_{0.с}$ завдяки деякому зростанню теплового коефіцієнта АБХМ2 $\zeta_{СУ2}$ і, відповідно, сумарного $\zeta_{СУ2А(90+80)}$.

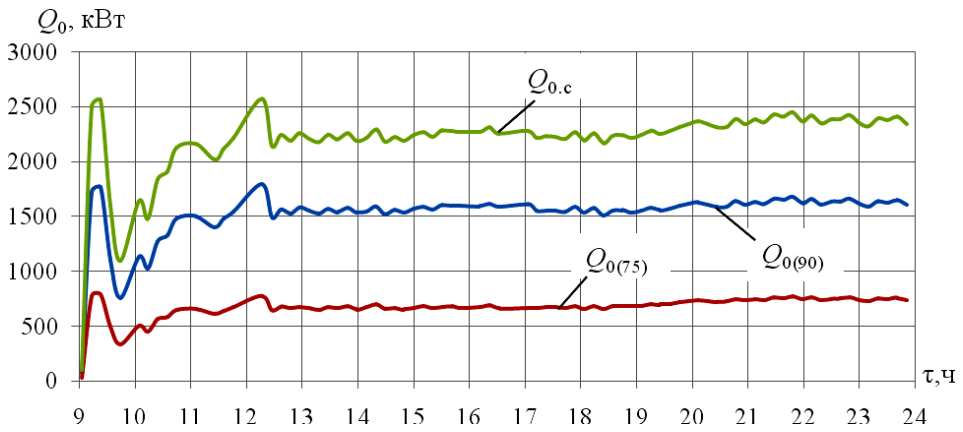


Рис. 2.13. Значення сумарної холодопродуктивності $Q_{0.c}$ двоступеневої системи трансформації скидної теплоти ГПД та її складових – АБХМ першого ступеня $Q_{0(90)}$ ($t_г$ = 90 °С) та АБХМ другого $Q_{0(75)}$ ($t_г$ = 75 °С) протягом $9^{\underline{00}}$ – $24^{\underline{00}}$ (28.07.2011)

РОЗДІЛ 3
ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТРАНСФОРМАЦІЇ СКИДНОЇ ТЕПЛОТИ ВДОСКОНАЛЕНОГО КОГЕНЕРАЦІЙНОГО МОДУЛЯ ГПД

3.1. Обґрунтування принципу когенерації за підвищеної температури зворотного теплоносія на вході ГПД. Розробка систем трансформації скидної теплоти вдосконаленого когенераційного модуля ГПД

Принципова схема системи одноступеневої (в одній АБХМ) трансформації скидної теплоти вдосконаленого когенераційного модуля ГПД JMS 420 GS з підведенням зворотного теплоносія двома потоками з різними температурами: 70 і 75 °С, наведена на рис 3.1.

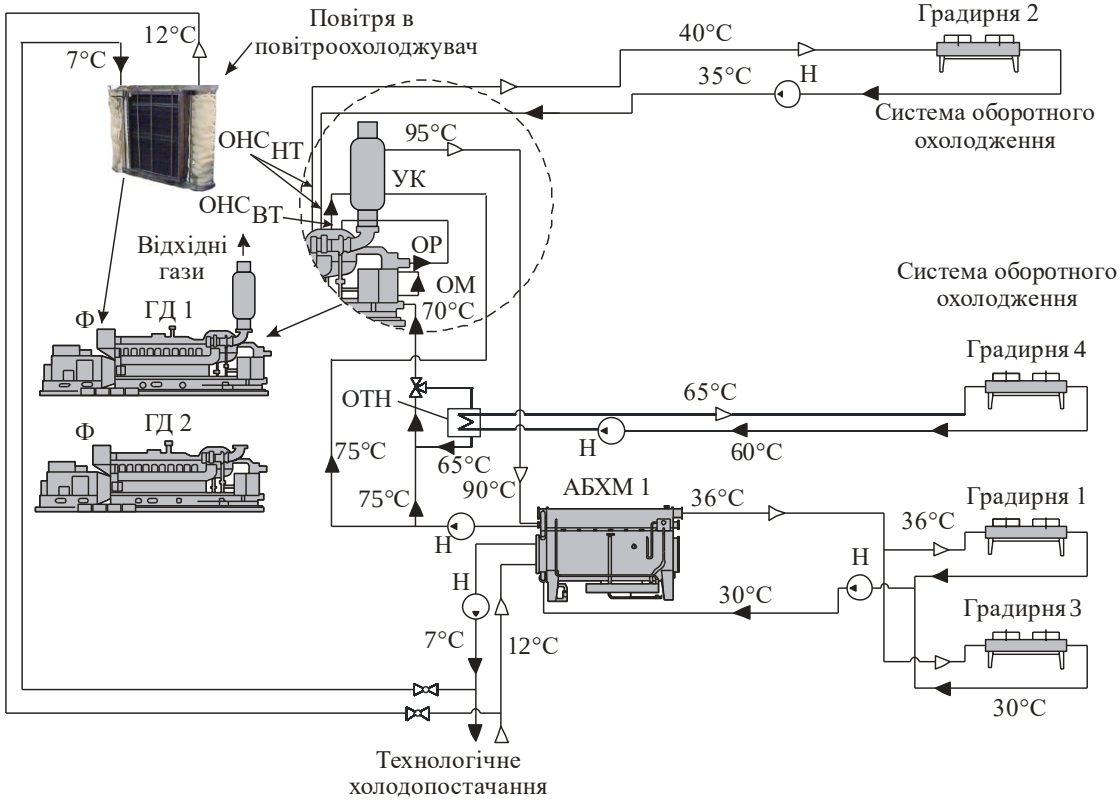


Рис. 3.1. Схема системи одноступеневої трансформації скидної теплоти вдосконаленого когенераційного модуля ГПД JMS 420 GS з підведенням зворотного теплоносія двома потоками з різними температурами: ГД – газовий двигун; Ф – фільтр на всмоктуванні ТК ГД; ОМ – охолоджувач мастила; ОР – охолоджувач сорочки двигуна; УК – утилізаційний котел; $ОНС_{нт}$ і $ОНС_{вт}$ – низькотемпературний і високотемпературний ступені охолоджувача наддувної ГПС; ОТН – охолоджувач теплоносія; Н – насос; градирня 4 – аварійного скидання тепла

Значення загальної (сумарної) кількості теплоти гарячого теплоносія, що виходить з когенераційних базового $Q_{г.с(90)}$ і модифікованого двопоточного $Q_{г.с(93)}$ когенераційних модулів ГПД з температурою відповідно $t_{г.вих}$ = 90 і 93 °С, а повертається до базового модуля одним потоком при температурі $t_{г.вх}$ = 70 °С, а до модифікованого – двома потоками: 70 % загальної витрати зворотного теплоносія подають на вхід когенераційного модуля ГПД при $t_{г.вх}$ = 70 °С, а 30 % загальної витрати подають прямо в УК при температурі понад $t_{г.вхУК}$ = 75 °С; теплоти, трансформованої в холод в АБХМ базового $Q_{г.А(90)}$ і модифікованого двопоточного $Q_{г.А(93)}$ когенераційних модулів ГПД, а також теплоти гарячого теплоносія, що скидалася в атмосферу градирнею аварійного скиду $Q_{гп(90)}$ і $Q_{гп(93)}$ в обох варіантах, наведені на рис. 3.2.

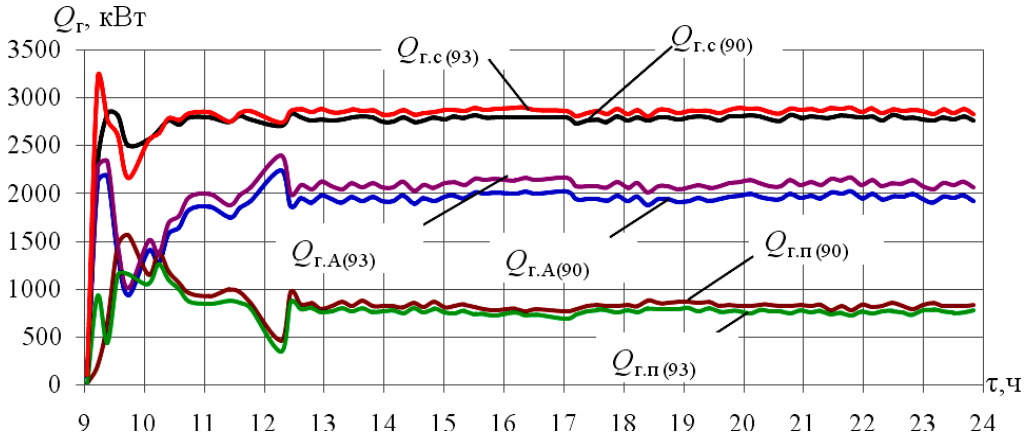


Рис. 3.2. Значення загальної (сумарної) кількості теплоти гарячого теплоносія від базового $Q_{г.с(90)}$ і модифікованого двопоточного $Q_{г.с(93)}$ когенераційних модулів ГПД, теплоти, трансформованої в холод в АБХМ базового $Q_{г.А(90)}$ і модифікованого $Q_{г.А(93)}$ когенераційних модулів ГПД та теплоти гарячого теплоносія $Q_{гп(90)}$ і $Q_{гп(93)}$, що скидається в атмосферу градирнею: $Q_{г.с(90)}$, $Q_{г.А(90)}$ і $Q_{гп(90)}$ – при $t_{г.вих}$ = 90 °С ($t_{г.вх}$ = 70 °С); $Q_{г.с(93)}$, $Q_{г.А(93)}$ і $Q_{гп(93)}$ – при $t_{г.вих}$ = 93 °С ($t_{г.вхУК}$ = 78 °С)

Завдяки підвищенню температури гарячого теплоносія $t_{г.вих}$ на виході з модифікованого когенераційного модуля ГПД до $t_{г.вих}$ = 93 °С порівняно з базовою $t_{г.вих}$ = 90 °С зростає кількість теплоти, трансформованої в холод в АБХМ: $Q_{г.А(93)} > Q_{г.А(90)}$ (рис. 3.2). При цьому кількість скидної теплоти, навпаки, зменшується: $Q_{г.п(93)} < Q_{г.п(90)}$, оскільки частину зворотного теплоносія (30 % загальної витрати) подають прямо в УК і лише від решти теплоносія

(70 % загальної витрати) відводять тепло в атмосферу градирнею, що забезпечує її температуру на вході ГПД не вище $t_{г.вх}$ = 70 °С.

Значення теплових коефіцієнтів базової (одноступеневої – з однією АБХМ) системи утилізації скидного тепла базового $\zeta_{СУАб(90)}$ та модифікованого двопоточного $\zeta_{СУАб(93)}$ когенераційних модулів ГПД, а також АБХМ обох варіантів: $\zeta_{АБХМ(90)}$ і $\zeta_{АБХМ(93)}$ наведені на рис. 3.3. При двопоточній когенераційній системі (рис. 3.1) частка зворотного теплоносія, 30 % загальної витрати, надходить безпосередньо в УК ГПД з температурою $t_{г.вхУК}$ = 78 °С, а температура сумарного потоку на виході з УК ГПД $t_{г.вих}$ = 93 °С.

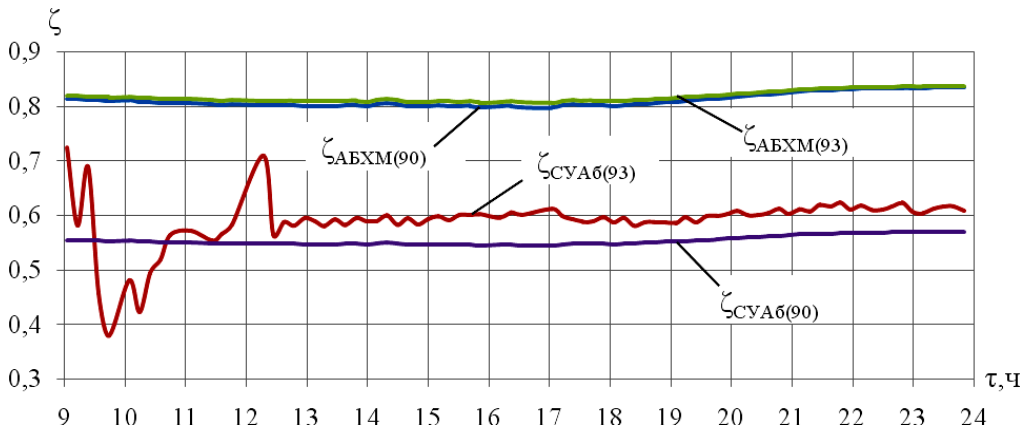


Рис. 3.3. Значення теплових коефіцієнтів базової (одноступеневої) системи утилізації скидного тепла базового $\zeta_{СУАб(90)}$ та модифікованого двопоточного $\zeta_{СУАб(93)}$ когенераційних модулів ГПД, а також АБХМ обох варіантів $\zeta_{АБХМ(90)}$ і $\zeta_{АБХМ(93)}$: $\zeta_{СУАб(90)}$ і $\zeta_{АБХМ(90)}$ – при $t_{г.вих}$ = 90 °С ($t_{г.вх}$ = 70 °С); $\zeta_{СУАб(90)}$ і $\zeta_{АБХМ(90)}$ – при $t_{г.вих}$ = 93 °С ($t_{г.вхУК}$ = 78 °С)

Як видно, у часи високих температур навколишнього повітря ($\tau = 14^{\underline{00}} - 16^{\underline{00}}$) на вході градирень охолодження конденсаторів АБХМ і, відповідно, при найбільш низьких теплових коефіцієнтах АБХМ модифікація існуючого когенераційного модуля ГПД за схемою на рис. 3.1 (подача частки зворотного теплоносія з підвищеною температурою понад $t_{г.вхУК}$ = 75 °С безпосередньо в УК та відповідно температурою нагрітого теплоносія на виході ГПД $t_{г.вих}$ = 93 °С) забезпечує зростання $\zeta_{СУАб(93)}$ порівняно з $\zeta_{СУАб(90)}$ на 15…20 %. Підвищення $\zeta_{СУАб(93)}$ порівняно з $\zeta_{СУАб(90)}$ має місце завдяки зростанню кількості теплоти, трансформованої в холод в АБХМ: $Q_{г.А(93)} > Q_{г.А(90)}$, при

одночасному скороченні втрат теплоти через скидання її в атмосферу градирнею: $Q_{г.п(93)} < Q_{г.п(90)}$ згідно з рис. 3.2.

Значення холодопродуктивності одноступеневої системи утилізації скидного тепла базового $Q_{0(90)}$ (існуючий варіант) та модифікованого двопоточного $Q_{0(93)}$ когенераційних модулів ГПД наведені на рис. 3.4.

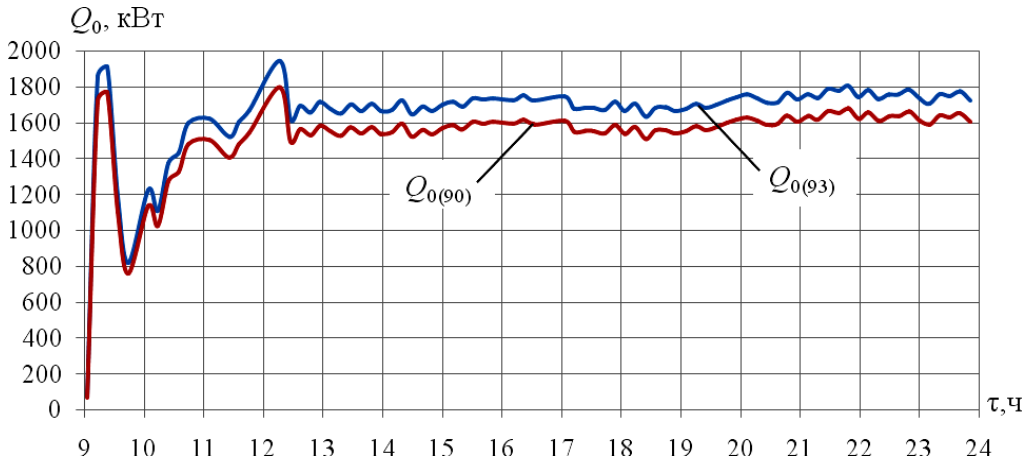


Рис. 3.4. Значення холодопродуктивності одноступеневої системи утилізації скидного тепла базового $Q_{0(90)}$ та модифікованого двопоточного $Q_{0(93)}$ когенераційних модулів ГПД: $Q_{0(90)}$ – при $t_{г.вих}$ = 90 °С ($t_{г.вх}$ = 70 °С); $Q_{0(93)}$ – при $t_{г.вих}$ = 93 °С ($t_{г.вхУК}$ = 78 °С)

Як видно, завдяки вдосконаленню когенераційних систем ГПД шляхом подачі частки зворотного теплоносія з підвищеною температуру $t_{г.вхУК}$ безпосередньо в УК – в обхід навішених на ГПД теплообмінників відведення теплоти від вузлів охолодження, для яких неприпустиме підвищення температурного рівня, відповідно зі зростанням кількості теплоти, трансформованої в холод в АБХМ, $Q_{г.А(93)} > Q_{г.А(90)}$, та скороченням втрат теплоти в атмосферу градирнею відведення надлищкового тепла холодопродуктивність системи трансформації скидної теплоти ГПД Q0 зростає на 15…20 %.

Більш глибока утилізація теплоти можлива в системі двоступеневої (у двох АБХМ) трансформації скидної теплоти вдосконаленого когенераційного модуля ГПД JMS 420 GS з підведенням зворотного теплоносія до ГПД двома потоками з різними температурами: 70 і 75 °С, наведена на рис. 3.5.

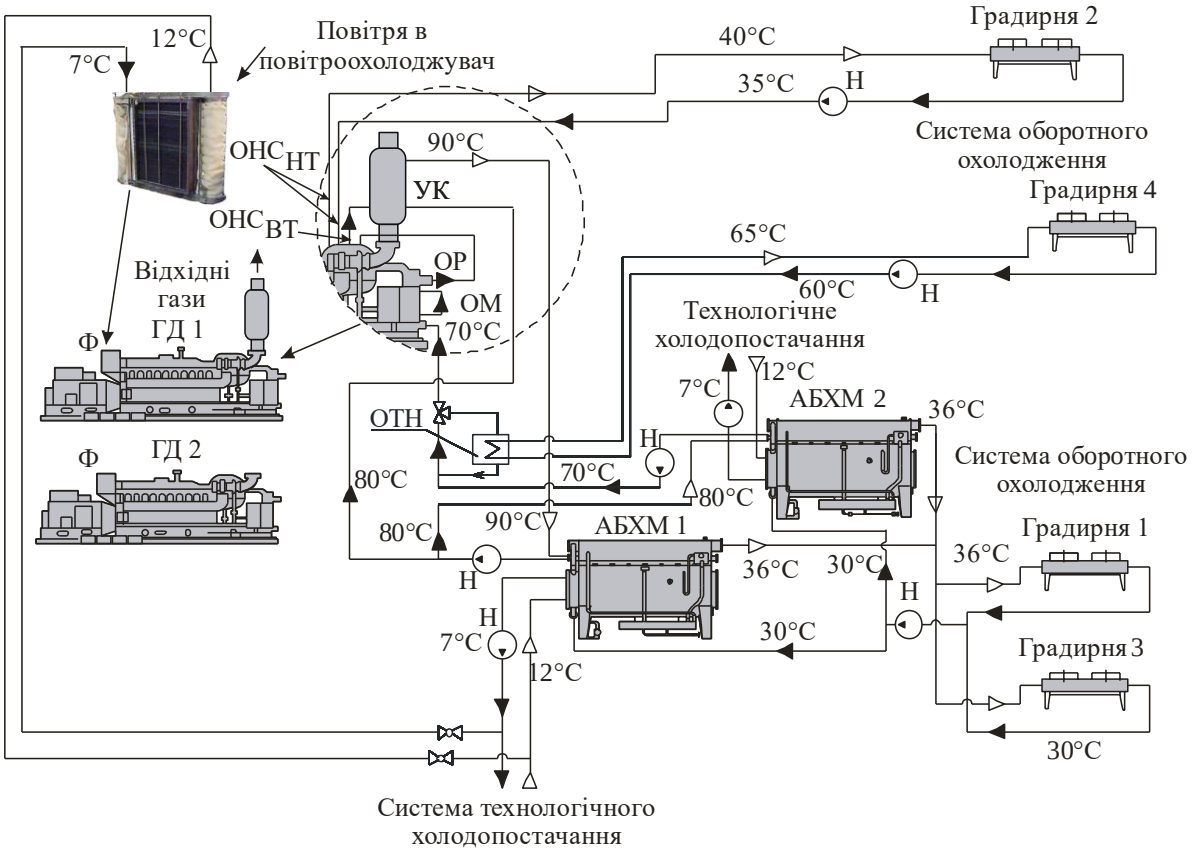


Рис. 3.5. Схема системи одноступеневої трансформації скидної теплоти вдосконаленого когенераційного модуля ГПД JMS 420 GS з підведенням зворотного теплоносія двома потоками з різними температурами: ГД – газовий двигун; Ф – фільтр на всмоктуванні ТК ГД; ОМ – охолоджувач мастила; ОР – охолоджувач сорочки двигуна; УК – утилізаційний котел; $ОНС_{нт}$ і $ОНС_{вт}$ – низькотемпературний і високотемпературний ступені охолоджувача наддувної ГПС; ОТН – охолоджувач теплоносія; Н – насос; градирня 4 – аварійного скидання тепла

Значення кількості теплоти, трансформованої в холод у двоступеневих системах утилізації з бустерним газовим котлом $Q_{г(90+80)+ГК}$ і без котла $Q_{г(90+75)}$ для базового когенераційного модуля ГПД та для модифікованого двопоточного $Q_{г(95+80)\text{-}УК}$ когенераційного модуля ГПД, а також в одноступеневих системах утилізації тепла базового $Q_{г(90)}$ і модифікованого двопоточного $Q_{г(93)\text{-}УК}$ когенераційних модулів ГПД наведені на рис. 3.6. При цьому в модифікований когенераційний модуль ГПД зворотний теплоносій надходить двома потоками: один з температурою $t_{г.вх}$ = 70 °C, як і в базового модулі, а другий, з більш високою температурою понад $t_{г.вхУК}$ = 75 °C, подають безпосередньо в УК, завдяки чому температура гарячого теплоносія на виході з УК теж підвищена: $t_{г.вих}$ = 93 і 95 °C проти $t_{г.вих}$ = 90 °C базового модуля.

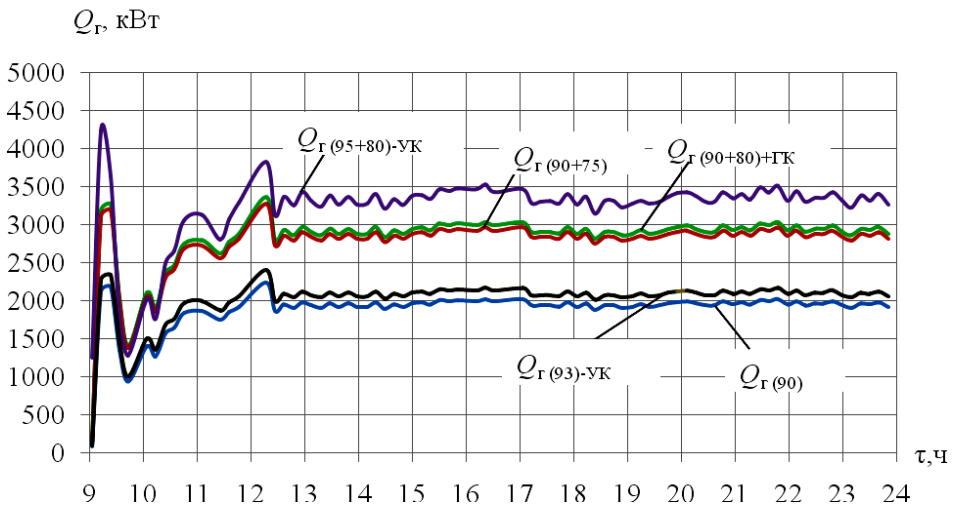


Рис. 3.6. Значення кількості теплоти, трансформованої в холод у двоступеневих системах утилізації з бустерним газовим котлом $Q_{г(90+80)+ГК}$ і без котла $Q_{г(90+75)}$ для базового когенераційного модуля ГПД та для модифікованого двопоточного $Q_{г(95+80)-УК}$ когенераційного модуля ГПД, а також в одноступеневих системах утилізації тепла базового $Q_{г(90)}$ і модифікованого двопоточного $Q_{г(93)-УК}$ когенераційних модулів ГПД: $Q_{г(90+80)+ГК}$; $Q_{г(90+75)}$; $Q_{г(90)}$ – при $t_{г.вих}$ = 90 °С ($t_{г.вх}$ = 70 °С); $Q_{г(95+80)-УК}$ і $Q_{г(93)-УК}$ – при $t_{г.вих}$ = 95 і 93 °С ($t_{г.вхУК}$ = 78 і 75 °С)

((Рис. 3.6. Значення кількості теплоти гарячого теплоносія від базового $Q_{г.с(90)}$ і модифікованого двопоточного $Q_{г.с(93)}$ когенераційних модулів ГПД, теплоти, трансформованої в холод в АБХМ обох модулів ГПД, $Q_{г.А(90)}$ і $Q_{г.А(93)}$, та теплоти зворотного теплоносія відповідно $Q_{гп(90)}$ і $Q_{гп(93)}$, що скидається в атмосферу градирнею, для двоступеневої системи утилізації: $Q_{г.с(90)}$, $Q_{г.А(90)}$ і $Q_{гп(90)}$ – при $t_{г.вих}$ = 90 °С ($t_{г.вх}$ = 70 °С); $Q_{г.с(93)}$, $Q_{г.А(93)}$ і $Q_{гп(93)}$ – при $t_{г.вих}$ = 93 °С ($t_{г.вхУК}$ = 78 °С)

Значення теплових коефіцієнтів трансформації тепла у двоступеневих системах утилізації з бустерним газовим котлом $\zeta_{СУ2А(90+80)+ГК}$ і без котла $\zeta_{СУ2А(90+75)}$ для базового когенераційного модуля ГПД та для модифікованого двопоточного $\zeta_{СУ2А(95+80)-УК}$ когенераційного модуля ГПД, а також в одноступеневих системах утилізації тепла базового $\zeta_{СУАб(90)}$ і модифікованого двопоточного $\zeta_{СУАб(93)-УК}$ когенераційних модулів ГПД наведені на рис. 3.7.

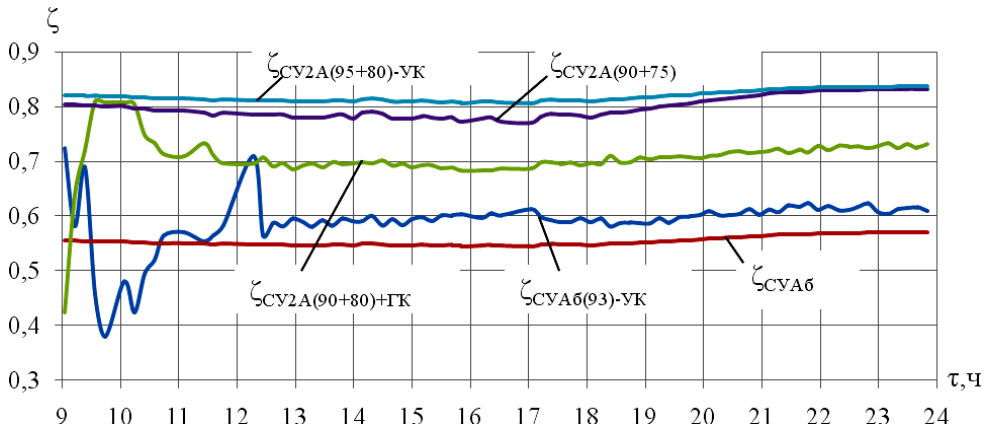


Рис. 3.7. Значення теплових коефіцієнтів трансформації тепла у двоступеневих системах утилізації з бустерним газовим котлом $\zeta_{СУ2А(90+80)+ГК}$ і без котла $\zeta_{СУ2А(90+75)}$ для базового когенераційного модуля ГПД та для модифікованого двопоточного $\zeta_{СУ2А(95+80)-УК}$ когенераційного модуля ГПД, а також в одноступеневих системах утилізації тепла базового $\zeta_{СУАб}$ і модифікованого двопоточного $\zeta_{СУАб(93)-УК}$ когенераційних модулів ГПД: $\zeta_{СУ2А(90+80)+ГК}$; $\zeta_{СУ2А(90+75)}$; $\zeta_{СУАб(90)}$ – при $t_{г.вих}$ = 90 °С ($t_{г.вх}$ = 70 °С); $\zeta_{СУ2А(95+80)-УК}$ і $\zeta_{СУАб(93)-УК}$ – при $t_{г.вих}$ = 95 і 93 °С ($t_{г.вхУК}$ = 80 і 78 °С)

Як видно, найвищі значення теплових коефіцієнтів у двоступеневій системі утилізації тепла модифікованого двопоточного когенераційного модуля ГПД $\zeta_{СУ2А(95+80)-УК}$, які більш ніж на 15 % вище за їх величини для двоступеневих систем утилізації тепла базового когенераційного модуля ГПД з бустерним газовим котлом $\zeta_{СУ2А(90+80)+ГК}$ і без котла $\zeta_{СУ2А(90+75)}$ та одноступеневої системи утилізації тепла модифікованого двопоточного когенераційного модуля $\zeta_{СУАб(93)-УК}$ та більш ніж у півтора рази вище за існуючу одноступеневу систему утилізації тепла базового когенераційного модуля ГПД $\zeta_{СУАб(90)}$. Варто зазначити, що теплові коефіцієнти одноступеневої системи утилізації модифікованого двопоточного когенераційного модуля $\zeta_{СУАб(93)-УК}$ та двоступеневих систем утилізації тепла базового когенераційного модуля $\zeta_{СУ2А(90+80)+ГК}$ і $\zeta_{СУ2А(90+75)}$ близькі між собою та 20…30 % вище за існуючу одноступеневу систему утилізації тепла базового когенераційного модуля ГПД $\zeta_{СУАб(90)}$.

Таким чином, перехід існуючої системи утилізації скидного тепла за стандартної температури зворотного теплоносія на вході в когенераційний модуль ГПД $t_{г.вх}$ = 70 °С на двопоточну – з подачею зворотного теплоносія з

підвищеною температурою понад $t_{г.вх}$ = 75 °С, тобто з виходу АБХМ безпосередньо на вхід УК, забезпечує підвищення теплового коефіцієнта трансформації скидного тепла ГПД на 20…30 % завдяки скороченню втрат тепла через неузгодженість режимів експлуатації ГПД і АБХМ, причому без ускладнення існуючої системи утилізації тепла базового когенераційного модуля ГПД. З переходом на двоступеневу трансформацію скидного тепла ГПД ефективність застосування двопоточної системи подачі зворотного теплоносія в ГПД практично подвоюється: величина $\zeta_{СУ2А(95+80)\text{-}УК}$ на 50 % більше ніж базової системи $\zeta_{СУАб(90)}$, а втрати тепла через скидання в атмосферу практично відсутні, що свідчить про узгодження режимів ефективної експлуатації ГПД і АБХМ. Проте варто зауважити, що таке значне підвищення теплового коефіцієнта трансформації скидного тепла $\zeta_{СУ2А(95+80)\text{-}УК}$ при двоступеневій утилізації з переходом на двопоточну систему подачі зворотного теплоносія досягається завдяки зростанню ζ АБХМ2 низькотемпературного другого ступеня, низькі значення якого суттєво зростають навіть при незначному (на 5 °С) підвищенні температури теплоносія на вході АБХМ2 (на виході з АБХМ1). В той же час зменшення витрати теплоносія через АБХМ2, спричинене подачею його частки безпосередньо на вхід УК ГПД, призводить до скорочення холодопродуктивності Q_0 (відповідно до зменшення витрати теплоносія), що суттєво зменшує ефект по холодопродуктивності.

Значення холодопродуктивності двоступеневих системах утилізації з бустерним газовим котлом $Q_{0(90+80)}$ і без котла $Q_{0(90+75)}$ для базового когенераційного модуля ГПД та для модифікованого двопоточного $Q_{0(95+80)\text{-}УК}$ когенераційного модуля ГПД, а також в одноступеневих системах утилізації тепла базового $Q_{0(90)}$ і модифікованого двопоточного $Q_{0(93)\text{-}УК}$ когенераційних модулів ГПД наведені на рис. 3.8.

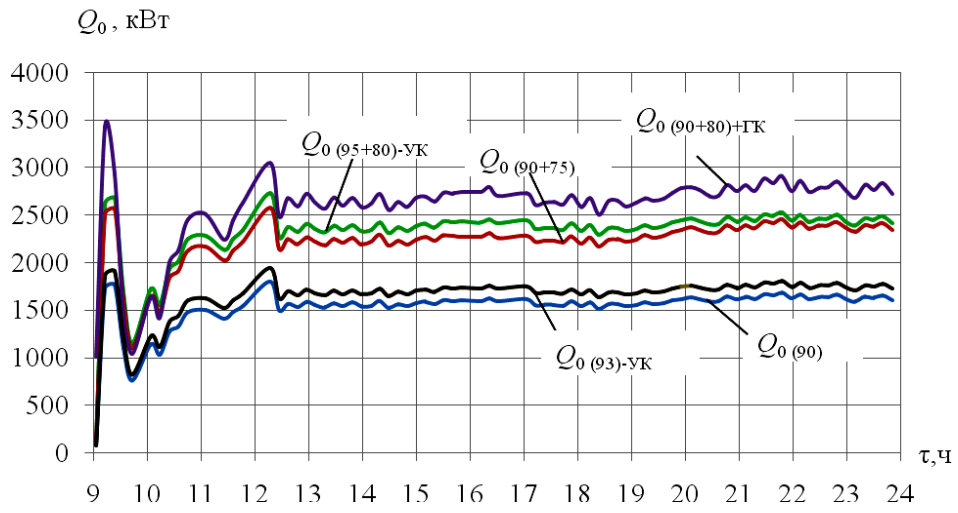


Рис. 3.8. Значення холодопродуктивності двоступеневих системах утилізації з бустерним газовим котлом $Q_{0(90+80)}$ і без котла $Q_{0(90+75)}$ для базового когенераційного модуля ГПД та для модифікованого двопоточного $Q_{0(95+80)\text{-УК}}$ когенераційного модуля ГПД, а також в одноступеневих системах утилізації тепла базового $Q_{0(90)}$ і модифікованого двопоточного $Q_{0(93)\text{-УК}}$ когенераційних модулів ГПД: $Q_{0(90+80)+\text{ГК}}$; $Q_{0(90+75)}$; $Q_{0(90)}$ – при $t_{\text{г.вих}}$ = 90 °С ($t_{\text{г.вх}}$ = 70 °С); $Q_{0(95+80)\text{-УК}}$ і $Q_{0(93)\text{-УК}}$ – при $t_{\text{г.вих}}$ = 95 і 93 °С ($t_{\text{г.вхУК}}$ = 78 і 75 °С)

Як видно, для одноступеневих систем утилізації скидного тепла ГПД доцільне застосування двопоточних $Q_{0(93)\text{-УК}}$ когенераційних модулів ГПД з подачею частки зворотного теплоносія з підвищеною температуру $t_{\text{г.вхУК}}$ = 75 °С (проти $t_{\text{г.вх}}$ = 70 °С) безпосередньо в УК – в обхід навішених на ГПД теплообмінників відведення теплоти від вузлів охолодження, для яких неприпустиме підвищення температурного рівня, що забезпечує зростання холодопродуктивності $Q_{0(93)\text{-УК}}$ на 15…20 % порівняно з $Q_{0(90)}$ для традиційних когенераційних модулів ГПД з подачею в ГПД всього зворотного теплоносія з температурою $t_{\text{г.вх}}$ = 70 °С і скиданням надлишкового тепла в атмосферу. Найбільше ж зростання холодопродуктивності забезпечує двоступенева однопоточна система утилізації скидного тепла ГПД (з бустерним газовим котлом), величина якої $Q_{0(90+80)}$ у півтора рази більше порівняно з традиційною одноступеневою $Q_{0(90)}$.

3.2. Оцінка ефективності вдосконаленої тригенераційної установки автономного енергозабезпечення

Ефективність різних систем трансформації скидного тепла ГПД в холод в установках автономного електро-, тепло- та холодозабезпечення (тригенерація) оцінювали за витратами палива $B_т$ на генерування в ГПД-генераторі J 420 GS електроенергії, необхідної для виробництва отриманого (тригенераційною установкою) холоду Q_0 (рис. 3.8) електроприводною холодильною машиною, а когенераційного модуля ГПД J 420 GS – за тепловим ККД $\eta_т$ (відношення кількості скидної теплоти $Q_г$, трансформованої в холод, до загальної кількості теплоти від спалювання палива в ГПД J 420 GS потужністю 1400 кВт), виходячи з кількості тепла $Q_г$ (рис. 3.6), трансформованого в холод з урахуванням його втрат $Q_{г.п}$ від скидання в атмосферу через неузгодженість режимів ефективної експлуатації когенераційного ГПД і АБХМ.

На рис. 3.9 наведено електричну потужність ГПД-генератора $N_е$, витрачену на привід електроприводної холодильної машини (альтернатива АБХМ) для виробництва холоду, еквівалентного холодопродуктивності Q_0 тригенераційної установки з АБХМ (згідно з рис. 3.8), а на рис. 3.10 – відповідні витрати палива $B_т$ на отримання ГПД-генератором J 420 GS електричної потужності $N_е$.

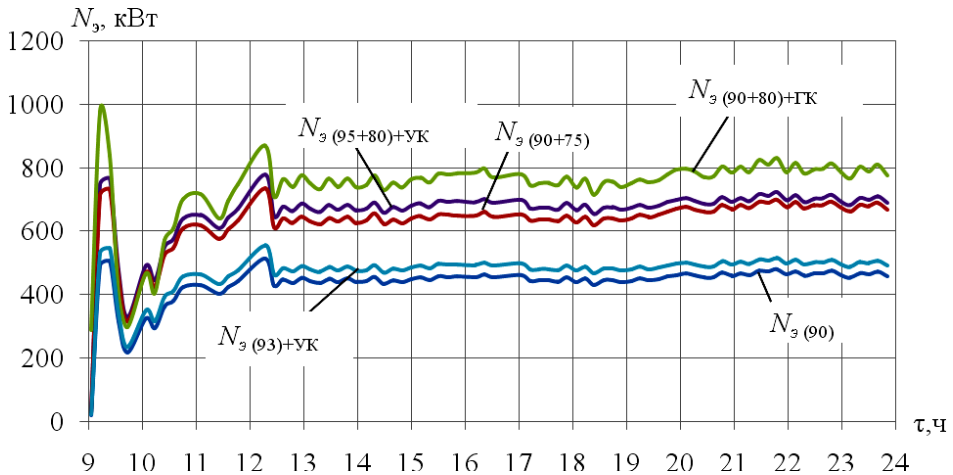


Рис. 3.9. Електрична потужність ГПД-генератора J 420 GS $N_е$, витрачена на привід електроприводної холодильної машини (альтернатива АБХМ) для виробництва холоду, еквівалентного холодопродуктивності Q_0 тригенераційної установки з АБХМ (рис. 3.8)

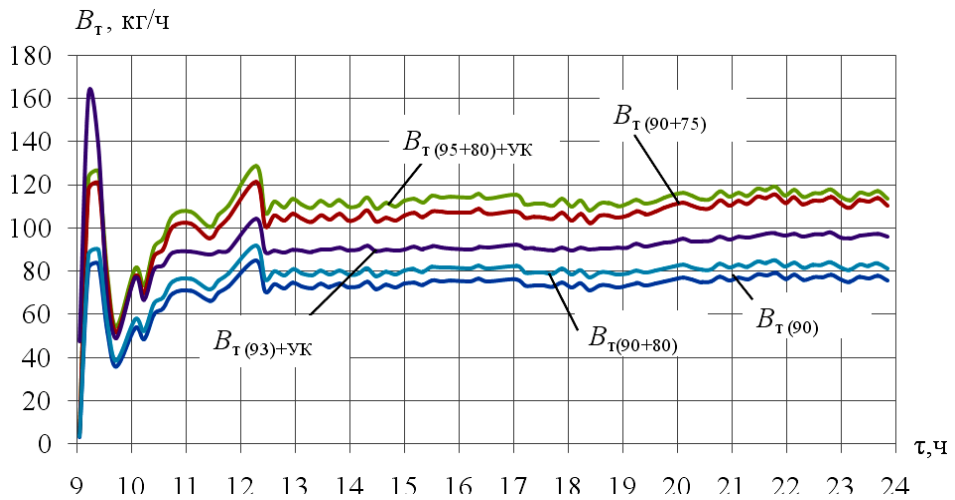


Рис. 3.10. Витрати палива $B_т$ на отримання ГПД-генератором J 420 GS електричної потужності N_e (рис. 3.9) на привід електроприводної холодильної машини для виробництва холоду, еквівалентного холодопродуктивності Q_0 тригенераційної установки з АБХМ (рис. 3.8)

Зменшення витрати палива $\Delta B_т$ на отримання ГПД-генератором J 420 GS електричної потужності N_e (рис. 3.9) на привід електроприводної холодильної машини для виробництва холоду, еквівалентного холодопродуктивності Q_0 різних варіантів тригенераційної установки з АБХМ (рис. 2.1, 2.10, 2.14, 3.1, 3.5), порівняно з існуючим базовим варіантом трансформації тепла в холод (рис. 2.1) з втратами тепла від його скидання в атмосферу через неузгодженість режимів роботи когенераційного модуля ГПД J 420 GS і АБХМ наведено на рис. 3.11.

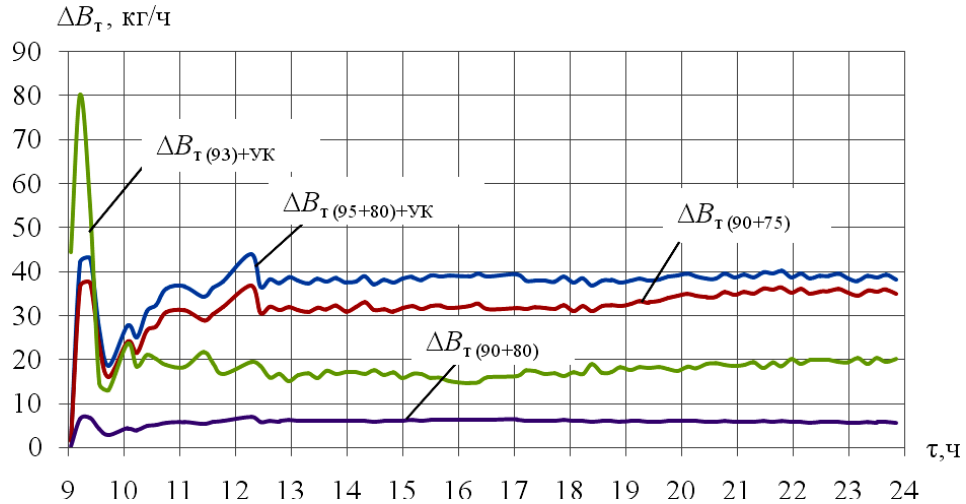


Рис. 3.11. Зменшення витрати палива $\Delta B_т$ на отримання ГПД-генератором J 420 GS електричної потужності N_e (рис. 3.9) на привід електроприводної холодильної машини для виробництва холоду, еквівалентного холодопродуктивності Q_0 різних варіантів тригенераційної установки з АБХМ (рис. 3.8), порівняно з існуючим базовим варіантом

трансформації тепла в холод з втратами тепла від його скидання в атмосферу через неузгодженість режимів роботи ГПД і АБХМ

А сумарна кількість зекономленого палива за добу $\Sigma B_т$ для розроблених варіантів тригенераційної установки порівняно з виробництвом холоду електроприводною холодильною машиною – на рис. 3.12.Як видно, найбільше скорочення питомої витрати палива на виробництво холоду порівняно з традиційною одноступеневою системою трансформації скидного тепла забезпечують двоступеневі системи утилізації скидного тепла ГПД модифікованого двопоточного когенераційного модуля $B_{т(95+80)+УК}$ з подачею частки зворотного теплоносія з підвищеною температурою $t_{г.вхУК}$ = 75 °С (проти $t_{г.вх}$ = 70 °С) безпосередньо в УК (сх. на рис. 3.5), яка забезпечує $B_{т(95+80)+УК}$ на 15…20 % більшу (у півтора рази) порівняно з $B_{т(90)}$ для одноступеневого однопоточного базового когенераційного модуля ГПД J 420 GS (сх. на рис. 2.1) з подачею в ГПД всього зворотного теплоносія з температурою $t_{г.вх}$ = 70 °С і скиданням надлишкового тепла в атмосферу, а також двоступенева однопоточна система утилізації скидного тепла ГПД (без бустерного газового котла), для якої величина $B_{т(90+75)}$ у півтора рази більше порівняно з традиційною одноступеневою $B_{т(90)}$.

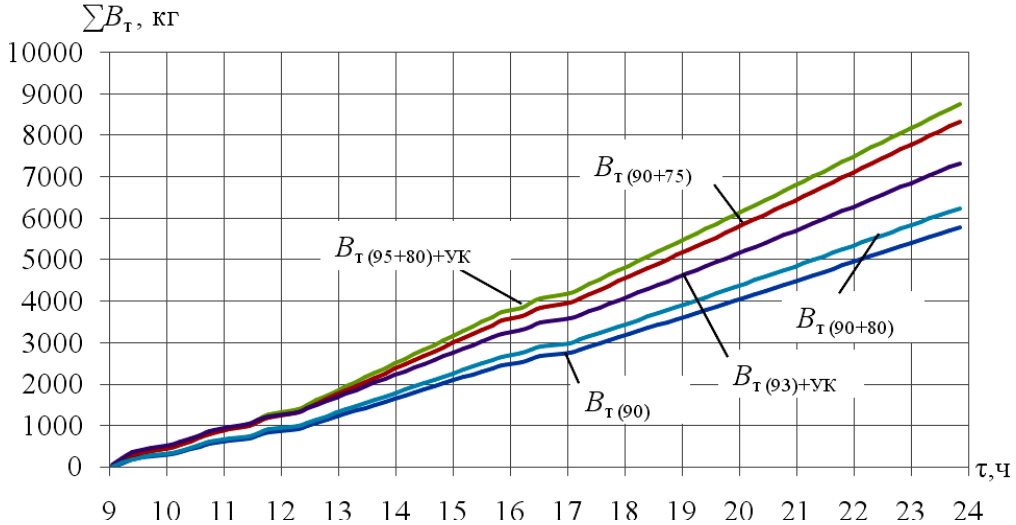


Рис. 3.12. Сумарна кількість зекономленого палива по наростаючій за добу $\Sigma B_т$ для розроблених варіантів тригенераційної установки на базі ГПД J 420 GS порівняно з виробництвом холоду електроприводною холодильною машиною

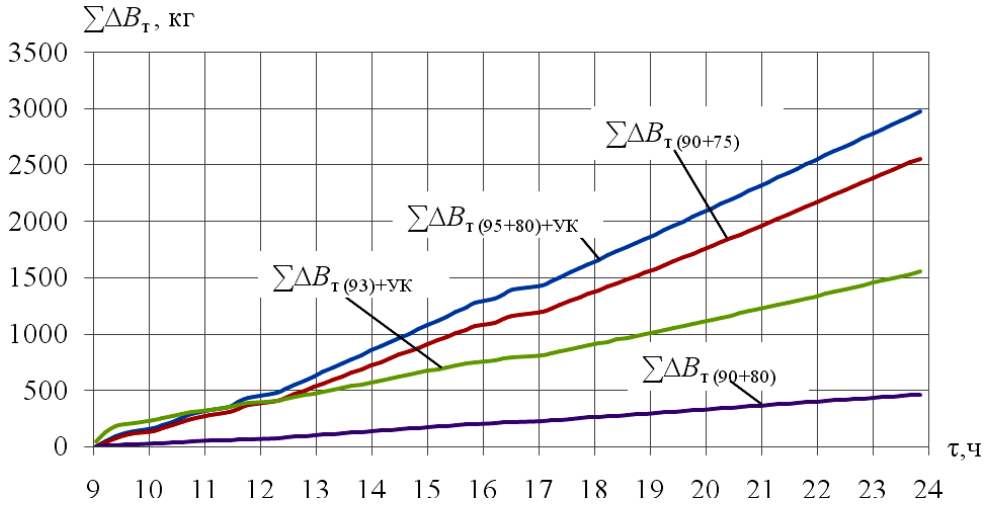


Рис. 3.11. Економія палива ∑ΔВ$_т$ що ми отримуємо внаслидок удосконалення існуючої тригенераційної установки на базі ГПД J 420 GS порівняно з виробництвом холоду електроприводною холодильною машиною

Ефективність розроблених систем трансформації скидного тепла ГПД оцінювали також тепловим ККД $\eta_т$, який розраховували

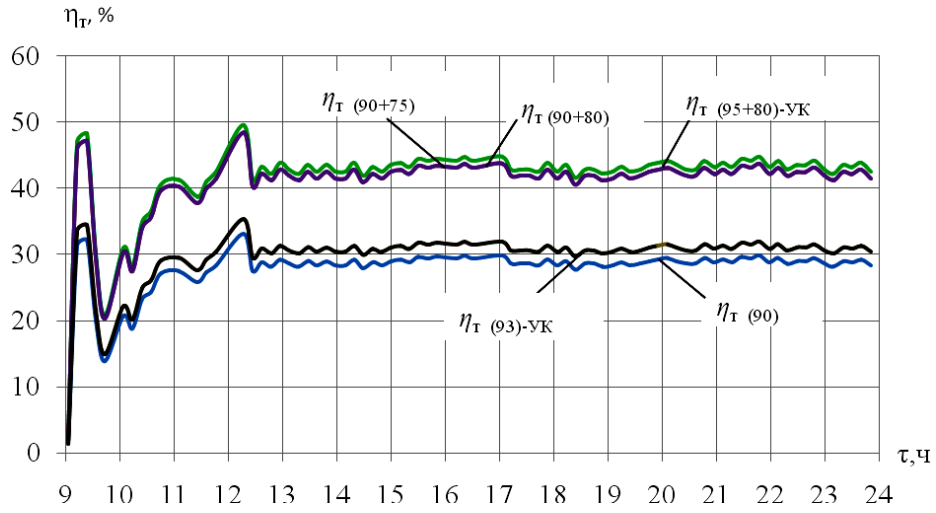


Рис. 3.13. Теплові ККД $\eta_т$ розроблених систем трансформації скидного тепла ГПД J 420 GS

як відношення кількості скидної теплоти $Q_г$, трансформованої в холод, до загальної кількості теплоти від спалювання палива в ГПД J 420 GS потужністю 1400 кВт з урахуванням теплотворної здатності природного газу (рис. 3.13)

Як видно, скорочення витрати паливного газу ΔB_e на ГПД J 420 GS (1400 кВт) завдяки використанню в АБХМ всієї скидної теплоти ГПД (відхідних газів, наддувного повітря, охолоджувальної двигун води) на виробництво холоду для охолодження циклового повітря ГПД та технологічних потреб

$\Delta B_{e.\text{сум.ХМ+ОНВ+ОВ}}$ і лише технологічних потреб $\Delta B_{e.\text{сум.ХМ}}$, а також відповідна економія грошових коштів на спожитий газ $\text{Ст}_{\text{сум.ХМ+ОНВ+ОВ}}$ і $\text{Ст}_{\text{сум.ХМ}}$ упродовж квітня-жовтня 2011 р. наведені на рис. 3.21 .

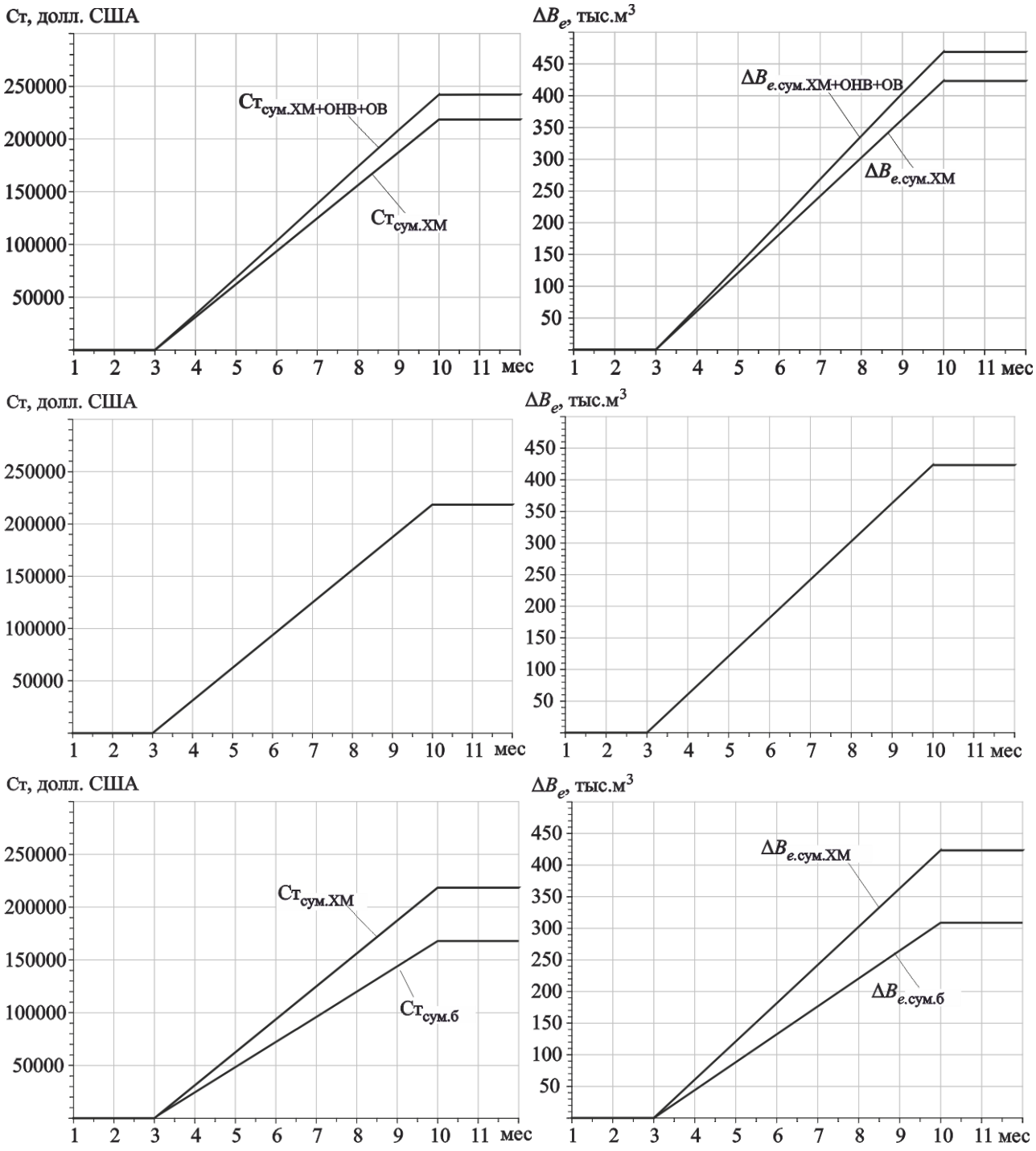


Рис. 3.14. Скорочення витрати паливного газу ΔB_e на ДГ J 420 GS-AO5 (1400 кВт) завдяки використанню в АБХМ всієї скидної теплоти ДГ (відхідних газів, наддувного повітря, охолоджувальної двигун води) на виробництво холоду для охолодження циклового повітря ДГ та технологічних потреб $\Delta B_{e.\text{сум.ХМ+ОНВ+ОВ}}$ і лише технологічних потреб $\Delta B_{e.\text{сум.ХМ}}$, а також відповідна економія грошових коштів на спожитий газ $\text{Ст}_{\text{сум.ХМ+ОНВ+ОВ}}$ і $\text{Ст}_{\text{сум.ХМ}}$ упродовж квітня-жовтня 2011 р.

Економічний ефект від використання скидного тепла одного ГПД для виробництва холода в АБХМ AR-D500L2 у 2011 році склав 230 тыс. $ (по газу –460 тыс. $м^3$). За базовий варіант була взята електропривідна компресорна холодильна машина з постачанням електроенергії від ГПД.

ВИСНОВКИ

1. Вперше запропоновано застосування теплового коефіцієнта ζ системи трансформації скидної теплоти ГПД в холод як показника її ефективності, який дає можливість виявити та реалізувати резерви підвищення термодинамічної ефективності ГПД (теплового– термічного ККД і загального ККД), пов'язані з втратами скидної теплоти та узгодженням умов ефективної експлуатації когенераційного модуля ГД і АБТТ.

2. Вперше встановлено наявність значних втрат теплоти (близько 40 %), зумовлених неузгодженістю роботи АБТТ системи трансформації скидної теплоти і когенераційного модуля ГПД через суперечливі умови їх ефективної експлуатації по температурі зворотного теплоносія.

3. Запропоновано принципово новий підхід до узгодження роботи систем когенераційного модуля ГПД і трансформації скидної теплоти в холод в АБТТ, який на відміну від існуючих виходить з різної температури зворотного теплоносія – залежно від температурних рівнів вузлів охолодження ГПД.

4. Розроблено програму розрахунку характеристик систем трансформації скидної теплоти (СТСТ) ГПД в холод з урахуванням зміни кліматичних умов експлуатації та підтверджено її адекватність за даними фірм-виробників АБТТ та даними моніторингу параметрів процесів трансформації.

5. Розроблено системи трансформації скидної теплоти ГПД в холод, які забезпечують узгодження режимів ефективної роботи когенераційного модуля ГПД та АБТТ за мінімальних втрат теплоти і, як наслідок, підвищення термодинамічної ефективності когенераційних ГПД (теплового ККД і загального ККД), а також охолодження циклового повітря ГПД з відповідним скороченням втрат палива;

5. Розроблено принципи раціональної організації процесів трансформації скидної теплоти та визначено раціональні параметри процесів, що забезпечують зменшення втрат теплоти на 50 % (з 40 % до 20 %), відповідно зростання теплового ККД з 20 % до 30 % і загального ККД з 60 % до 70 %.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

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

2. Марченко А.П., Рязанцев М.К., Шеховцев А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння: Т. 1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. – Харків: Прапор, 2004. – 384 с.

3. 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.

4. Радченко Р.М., Остапенко О.В., Манілов О.С. Підвищення ефективності енергоустановок з урахуванням змінних кліматичних умов експлуатації // Проблеми екології та енергозбереження в суднобудуванні: Матеріали VII М.-н. н.-т. конф.–Миколаїв: НУК, 8–12 червня, 2012. – С. 140–141.

5. Campanary S. Technical and tariff scenarios effect on microturbine trigenerative applications / S. Campanary, E. Macchi // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2003. – Paper GT-2003-38275. – 10 p.

6. Радченко А.Н., Коновалов А.В., Манилов А.С., Остапенко А.В., Грич А.В. Анализ традиционного способа охлаждения воздуха машинного отделения газовых двигателей и пути повышения его эффективности // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали III м.-н. н.-т. конф.-Миколаїв: НУК, 2012. – С. 415–418.