

ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНІКА ТА ЕНЕРГОТЕХНОЛОГІЇ

УДК 621.438.082:621.574.013

Підвищення енергоефективності газоперекачувальних агрегатів магістральних газопровідів шляхом комплексної утилізації теплоти вихлопних газів

С. А. Фелонюк

Одеський національний технологічний університет, вул. Канатна, 112, Одеса, 65039, Україна

✉ e-mail: s.feloniuk1@gmail.com

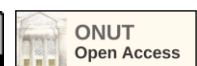
ORCID: <https://orcid.org/0009-0000-4697-8993>

Розглядається модернізація технологічної схеми шляхом інтеграції абсорбційної холодильної машини, робота якої базується на використанні теплоти вихлопних газів газотурбінного двигуна. Отриманий в абсорбційній холодильній машині холод спрямовується на охолодження повітря безпосередньо перед його надходженням до осьового компресора двигуна, а також на попереднє охолодження технологічного газу перед його стисненням у нагнітачі. Паралельно з цим впроваджується цикл із регенерацією, де теплота вихлопних газів використовується для підігріву стисненого повітря після компресору перед камерою згоряння. Математична модель інтегрованої системи охолодження включає чотири взаємопов'язані блоки рівнянь: модель теплоенергетичних потоків від трьох джерел тепла газоперекачувальних агрегатів; термодинамічну модель циклу абсорбційної холодильної машини; рівняння характеристик охолодників; залежності експлуатаційної ефективності газоперекачувальних агрегатів; від температур охолоджених потоків. Розрахунок виконано для типової газокомпресорної станції магістрального газопроводу України з одним газоперекачувальним агрегатом на базі газоперекачувальних агрегатів потужністю 16 МВт. Обґрунтовано принципи каскадного використання теплоти за рівнями температурного потенціалу, що дозволяє наблизити систему до термодинамічного оптимуму та мінімізувати ексергетичні втрати порівняно з традиційним прямим скиданням теплоти у навколишнє середовище. Розроблено принципову схему інтегрованої системи з чотирма функціональними блоками та трьома температурними контурами теплоносіїв; визначено пріоритетність споживачів холоду залежно від сезонних умов експлуатації. Водночас використання схеми з регенерацією теплоти, а саме, впровадження підігріву стисненого повітря після компресора потребує ретельної оцінки. Таке рішення дозволяє зменшити кількість палива, необхідного для нагріву робочого тіла в камері згоряння, проте іноді очікуваний результат не досягається. Запропонована комплексна схема утилізації теплоти вихлопних газів газоперекачувальних агрегатів потребує проведення поглибленого аналізу для визначення найбільш вигідних режимів експлуатації та оптимальних параметрів обладнання в умовах конкретної компресорної станції. Отримані результати підтверджують технічну спроможність інтегрованої системи покрити всі потреби у холоді при економічно прийнятному рівні капітальних витрат.

Ключові слова: Абсорбційна холодильна машина; Газокомпресорна станція; Магістральний газопровід; Газоперекачувальні агрегати; Попереднє охолодження; Скидне тепло; Регенерація теплоти

doi: <https://doi.org/10.15673/ret.v62i1.3498>

© The Author(s) 2026. This article is an open access publication
This work is licensed under the Creative Commons Attribution 4.0 International License (CC BY)
<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



1. Вступ

Проблема підвищення енергоефективності газоперекачувальних агрегатів (ГПА) компресорних станцій магістральних газопроводів залишається актуальною протягом усієї історії розвитку галузі [1-3]. Перші зразки приводів на базі газотурбінних двигунів відрізнялися низькими значеннями коефіцієнта корисної дії, що стимулювало постійний пошук інженерних рішень для їх вдосконалення. Незважаючи на те, що сучасні установки демонструють значно кращі результати, подальше підвищення ККД стикається з певними термодинамічними обмеженнями, що робить впровадження схем утилізації вторинної енергії необхідним кроком для галузі.

Газокомпресорна станція являє собою складний теплоенергетичний комплекс, у якому одночасно функціонують значні потоки енергії різного потенціалу [1]. У сучасних умовах експлуатації газотранспортної системи України, що характеризується подовженими термінами роботи обладнання та підвищеними вимогами до економічності, актуальною стає задача комплексного використання всіх доступних теплових потоків. Концепція інтегрованої системи охолодження, яка пропонується в цьому дослідженні, базується на ідеї одночасної утилізації високо-, середньо- та низькопотенційного тепла з подальшим його перетворенням у холод за допомогою абсорбційних холодильних машин (АХМ).

Запропонований підхід ґрунтується на принципі каскадного використання теплоти за рівнями температурного потенціалу: тепло вищого потенціалу спочатку виконує термодинамічну роботу в циклі двоступеневої АХМ, а тепло нижчого потенціалу використовується для живлення одноступінчастих машин або для допоміжних теплових потреб. Такий каскад дозволяє наблизити систему до термодинамічного оптимуму та мінімізувати ексергетичні втрати, які традиційно є значними у системах з прямим скиданням теплоти у навколишнє середовище [4].

Джерела тепла на ГКС класифікуються за температурним потенціалом таким чином. Високопотенційне тепло становлять вихлопні гази газоперекачувальних агрегатів (ГПА) з температурою 450-550 °С та тепловою потужністю 40-60 % від теплоти спалення палива. Середньопотенційне тепло несе масляна система агрегатів з температурою 80-120 °С та потужністю 3-5 %. Низькопотенційне

тепло міститься у системі охолодження компримованого газу після першого ступеня стиснення з температурою 40-70 °С та потужністю 5-8 % від теплоти палива [5, 6].

Загальна концепція системи передбачає наступний порядок використання теплових потоків:

1. Вихлопні гази ГПА надходять до котла-утилізатора, де нагрівають воду високотемпературного контуру (ВТ-контур) до 130-150 °С; ця температура достатня для живлення двоступеневих АХМ з підвищеним СОР.

2. Гарячий теплоносій ВТ-контур подається у генератор двоступінчастої АХМ, яка виробляє основну частку холоду системи.

3. Тепло масляних систем агрегатів та охолодників газу передається у середньотемпературний контур (СТ-контур) для живлення одноступеневих АХМ.

4. Отриманий холод (температура холодоносія 5-12 °С) розподіляється між трьома основними споживачами: охолодником наддувочного повітря (ОНВ) ГПА, системою охолодження паливного газу та системою попереднього охолодження компримованого газу перед вхідним колектором компресора.

Важливим елементом запропонованої концепції є можливість сезонної реконфігурації потоків. У літній період пріоритет надається холодопродуктивності для ОНВ, оскільки саме у цей сезон ГПА найбільш страждає від зниження потужності через високу температуру навколишнього повітря. У зимовий період АХМ переводиться у резерв, а котел-утилізатор продовжує працювати у режимі теплопостачання приміщень компресорного цеху, що додатково підвищує річний коефіцієнт використання установленної потужності [7-10].

У роботі розглядається модернізація технологічної схеми (рис. 1) шляхом інтеграції АХМ, робота якої базується на використанні теплоти вихлопних газів газотурбінного двигуна. Отриманий у АХМ холод спрямовується на охолодження повітря безпосередньо перед його надходженням до осьового компресора двигуна, а також на попереднє охолодження технологічного газу перед його стисненням у нагнітачі. Паралельно з цим впроваджується цикл із регенерацією, де теплота вихлопних газів використовується для підігріву стисненого повітря після компресору перед камерою згоряння.

Загальне рівняння енергетичного балансу інтегрованої системи, що відображає підвищення ко-

рисної потужності за рахунок охолодження та утилізації відпрацьованого тепла, має вигляд:

$$\eta_{\text{заг}} = \frac{W_{\text{кор}}}{Q_{\text{пал}}} = \frac{W_{\text{компр}} \cdot \eta_{\text{охол}}}{Q_{\text{пал}} \cdot (1 - \eta_{\text{утил}})}, \quad (1)$$

де $\eta_{\text{заг}}$ – загальний коефіцієнт корисної дії інтегрованої системи; $W_{\text{кор}}$ – корисна робота, що отримується від ГТУ; $Q_{\text{пал}}$ – теплота спалення паливного газу, що подається до камери згоряння; $\eta_{\text{охол}}$ – коефіцієнт підвищення ефективності за рахунок охолодження наддувочного повітря; $\eta_{\text{утил}}$ – ступінь утилізації відведеного тепла, що повертається у систему через АХМ.

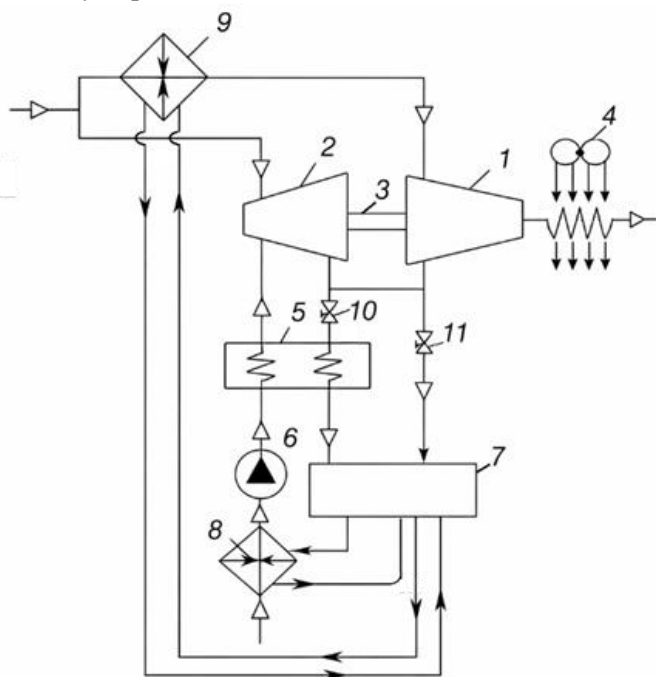


Рисунок 1 – Модернізована схема ГПА компресорних станцій магістральних газопроводів: 1 – нагнітач; 2 – турбіна; 3 – привід нагнітача; 4 – апарати повітряного охолодження; 5 – теплообмінник; 6 – компресор; 7 – АХМ; 8 – охолоджувач атмосферного повітря; 9 – охолоджувач технологічного газу; 10, 11 – регулюючі ventилі

Аналіз рівняння (1) показує, що ефективність інтегрованої системи зростає за двома незалежними каналами: безпосереднє підвищення корисної роботи ГПА внаслідок зниження температури наддувочного повітря (множник $\eta_{\text{охол}} > 1$) та зменшення «знаменника» завдяки утилізації частини тепла, яке у традиційній схемі викидається у навколишнє середовище. Цей подвійний ефект і пояснює високу теоретичну привабливість запропонованої концепції.

2. Аналітичне дослідження

Математична модель інтегрованої системи охолодження включає чотири взаємопов'язані блоки рівнянь: модель теплоенергетичних потоків від трьох джерел тепла ГКС; термодинамічну модель циклу АХМ; рівняння характеристик охолодників (ОНВ, газоохолодники); залежності експлуатаційної ефективності ГПА від температур охолоджених потоків. Структурний поділ моделі на блоки дозволяє виконувати розрахунки послідовно, з використанням результатів попередніх блоків як вхідних даних для наступних.

Прийняті в моделі припущення відповідають усталеній практиці інженерних розрахунків теплотехнічних систем: усі процеси розглядаються як квазістаціонарні; теплофізичні властивості теплоносіїв в межах температурних діапазонів вважаються постійними; втрати тепла у навколишнє середовище через ізоляцію приймаються постійним відсотком від основного теплового потоку; гідравлічні втрати у трубопроводах теплоносіїв враховуються через коректуючі коефіцієнти.

Теплова потужність вихлопних газів ГПА, що теоретично доступна для утилізації, визначається їх масовою витратою, температурою та теплоємністю:

$$Q_{\text{вихл}} = G_{\text{вихл}} \cdot c_{p,\text{вихл}} \cdot (T_{\text{вихл}} - T_{\text{окр}}), \quad (2)$$

де $G_{\text{вихл}}$ – масова витрата вихлопних газів, кг/с; $c_{p,\text{вихл}}$ – питома теплоємність вихлопних газів при постійному тиску, кДж/(кг·К); $T_{\text{вихл}}$ – температура вихлопних газів на виході з турбіни, К; $T_{\text{окр}}$ – температура навколишнього середовища, К.

Реально утилізована теплова потужність, яку можна відібрати у котлі-утилізаторі, визначається через ефективність теплообмінної поверхні та температуру вихідних газів після утилізатора:

$$Q_{\text{утил}} = Q_{\text{вихл}} \cdot \eta_{\text{ТО}}, \quad (3)$$

де $\eta_{\text{ТО}}$ – ККД теплообмінника котла-утилізатора, що для типових промислових конструкцій становить 0,70-0,85 залежно від поверхні теплообміну, наявності оребрення та температурного напору між гарячим і холодним теплоносіями.

Масляна система ГПА виконує дві функції: охолодження підшипників ротора та змащення зубчастих передач редукторів. У сучасних агрегатах температура масла на виході з підшипників сягає

90-100 °С, що робить її придатним джерелом середньопотенційної теплоти. Тепловий потік масляної системи розраховується за формулою:

$$Q_{\text{масл}} = G_{\text{масл}} \cdot c_{p,\text{масл}} \cdot (T_{\text{масл,вих}} - T_{\text{масл,вх}}), \quad (4)$$

де $G_{\text{масл}}$ – масова витрата масла у системі охолодження, кг/с; $c_{p,\text{масл}}$ – питома теплоємність масла, кДж/(кг·К) (для індустріальних мінеральних масел типу ИГП-30 становить близько 2,0 кДж/(кг·К)); $T_{\text{масл,вих}}$ та $T_{\text{масл,вх}}$ – температури масла на виході та вході у систему охолодження відповідно, К.

Після першого ступеня стиснення компримований газ нагрівається до 60-80 °С і охолоджується в апаратах повітряного охолодження (АВО) до температури, що відповідає вимогам подальшої експлуатації газопроводу. Тепло, що відбирається в АВО, традиційно викидається в атмосферу; в інтегрованій схемі це тепло направляється у проміжний контур теплоносія для живлення одноступінчастих АХМ [8]:

$$Q_{\text{газ}} = G_{\text{газ}} \cdot c_{p,\text{газ}} \cdot (T_{\text{газ,вх}} - T_{\text{газ,вих}}), \quad (5)$$

де $G_{\text{газ}}$ – масова витрата компримованого газу через АВО, кг/с; $c_{p,\text{газ}}$ – питома теплоємність природного газу при середній температурі процесу, кДж/(кг·К); $T_{\text{газ,вх}}$ та $T_{\text{газ,вих}}$ – температура газу на вході в АВО та виході з нього, К.

Сумарне доступне тепло для живлення АХМ системи:

$$Q_{\text{сум}} = Q_{\text{утил}} + Q_{\text{масл}} + Q_{\text{газ}}. \quad (6)$$

Залежність потужності ГПА від температури наддувочного повітря є фундаментальним фактором, який визначає економічну привабливість систем охолодження. Зниження густини повітря зі зростанням температури призводить до зменшення масової витрати робочого тіла через турбіну та, відповідно, корисної потужності установки. У межах робочих температур (від мінус 10 до 40 °С) ця залежність задовільно апроксимується лінійною функцією:

$$N(t) = N_0 \cdot [1 - \beta_N \cdot (t - t_0)], \quad (7)$$

де N_0 – номінальна потужність ГПА за ISO-умов ($t_0 = 15$ °С); β_N – температурний коефіцієнт втрати

потужності, що для більшості промислових ГПА становить 0,008...0,012 °С⁻¹.

Аналогічна залежність описує зміну ефективного ККД установки:

$$\eta(t) = \eta_0 \cdot [1 - \beta_\eta \cdot (t - t_0)], \quad (8)$$

де η_0 – ефективний ККД за ISO-умов; β_η – температурний коефіцієнт зміни ККД (типове значення 0,001...0,002 °С⁻¹).

Потрібна холодопродуктивність системи охолодження наддувочного повітря визначається з рівняння теплового балансу повітряного потоку:

$$Q_{\text{ОНВ}} = G_{\text{пов}} \cdot c_{p,\text{пов}} \cdot (T_{\text{пов,нар}} - T_{\text{пов,вих}}), \quad (9)$$

де $G_{\text{пов}}$ – масова витрата наддувочного повітря через осьовий компресор ГТУ, кг/с; $c_{p,\text{пов}} = 1,005$ кДж/(кг·К) – питома теплоємність повітря; $t_{\text{пов,нар}}$ – температура зовнішнього повітря, °С; $t_{\text{пов,вих}}$ – задана температура повітря після охолодника, °С (у розрахунках приймається 15 °С, що відповідає ISO-умовам).

Холодопродуктивність, потрібна для попереднього охолодження паливного газу перед камерою згоряння ГТУ:

$$Q_{\text{нал,газ}} = G_{\text{нал}} \cdot c_{p,\text{нал}} \cdot (T_{\text{нал,вх}} - T_{\text{нал,вих}}), \quad (10)$$

Холодопродуктивність системи попереднього охолодження компримованого газу перед усмоктуванням до наступного ступеня компресора:

$$Q_{\text{компр}} = G_{\text{компр}} \cdot c_{p,\text{компр}} \cdot (T_{\text{компр,вх}} - T_{\text{компр,вих}}), \quad (11)$$

Зниження потужності, що споживається компресором, при охолодженні всмоктуваного газу описується співвідношенням, яке впливає з рівняння політропного стиснення для стиснутого середовища:

$$\Delta N_{\text{компр}} = N_{\text{компр}} \cdot \left(1 - \frac{T_{\text{охол}}}{T_{\text{вих}}}\right), \quad (12)$$

де $T_{\text{охол}}$ та $T_{\text{вих}}$ – абсолютні температури охолодженого та вихідного газу відповідно, К.

Фізичний зміст рівняння (12) полягає у тому, що зниження температури вхідного потоку прямо

пропорційне зменшує роботу стиснення при незмінному ступені підвищення тиску.

Абсорбційний холодильний цикл на робочій парі $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ описується чотирма основними процесами в координатах тиск – масова концентрація та тиск – температура: випаровування води у випарнику; абсорбція пари концентрованим розчином LiBr в абсорбері; десорбція (виділення) пари з розведеного розчину у генераторі при підведенні теплоти; конденсація пари в конденсаторі. Внутрішнє перенесення теплоти між цими процесами здійснюється через теплообмінник розчинів, що дозволяє суттєво підвищити ефективність циклу порівняно з ідеалізованою схемою.

Теоретичний COP одноступінчастої АХМ для ідеалізованого зворотного циклу Карно з трьома джерелами теплоти визначається співвідношенням:

$$COP_{теор} = \frac{T_{вип} \cdot (T_{ген} - T_{конд})}{T_{ген} \cdot (T_{конд} - T_{вип})}, \quad (13)$$

де $T_{вип}$ – температура випарника, К; $T_{ген}$ – температура генератора, К; $T_{конд}$ – температура конденсатора (та абсорбера), К. У реальних установках через необоротні втрати у теплообмінних апаратах та при змішуванні розчинів реальний COP менший від теоретичного:

$$COP_{реал} = COP_{теор} \cdot \eta_{цикл}, \quad (14)$$

де $\eta_{цикл}$ – коефіцієнт реального циклу відносно теоретичного, що для одноступеневих АХМ становить 0,35-0,45, а для двоступінчастих – 0,55-0,65 за рахунок повторного використання теплоти у двох послідовних генераторах. Холодопродуктивність АХМ визначається через підведене теплове навантаження:

$$Q_{холод} = Q_{тепл} \cdot COP. \quad (15)$$

Залежність COP від температури гріючого джерела має нелінійний характер з точкою перегину в області 130-140 °С для двоступеневих машин. Для інженерних розрахунків ця залежність апроксимується квадратичним поліномом:

$$COP(t_{ген}) = a + b \cdot t_{ген} + c \cdot t_{ген}^2, \quad (16)$$

де a , b , c – емпіричні коефіцієнти, отримані шляхом регресійного аналізу заводських даних вироб-

ників. Для типових АХМ з парою $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ приймаються значення: $a = -0,5$; $b = 0,015$; $c = -0,00005$. Залежність холодопродуктивності від температури охолоджуючої води, що подається в конденсатор:

$$Q_{холод}(t_{охол}) = Q_{ном} \cdot [1 - a \cdot (t_{охол} - t_{ном})], \quad (17)$$

де $Q_{ном}$ – номінальна холодопродуктивність за паспортних умов; $a = 0,03-0,04 \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ – температурний коефіцієнт корекції холодопродуктивності.

Для оцінки термодинамічної досконалості системи доцільно використовувати ексергетичний підхід. Ексергія виробленого холоду відносно навколишнього середовища визначається як:

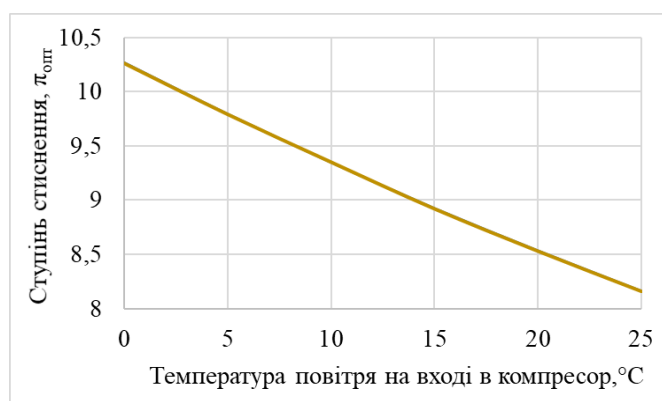
$$E_{холод} = Q_{холод} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{холод}}\right). \quad (18)$$

Ексергетичний ККД інтегрованої системи, що враховує всі корисні енергетичні виходи (механічна робота компресора + ексергія холоду) відносно витрачених ексергетичних ресурсів (паливо + електроенергія):

$$\eta_{екс} = \frac{W_{компр} + E_{холод}}{E_{нал} + E_{ел}}. \quad (19)$$

Перевагою ексергетичного підходу є можливість порівняння енергетичних потоків різного потенціалу за єдиним критерієм – їх термодинамічною цінністю. Це особливо важливо для систем з утилізацією відпрацьованого тепла, де енергетичний (за першим законом термодинаміки) аналіз дає завищені оцінки ефективності.

Аналіз впливу охолодження повітря на вході в компресор базується на термодинамічних розрахунках, результати яких відображені на рис. 2.



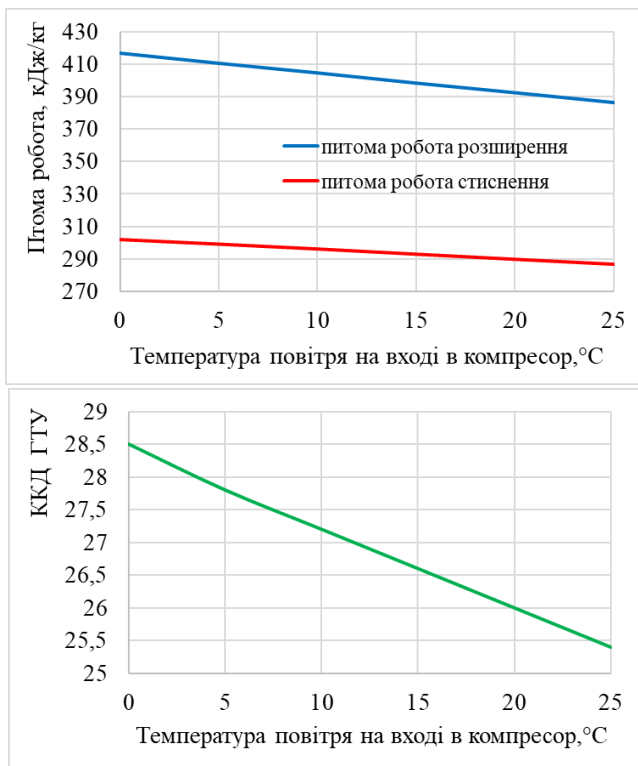


Рисунок 2 – Результати термодинамічного розрахунку газотурбінного двигуна НК-12СТ при змінних температурах повітря на вході в нагнітач

Зниження температури повітря перед компресором призводить до збільшення питомої роботи розширення в газовій турбіні h_t на 8 % та питомої роботи стиснення в компресорі h_k на 5 %. При цьому приріст Δh_t перевищує Δh_k , що забезпечує загальне зростання ККД газотурбінної установки та зміщення оптимального ступеня стиснення в бік більш ефективних значень.

Аналогічний позитивний ефект спостерігається при охолодженні технологічного газу перед подачею до нагнітача. Аналіз базується на загальноприйнятих методиках розрахунку режимів роботи компресорної станції, результати яких відображені на рис. 3. При зменшенні температури газу збільшується його густина, це впливає на зниження витрат енергії на його стиснення і зниження витрат паливного газу на привод агрегату. Це дозволяє досягти заданих параметрів транспортування газу при менших енерговитратах.

3. Розрахунок теплоенергетичних потоків та параметрів АХМ

Розрахунок виконано для типової газокompресорної станції магістрального газопроводу України з одним газоперекачувальним агрегатом на базі

ГПА потужністю 16 МВт (тип агрегату – аналог ГТК-251/ДЖ-59Л виробництва ДП «Зоря-Машпроект») [11]. Вибір цього об'єкта моделювання обґрунтований трьома міркуваннями: по-перше, такі агрегати становлять одну з найбільш розповсюджених категорій ГПА на ГТС України [12-14]; по-друге, отримані результати можуть бути масштабовані на агрегати потужністю 10 та 25 МВт через прості коефіцієнти подібності; по-третє, для цього класу обладнання наявна повна технічна документація, що дозволяє коректно задати вхідні параметри розрахунку.

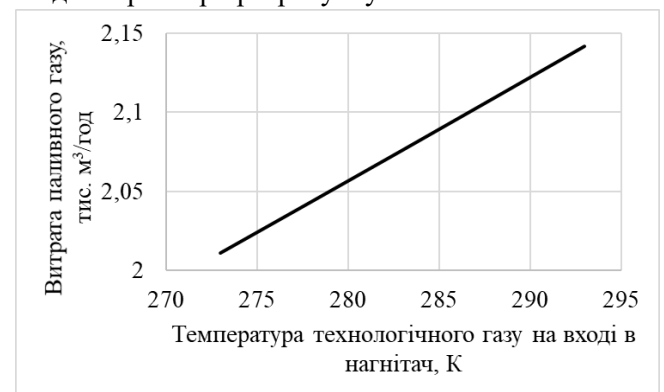


Рисунок 3 – Витрата паливного газу одним ГПА-Ц-6,3 за різних температур технологічного газу

Розрахунок виконується послідовно за блоками математичної моделі.

Спочатку визначаються теплові потужності трьох джерел тепла, далі розраховуються потреби у холоді для кожного з основних споживачів, виконується звіряння теплового балансу системи з метою перевірки внутрішньої узгодженості моделі та достатності теплового ресурсу для покриття потреб у холоді.

Вихідні дані для розрахунку зведено в табл. 1; вони відповідають паспортним характеристикам агрегату ГТК-251 та усередненим експлуатаційним умовам літнього періоду для степової кліматичної зони України [15-16].

Розрахунок виконується за формулою (2).

Абсолютна температура вихлопних газів становить $T_{\text{вихл}} = 773 \text{ К}$ (500 °C), температура навколишнього середовища $T_{\text{окр}} = 306 \text{ К}$ (33 °C). Звідси $Q_{\text{вихл}} = 43655 \text{ кВт} \approx 43,7 \text{ МВт}$.

Отримане значення відповідає літературним даним для агрегатів даного класу [10, 25] і може бути перевірене за іншою методикою – через теплоту спалення палива та частку її, що виноситься з вихлопними газами (зазвичай 50-55 % для відкритого циклу).

Таблиця 1 – Вихідні дані для розрахунку ГКС (ГПА 16 МВт)

Параметр	Значення	Одиниця
Номинальна потужність ГТУ	16,0	МВт
Масова витрата вихлопних газів	85,0	кг/с
Питома теплоємність вихлопних газів	1,10	кДж/(кг·К)
Температура вихлопних газів	500	°С
ККД теплообмінника котла-утилізатора	0,75	–
Масова витрата мастила	25,0	кг/с
Питома теплоємність масла	2,00	кДж/(кг·К)
Температура масла на виході	90	°С
Температура масла на вході	60	°С
Масова витрата компримованого газу	120,0	кг/с
Питома теплоємність газу	2,20	кДж/(кг·К)
Температура газу після компресора	60	°С
Температура газу після АВО	30	°С
Температура навколишнього середовища (літо)	33	°С
Масова витрата наддувочного повітря	80,0	кг/с
Цільова температура охолодженого повітря	15	°С

Корисна теплова потужність котла-утилізатора визначається за формулою (3) з урахуванням ефективності теплообмінника 0,75: Звідси $Q_{\text{утил}} = 32741 \text{ кВт} \approx 32,7 \text{ МВт}$.

Розрахунок за формулою (4) для масляної системи з температурами 90 °С на виході та 60 °С на вході: Звідси $Q_{\text{масл}} = 1500 \text{ кВт} \approx 1,5 \text{ МВт}$.

Хоча в абсолютному виразі тепловий потік від масляної системи невеликий, його температурний потенціал (90 °С) є цілком достатнім для живлення одноступінчастих АХМ і за наявності розвинутої системи трубопроводів дозволяє покрити частину потреби у холоді нижчого температурного діапазону (наприклад, для охолодження паливного газу).

Розрахунок за формулою (5) для охолодження газу з 60 до 30 °С виконується таким чином: Звідси $Q_{\text{газ}} = 7920 \text{ кВт} \approx 7,9 \text{ МВт}$.

Цей тепловий потік фактично являє собою теплоту, яка у традиційній схемі розсіюється в атмосферу через апарати повітряного охолодження. У запропонованій інтегрованій схемі він стає корисним джерелом середньопотенційного тепла.

Сумарне доступне тепло для живлення АХМ системи розраховуємо за формулою (6): Звідси $Q_{\text{сум}} = 42,1 \text{ МВт}$.

Структурний аналіз показує, що домінуючим джерелом тепла є вихлопні гази ГТУ, які забезпечують 77,7 % сумарного теплового ресурсу. Внезок системи охолодження газу становить 18,7 %, а масляної системи – 3,6 %.

Така структура є типовою для ГПА простого циклу та визначає основні архітектурні рішення інтегрованої системи: пріоритетне використання двоступінчастої АХМ, яка живиться від котла-утилізатора, та використання середньопотенційних джерел для одноступінчастих машин.

Необхідна холодопродуктивність системи охолодження наддувочного повітря розраховується за формулою (9). При охолодженні повітря з 33 до 15 °С, тобто на 18 °С: Звідси $Q_{\text{оов}} = 1447 \text{ кВт} \approx 1,45 \text{ МВт}$.

Вплив охолодження на потужність ГПА обчислюємо за формулою (7) при температурному коефіцієнті $\beta_N = 0,009 \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$, характерному для ГПА з осьовими компресорами середнього ступеня тиску.

Потужність ГПА при температурі 33 °С (без охолодження): Звідси $N = 13,41 \text{ МВт}$.

Потужність при охолодженні до 15 °С (ISO-умови): Звідси $N = 16 \text{ МВт}$.

Прирощення потужності внаслідок охолодження: Звідси $\Delta N = 2,59 \text{ МВт}$.

Аналогічний розрахунок для зміни ККД за формулою (8) при $\beta_\eta = 0,0015 \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$: Звідси $\eta = 0,321$ (32,1 %)

Зниження ККД відносно ISO-умов становить: $\Delta\eta = 0,9 \%$

Питомий розхід паливного газу зменшується на $0,9/33,0 \approx 2,7 \%$ за рахунок підвищення ККД та додатково на $\sim 2,6 \%$ за рахунок зниження прямих втрат потужності, що в сумі дає економію близько

5,3 % у літньому режимі.

Узагальнені результати залежності параметрів

ГПА від температури наддувочного повітря наведено в табл. 2.

Таблиця 2 – Вплив температури наддувочного повітря на параметри ГПА 16 МВт

Температура повітря, °С	Потужність, МВт	ККД, %	ΔN , МВт	Економія газу, %
+15 (ISO)	16,00	33,0	–	–
+20	15,28	32,6	0,72	1,2
+25	14,56	32,1	1,44	2,7
+30	13,84	31,6	2,16	4,2
+33	13,41	32,1	2,59	5,3
+35	13,12	31,1	2,88	5,8
+40	12,40	30,6	3,60	7,3

Витрата паливного газу для ГПА 16 МВт при середньому об'ємному споживанні 3000 нм³/год становить: $G_{\text{пал}} = 0,78 \approx 0,65$ кг/с.

Необхідна холодопродуктивність для охолодження паливного газу з +20 до +5 °С за формулою (10): Звідси $Q_{\text{пал,газ}} = 21,5$ кВт.

Хоча абсолютне значення холодопродуктивності для паливного газу невелике, ефект від його охолодження включає підвищення густини газу та збільшення масової витрати палива при незмінній об'ємній витраті, що вирівнює температурні умови у камері згоряння та сприяє стабільності горіння. Річна економія паливного газу при річному фонді робочого часу 8000 год та поточній ціні газу 15000 грн/1000 м³ обчислюється так: Звідси $\Delta V_{\text{пал}} = 672000$ м³/рік; $E_{\text{пал}} = 10,08$ млн грн/рік.

Необхідна холодопродуктивність для охолодження компримованого газу з 30 до 10 °С, тобто на 20 °С, за формулою (11): Звідси $Q_{\text{компр}} = 13200$ кВт = 13,2 МВт, де $G_{\text{газ}} = 300$ кг/с – продуктивність ГКС 35 млн нм³/добу.

Зниження потужності компресора при охолодженні всмоктуваного газу обчислюється за формулою (12): Звідси $\Delta N_{\text{компр}} = 1,65$ МВт.

Річна економія електроенергії при роботі компресора 8000 год/рік та тарифі на електроенергію 4,0 грн/кВт·год: $\Delta E_{\text{компр}} = 13200$ МВт·год/рік → 52,8 млн грн/рік.

Слід зауважити, що отримана економія є валовою; з неї необхідно відрахувати власне споживання насосного обладнання АХМ.

Зведений тепловий баланс системи охолодження ГКС наведено у табл. 3, де для кожного споживача холоду вказано необхідну холодопродуктивність і відповідну потребу в теплоті при середньому COP = 0,7 для двоступінчастої АХМ.

Таблиця 3 – Потреба в холоді та тепловий ресурс ГКС

Споживач холоду	Холодопродуктивність, МВт	Потрібне тепло (COP = 0,7), МВт	Пріоритет
Охолодник наддувочного повітря (ОНВ)	1,45	2,07	1
Охолоджувач компримованого газу	13,20	18,86	2
Охолоджувач паливного газу	0,02	0,03	3
Разом	14,67	20,96	–

Перевірка балансу.

Найвищий тепловий ресурс системи $Q_{\text{сум}} = 42,1$ МВт. Потрібне тепло для забезпечення повної холодопродуктивності АХМ становить 20,96 МВт.

Запас по теплу: $\Delta Q = 21,14$ МВт (50,2 % запасу)

Тепловий ресурс ГКС є достатнім для покриття всіх потреб у холоді з істотним запасом, що становить понад половину доступної теплоти. Цей надлишок (21,14 МВт) має кілька можливих сценаріїв подальшого використання:

а) теплопостачання приміщень компресорного цеху та допоміжних будівель, що дозволяє повністю замінити природний газ для опалення (~3000 МВт·год/рік для типової ГКС);

б) вироблення електроенергії через ORC-установку з ККД 12-15 % (потенціал 2,5-3,2 МВт додаткової електроенергії);

в) підготовка гарячої води для технологічних потреб;

г) резервування АХМ для перевантажувальних режимів.

4. Аналіз результатів розрахунку

В результаті проведених розрахунків теплоенергетичних потоків ГКС та параметрів АХМ отримано такі основні результати:

1. Загальний тепловий ресурс типової ГКС з ГПА 16 МВт становить 42,1 МВт, з яких 77,7 % припадає на вихлопні гази, 18,7 % – на охолодження компримованого газу та 3,6 % – на масляну систему.

2. Сумарна потреба у теплі для покриття всіх потреб у холоді (14,67 МВт) становить 20,96 МВт, що складає лише 49,8 % від наявного теплового ресурсу. Запас по теплу 50,2 % забезпечує можливість додаткового теплопостачання або вироблення електроенергії через ОРС-цикл.

3. Охолодження наддувочного повітря з 33 до 15 °С забезпечує приріст потужності ГПА на 2,59 МВт (19,3 %) та підвищення ККД на 0,9 при потребі у холоді 1,45 МВт. Ефективність використання холоду для ОНВ становить $\Delta N/Q \approx 1,79$, що є найбільшим показником серед усіх споживачів холоду.

4. Попереднє охолодження компримованого газу з 30 до 0 °С дає зниження потужності компресора на 1,65 МВт при потребі у холоді 13,2 МВт. Незважаючи на менший питомий ефект ($\Delta N/Q \approx 0,125$), абсолютна економія електроенергії за рахунок цього заходу становить 13,2 МВт·год/рік, що еквівалентно 52,8 млн грн/рік.

5. Висновки

Обґрунтовано принципи каскадного використання теплоти за рівнями температурного потенціалу, що дозволяє наблизити систему до термодинамічного оптимуму та мінімізувати ексергетичні втрати порівняно з традиційним прямим скиданням теплоти у навколишнє середовище.

Розроблено принципову схему інтегрованої системи з чотирма функціональними блоками та трьома температурними контурами теплоносіїв; визначено пріоритетність споживачів холоду залежно від сезонних умов експлуатації.

Водночас використання схеми з регенерацією теплоти, а саме, впровадження підігріву стисненого повітря після компресора потребує ретельної оцінки. Таке рішення дозволяє зменшити кількість

палива, необхідного для нагріву робочого тіла в камері згоряння, проте іноді очікуваний результат не досягається. Причинами цього можуть бути високий ступінь стиснення в компресорі, внаслідок чого температура повітря є занадто високою для ефективного теплообміну з вихлопними газами, значні гідравлічні втрати в теплообмінному апараті, високі експлуатаційні затрати, високі капіталоукладення в будівництво габаритного теплообмінника. Все вищеприписане може перекривати вигоду від економії палива.

Запропонована комплексна схема утилізації теплоти вихлопних газів ГПА потребує проведення поглибленого аналізу для визначення найбільш вигідних режимів експлуатації та оптимальних параметрів обладнання в умовах конкретної компресорної станції.

Отримані результати підтверджують технічну спроможність інтегрованої системи покрити всі потреби у холоді при економічно прийнятному рівні капітальних витрат

Література

1. **Середюк М. Д.** Проектування та експлуатація нафтопродуктопроводів. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2002. – 282 с.
2. **Говдяк Р. М.** Підвищення енергетичної та екологічної ефективності роботи магістральних газопроводів // Енерготехнології та ресурсозбереження 2012. – № 3. – С. 56-62.
3. **Тітлов О.С., Фелонюк С.А.** Аналіз перспектив попереднього охолодження природного газу на компресорних станціях магістральних газопроводів // Холодильна техніка та технологія. – 2025. – Т. 61(4). – С. 294-300. <https://doi.org/10.15673/ret.v61i4.3352>
4. **Морозюк Т.В.** Теорія холодильних машин та теплових насосів. – Одеса: Студія «Негоціант», 2006. – 712 с.
5. **Тітлов О.С., Сагала Т.А., Артюх В.М., Дьяченко Т.В.** Аналіз перспектив використання парожетторної та абсорбційної холодильних установок для охолодження технологічного газу та отримання рідкого вуглеводневого палива // Холодильна техніка та технологія. – 2017. – № 53(6). – С. 11-18. <https://doi.org/10.15673/ret.v53i6.920>
6. **Uchida S., Nishiguchi A.** Low temperature absorption refrigeration machine with water-LiBr mixed refrigerant // International Journal of Refrigeration. – 2006. – Vol. 81, No. 946. – P. 618-621.

7. **Бараненко О.В., Посилін Д.М., Малініна О.С.** Ефективність циклів одноступінчастої абсорбційної бромистолітєвої холодильної машини за температури кипіння нижче 0 °С // Вісник Міжнародної академії холоду. – 2017. – № 4. – С.52-58.
8. **Галімова Л.В.** Абсорбційні холодильні машини та теплові насоси: моногр. – Астрахань: Вид-во АГТУ, 1997. – 226 с.
9. **Titlov O., Vasyliv O., Sahala T., Bilenko N.** Evaluation of the prospects for preliminary cooling of natural gas on main pipelines before compression through the discharge of exhaust heat of gas-turbine units // EUREKA: Physics and Engineering. – 2019. – № 5. – P. 47-55. <https://doi.org/10.21303/2461-4262.2019.00978>.
10. **Тітлов, О., Бошкова, І., Дорошенко, В., Світлицький, В., Сагала, Т., Морозов, О.** Аналіз енергетичних перспектив охолодження природного газу в магістральних газопроводах за допомогою абсорбційних холодильних машин // Холодильна техніка та технологія. – 2021. – Т. 57(3). – С. 147-157. <https://doi.org/10.15673/ret.v57i3.2165>
11. DSTU-N B V.1.1-27:2010. (2011). Building Climatology. – Kyiv: Ministry of Regional Development and Construction of Ukraine, 123.
12. **Mysak Y. S., Hnatyshyn Ya. M., Blyzniuk V. F., Kruk V. Yu.** Devices for Waste Heat Recovery. – Lviv: Publishing House of Lviv Polytechnic, 2006. – 152 p.
13. **Bileka, B. D., Vasyliiev, S. P., Klymenko, V. M., et al.** Integrated use of waste heat recovery units at compressor stations to improve the efficiency of gas compressor units // Oil and Gas Industry. – 2000. – Vol. 4. – P. 40-43.
14. **Bileka, B., Sergienko, R.** The heat-utilizing power and the power refrigerating machinery for compressor stations of the main gas pipelines // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2010. – Vol. 3(2(45)). – P. 32-35.
15. **Titlov, O., Boshkova, I., Doroshenko, V., Svitlytskyi, V., Sahala, T., Morozov, O.** Analysis of energy prospects for natural gas cooling in main pipelines using absorption refrigeration systems // Refrigeration Engineering and Technology. – 2021. – Т. 57(3). – P. 147–157.
16. **Titlov, O., Vasyliv, O., Sahala, T., Bilenko, N.** Evaluation of the prospects for preliminary cooling of natural gas on main pipelines before compression through the discharge of exhaust heat of gas-turbine units // EUREKA: Physics and Engineering. – 2019. – Vol. (5). – P. 47-55. <https://doi.org/10.21303/2461-4262.2019.00978>.

Отримана в редакції 22.02.2026, прийнята до друку 03.03.2026

Increasing the energy efficiency of gas pumping units of main gas pipelines by complex utilization of outlet gases heat

Serhii Felonyuk

Odesa National University of Technology, 112 Kanatna str., Odesa, 65039, Ukraine

✉ e-mail: s.feloniuk1@gmail.com

ORCID: <https://orcid.org/0009-0000-4697-8993>

The modernization of the technological scheme is considered by integrating an absorption chiller, the operation of which is based on the use of heat from the exhaust gases of a gas turbine engine. The cold obtained in the absorption chiller is directed to cooling the air immediately before it enters the axial compressor of the engine, as well as to pre-cooling the process gas before its compression in the supercharger. In parallel, a cycle with regeneration is introduced, where the heat from the exhaust gases is used to heat the compressed air after the compressor in front of the combustion chamber. The mathematical model of the integrated cooling system includes four interconnected blocks of equations: a model of heat and energy flows from three heat sources of gas-pumping units; a thermodynamic model of the absorption chiller cycle; equations of cooler characteristics; dependences of the operational efficiency of gas-pumping units; on the temperatures of the cooled flows. The calculation was performed for a typical gas compressor station of the main gas pipeline of Ukraine with one gas pumping unit based on gas pumping units with a capacity of 16 MW. The principles of cascading heat use by temperature potential levels are substantiated, which allows bringing the system closer to the thermodynamic optimum and minimizing exergy losses compared to traditional direct heat discharge into the environment. A schematic diagram of an integrated system with four functional blocks and three temperature circuits of heat carri-

ers is developed; the priority of cold consumers is determined depending on seasonal operating conditions. At the same time, the use of a scheme with heat regeneration, namely, the introduction of compressed air heating after the compressor requires careful assessment. Such a solution allows reducing the amount of fuel required to heat the working fluid in the combustion chamber, but sometimes the expected result is not achieved. The proposed complex scheme for the utilization of exhaust gas heat from gas pumping units requires an in-depth analysis to determine the most advantageous operating modes and optimal equipment parameters in the conditions of a specific compressor station. The results obtained confirm the technical ability of the integrated system to cover all cooling needs at an economically acceptable level of capital costs.

Keywords: Absorption refrigeration machine; Gas compressor station; Main gas pipeline; Gas pumping units; Pre-cooling; Waste heat; Heat regeneration

References

1. Seredyuk M. D. (2002) Design and operation of oil product pipelines. *Ivano-Frankivsk: IFNTUNG*, 282.
2. Govdyak R. M. (2012) Increasing the energy and environmental efficiency of main gas pipelines. *Energy technologies and resource conservation*, 3, 56-62.
3. Titlov O. S., Felonyuk S. A. (2025) Analysis of the prospects for pre-cooling of natural gas at compressor stations of main gas pipelines. *Refrigeration engineering and technology*, 61(4), 294-300.
4. Morozyuk T. V. (2006) Theory of refrigeration machines and heat pumps. *Odesa: Studio "Negotiant"*, 712.
5. Titlov O.S., Sagala T.A., Artyukh V.M., Dyachenko T.V. (2017) Analysis of the prospects for using vapor-jet and absorption refrigeration units for cooling process gas and obtaining liquid hydrocarbon fuel. *Refrigeration engineering and technology*, 53(6), 11-18.
6. Uchida, S., Nishiguchi, A. (2006) Low temperature absorption refrigeration machine with water-LiBr mixed refrigerant. *International Journal of Refrigeration*, 81, 946, 618-621.
7. Baranenko, O.V., Posylin, D.M., Malinin, O.S. (2017) Efficiency of cycles of a single-stage absorption lithium bromide refrigerator at boiling temperatures below 0 °C. *Bulletin of the International Academy of Refrigeration*, 4, 52-58.
8. Galimova, L.V. (1997) Absorption refrigerators and heat pumps: monograph. *Astrakhan: Publishing house of AGTU*, 226.
9. Titlov, O., Vasyliv, O., Sahala, T., Bilenko, N. (2019) Evaluation of the prospects for preliminary cooling of natural gas on main pipelines before compression through the discharge of exhaust heat of gas-turbine units. *EUREKA: Physics and Engineering*, 5, 47-55.
10. Titlov, O., Boshkova, I., Doroshenko, V., Svitlytskyi, V., Sagala, T., Morozov, O. (2021) Analysis of energy prospects for cooling natural gas in main gas pipelines using absorption refrigeration machines. *Refrigeration engineering and technology*, 57(4), 147-157.
11. DSTU-N B V.1.1-27:2010. (2011). Building Climatology. *Kyiv: Ministry of Regional Development and Construction of Ukraine*, 123.
12. Mysak, Y. S., Hnatyshyn, Ya. M., Blyzniuk, V. F., Kruk, V. Yu. (2006) Devices for Waste Heat Recovery. *Lviv: Publishing House of Lviv Polytechnic*, 152.
13. Bileka, B. D., Vasyliiev, S. P., Klymenko, V. M., et al. (2000) Integrated use of waste heat recovery units at compressor stations to improve the efficiency of gas compressor units. *Oil and Gas Industry*, 4, 40-43.
14. Bileka, B., Sergienko, R. (2010) The heat-utilizing power and the power refrigerating machinery for compressor stations of the main gas pipelines. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 3(2(45)), 32-35.
15. Titlov, O., Boshkova, I., Doroshenko, V., Svitlytskyi, V., Sahala, T., Morozov, O. (2021) Analysis of energy prospects for natural gas cooling in main pipelines using absorption refrigeration systems. *Refrigeration engineering and Technology*, 57(3), 147-157.
16. Titlov, O., Vasyliv, O., Sahala, T., Bilenko, N. (2019) Evaluation of the prospects for preliminary cooling of natural gas on main pipelines before compression through the discharge of exhaust heat of gas-turbine units. *EUREKA: Physics and Engineering*, 5, 47-55.

Received 22 February 2026

Approved 03 March 2026

Available in Internet 31 March 2026