

**ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНІКА ТА ЕНЕРГОТЕХНОЛОГІЇ**

УДК 621.574.5:622.691.4

**Ексергетичний аналіз циклу абсорбційної холодильної машини  $H_2O/LiBr$  в системах охолодження компресорних станцій магістральних газопроводів****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>

Виконано ексергетичний аналіз циклу одноступінчастої абсорбційної холодильної машини (АХМ) на робочій парі  $H_2O/LiBr$ , призначеної для охолодження технологічного газу та наддувочного повітря на компресорних станціях (КС) магістральних газопроводів. Дослідження спрямоване на підвищення обґрунтованості проектних рішень при виборі режимних параметрів АХМ для систем утилізації теплоти вихлопних газів газоперекачувальних агрегатів (ГПА). Побудовано математичну модель ексергетичного балансу для чотирьох основних апаратів циклу — генератора, конденсатора, абсорбера та випарника — і теплообмінника розчинів. Для кожного апарату складено рівняння ексергетичного балансу, що дозволяє виявити питому частку необоротних втрат. Встановлено, що основні необоротні ексергетичні втрати зосереджені у генераторі (28 %) та абсорбері (22 %) від підведеної ексергії, що зумовлено фізичною природою процесів десорбції та поглинання пари в розчинах  $LiBr$  різної концентрації. Втрати у конденсаторі та дроселі сукупно становлять 12 %, у теплообміннику розчинів — 8 %. Розраховано залежність ексергетичного ККД  $\eta_{екс}$  від температури генератора  $T_z$  в діапазоні 80–140 °С при фіксованих умовах навколишнього середовища та охолоджуваного середовища. Виявлено три характерні зони: швидке зростання  $\eta_{екс}$  при  $T_z < 100$  °С, сповільнення приросту у зоні 100–120 °С та зниження  $\eta_{екс}$  при  $T_z > 130$  °С внаслідок випереджаючого зростання ексергетичної вартості гріючого джерела. Визначено оптимальний температурний рівень живлення АХМ від вихлопних газів ГПА:  $T_z = 100–120$  °С, що забезпечує  $\eta_{екс} = 26–32$  %. Запропоновано безрозмірний критерій  $\Phi$  раціонального вибору температурного рівня живлення, який враховує одночасно ефективність АХМ та ексергетичну вартість залучення джерела теплоти заданого потенціалу. Максимум критерію досягається при  $T_z \approx 108–115$  °С. Розроблені математична модель та критерій  $\Phi$  можуть бути використані при проектному обґрунтуванні параметрів котла-утилізатора та АХМ для конкретних КС, а також при техніко-економічному порівнянні варіантів систем утилізації теплоти вихлопних газів.

**Ключові слова:** Абсорбційна холодильна машина;  $H_2O/LiBr$ ; Ексергетичний аналіз; Компресорна станція; Охолодження технологічного газу; Необоротні втрати; Температура генератора; Критерій вибору.

doi: <https://doi.org/10.15673/ret.v62i2.3526>

© 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**

Газотранспортна система України включає понад 37 000 км магістральних газопроводів і понад

70 компресорних станцій (КС) [11]. Питомі витрати паливного газу на власні потреби КС становлять 0,5–1,2 % від обсягу транспортованого газу, тому зниження цих витрат навіть на 2–5 % має

суттєве економічне значення в масштабах галузі.

Абсорбційні холодильні машини (АХМ) на робочій парі  $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$  є перевіреним рішенням для утилізації скидної теплоти вихлопних газів газоперекачувальних агрегатів (ГПА) [3]. Холод спрямовується на охолодження наддувочного повітря осьового компресора — що відновлює потужність ГПА в літній період до ISO-умов — та на попереднє охолодження технологічного газу перед нагнітателем [10].

Традиційний підхід до оцінки ефективності АХМ через коефіцієнт перетворення COP базується на першому законі термодинаміки і не розрізняє термодинамічну цінність теплоти різних температурних рівнів [4]. Витрати 1 кВт теплоти генератора при  $T_g = 130^\circ\text{C}$  та при  $T_g = 80^\circ\text{C}$  є принципово різними ексергетичними витратами, оскільки теплота вищої температури має більшу здатність виконувати роботу.

Ексергетичний аналіз, заснований на другому законі термодинаміки, дозволяє локалізувати джерела необоротних втрат безпосередньо в тих апаратах, де вони виникають, і кількісно оцінити потенціал для вдосконалення системи [5, 6]. Для АХМ  $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$  на КС, де живлення надходить від вихлопних газів ГПА ( $450\text{--}550^\circ\text{C}$ ), такий аналіз дозволяє обґрунтувати оптимальний температурний рівень охолодження цих газів у котлі-утилізаторі.

Огляд наявних публікацій показує, що ексергетичний аналіз АХМ  $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$  для умов КС розглянуто недостатньо. Роботи [3, 9] містять енергетичний аналіз відповідних систем без визначення розподілу ексергетичних втрат по апаратах. Загальні методи ексергетичного аналізу холодильних машин викладено в [4, 6], однак без прив'язки до специфічних умов КС магістральних газопроводів. Ефективність циклів АХМ при знижених температурах кипіння досліджено в [7], але умови КС там не розглядаються.

Метою даної роботи є ексергетичний аналіз одноступінчастої АХМ  $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$  для умов, типових для КС магістрального газопроводу: визначення ексергетичних втрат у кожному апараті, розрахунок залежності  $\eta_{\text{екс}}(T_g)$  та обґрунтування критерію  $\Phi$  вибору раціонального температурного рівня живлення АХМ від вихлопних газів ГПА.

## 2. Математична модель ексергетичного аналізу

### 2.1 Принципова схема циклу та умови задачі

Одноступінчаста АХМ  $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$  включає чотири теплообмінні апарати: генератор (1), конденсатор (2), випарник (3), абсорбер (4), а також теплообмінник розчинів (5), дросельний вентиль (6) і насос розчину (7). Принципову схему наведено на рис. 1.

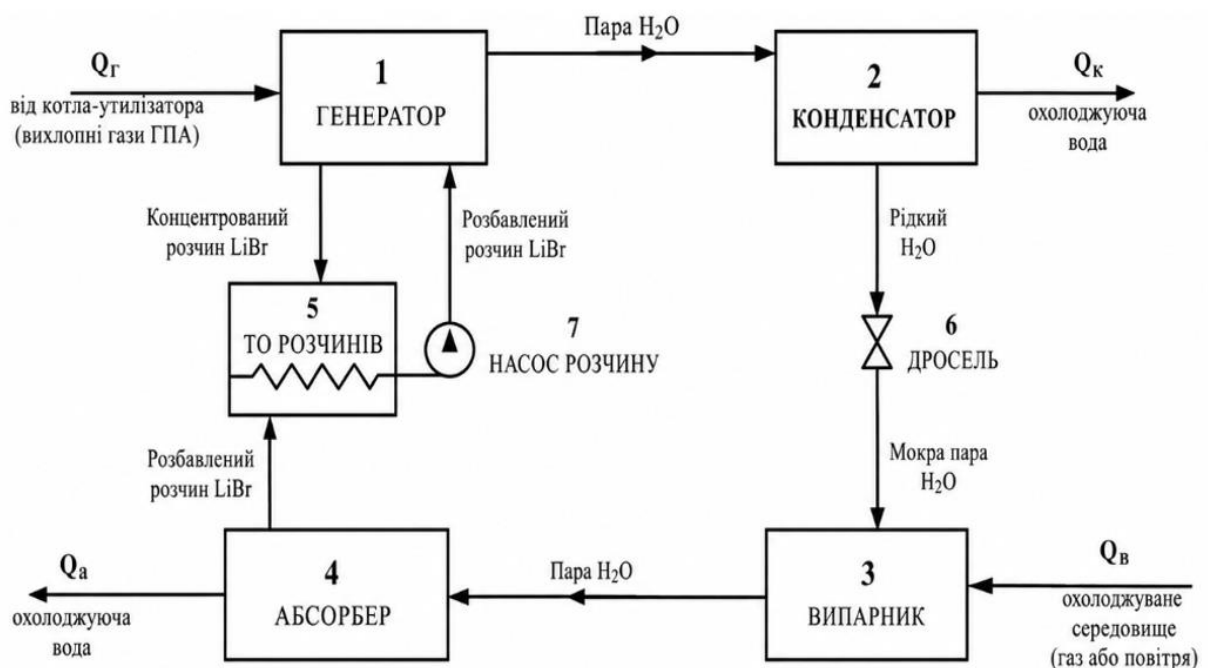


Рисунок 1 – Принципова схема одноступінчастої АХМ  $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ : 1 – генератор; 2 – конденсатор; 3 – випарник; 4 – абсорбер; 5 – ТО розчинів; 6 – дросель; 7 – насос розчину

У генераторі підводиться теплота  $Q_G$  від котла-утилізатора вихлопних газів ГПА; десорбована пара  $H_2O$  надходить до конденсатора, де конденсується з відведенням  $Q_K$ . Рідкий холодоагент дроселюється через вентиль (6) до тиску випаровування і надходить до випарника (3), де поглинає теплоту  $Q_B$  від охолоджуваного середовища (технологічний газ або наддувочне повітря). Утворена пара  $H_2O$  поглинається концентрованим розчином LiBr в абсорбері (4) з виділенням теплоти абсорбції  $Q_A$ . Насос (7) перекачує розбавлений розчин через теплообмінник розчинів (5) до генератора; TOP передає теплоту від гарячого концентрованого розчину до холодного розбавленого, підвищуючи COP машини [8].

Для задачі КС умови застосування такі: температура гріючого джерела  $T_T = 80\text{--}140\text{ }^\circ\text{C}$  (вода від котла-утилізатора), температура охолоджуючої води конденсатора та абсорбера  $T_K = T_A = 35\text{--}45\text{ }^\circ\text{C}$ , температура холодоносія випарника  $T_B = 5\text{--}15\text{ }^\circ\text{C}$ . Для базового розрахунку прийнято:  $T_0 = 33\text{ }^\circ\text{C}$  — розрахунковий літній режим для степової зони України [11]),  $T_K = T_A = 318\text{ K}$ ,  $T_B = 281\text{ K}$ .

## 2.2 Ексергія теплового потоку

Ексергія теплового потоку  $Q$  при температурі  $T$  відносно навколишнього середовища  $T_0$  визначається з теореми Карно як максимальна робота, яку можна отримати при взаємодії джерела з оточуючим середовищем [5]:

$$E_Q = Q \cdot (1 - (T_0/T)) \quad (1)$$

де  $T_0$  — температура навколишнього середовища, К;  $Q$  — тепловий потік, кВт. При  $T < T_0$  (охолоджуючий потік) вираз  $(T_0/T - 1) > 0$ , тобто ексергія холоду є позитивною величиною, що відображає термодинамічну цінність холоду як ресурсу.

Для кожного апарату циклу записується рівняння ексергетичного балансу (другий закон термодинаміки):

$$E_{\text{вх}} = E_{\text{вих}} + \delta E_i \quad (2)$$

де  $E_{\text{вх}}$ ,  $E_{\text{вих}}$  — ексергія вхідних і вихідних потоків апарату;  $\delta E_i \geq 0$  — необоротні ексергетичні втрати (знищення ексергії) в  $i$ -му апараті.

## 2.3 Ексергетичний баланс генератора та абсорбера

Ексергетичні втрати генератора визначаються різницею між ексергією підведеної теплоти та приростом ексергії потоків, що покидають апарат. Втрати виникають через кінцевий температурний напір між гріючим агентом і розчином LiBr ( $\Delta T = 15\text{--}25\text{ K}$ ) та незворотність самого процесу десорбції:

$$\delta E_G = E_{Q_G} - \Delta E_{\text{пари}} - \Delta E_{\text{розч, TOP}} \quad (3)$$

де  $\Delta E_{\text{пари}}$  — приріст ексергії потоку пари  $H_2O$ ;  $\Delta E_{\text{розч, TOP}}$  — зміна ексергії концентрованого розчину після TOP відносно входу в генератор.

В абсорбері відбувається принципово незворотний процес — поглинання пари  $H_2O$  концентрованим розчином LiBr. Незворотність зумовлена різницею концентрацій розчинів (від  $\sim 62$  до  $\sim 56\%$  мас.) та кінцевим температурним напором між розчином та охолоджуючою водою:

$$\delta E_A = E_{\text{пари}} + E_{\text{розч, вх}} - E_{\text{розч, вих}} - E_{Q_A} \quad (4)$$

де  $E_{Q_A}$  — ексергія відведеної теплоти абсорбції; вона мала, оскільки  $T_A$  лише на  $10\text{--}15\text{ K}$  перевищує  $T_0$ .

## 2.4 Ексергетичний баланс теплообмінника розчинів, конденсатора та дроселя

Теплообмінник розчинів здійснює рекуперацію теплоти між двома потоками розчину LiBr. Ексергетичні втрати виникають через кінцевий температурний напір між гарячим і холодним потоками:

$$\delta E_{\text{TOP}} = E_{\text{гар, вх}} + E_{\text{хол, вх}} - E_{\text{гар, вих}} - E_{\text{хол, вих}} \quad (5)$$

Конденсатор і дросельний вентиль розглядаються разом. У конденсаторі пара  $H_2O$  конденсується при  $T_K$ , ненабагато вищій за  $T_0$ , тому ексергія  $Q_K$  мала. У дроселі відбувається незворотне зниження тиску:

$$\delta E_{\text{к+д}} = E_{\text{пари, вх}} - E_{\text{рідини, др}} \quad (6)$$

Корисним результатом є ексергія холоду, відведеного у випарнику від охолоджуваного об'єкта:

$$E_{\text{хол}} = Q_B \cdot ((T_0/T_B) - 1) \quad (7)$$

Ексергетичний ККД АХМ (потужність насоса  $W_H < 0,5\%$  від  $Q_G$  нехтується):

$$\eta_{\text{екс}} = E_{\text{хол}} / E_{Q_G} \quad (8)$$

### 3. Розрахунок ексергетичних втрат циклу АХМ

#### 3.1 Базовий режим та розподіл втрат по апаратах

Розрахунок виконано при  $T_0 = 306 \text{ K}$ ,  $T_k = T_a = 318 \text{ K}$  (45 °С),  $T_b = 281 \text{ K}$  (8 °С),  $T_r = 393 \text{ K}$  (120 °С) – базовий режим. Вхідна ексергія  $E_{Qr}$  нормована до 100 % для зручності порівняння. Результати зведено в табл. 1.

Таблиця 1 – Відносні ексергетичні втрати в апаратах АХМ ( $T_z = 120 \text{ °C}$ , базовий режим)

Апарат	$\delta E_i, \%$	Фізична причина
Генератор	28,0	Кінцевий $\Delta T$ між гріючим агентом і розчином; незворотна десорбція
Абсорбер	22,0	Змішування розчинів LiBr різних концентрацій; $Q_a$ відводиться при $T_a \approx T_0$
Конденсатор + дросель	12,0	Конденсація поблизу $T_0$ ; незворотне дроселювання
ТО розчинів	8,0	Кінцевий $\Delta T$ між концентрованим і розбавленим потоками
Разом втрат	70,0	–
Корисна ексергія $E_{хол}$	30,0	$\eta_{екс} = 30 \%$

Генератор та абсорбер разом акумулюють 50 % від підведеної ексергії. У генераторі втрати зумовлені двома чинниками: кінцевим температурним напором  $\Delta T = 15\text{-}25 \text{ K}$  між гріючим агентом і розчином та незворотністю десорбції — переходу молекул  $\text{H}_2\text{O}$  зі стану зв'язаного з LiBr у стан вільної пари. В абсорбері глибока незворотність пов'язана зі змішуванням розчинів різних концентрацій та відведенням  $Q_a$  при  $T_a$ , що лише на 12 К переви-

щує  $T_0$ .

#### 3.2 Ексергетична діаграма Грассмана

Для унаочнення розподілу ексергетичних втрат побудовано діаграму Грассмана (рис. 2), яка відображає горизонтальний потік ексергії через послідовність апаратів циклу з відгалуженнями, що символізують знищену ексергію в кожному вузлі [6].

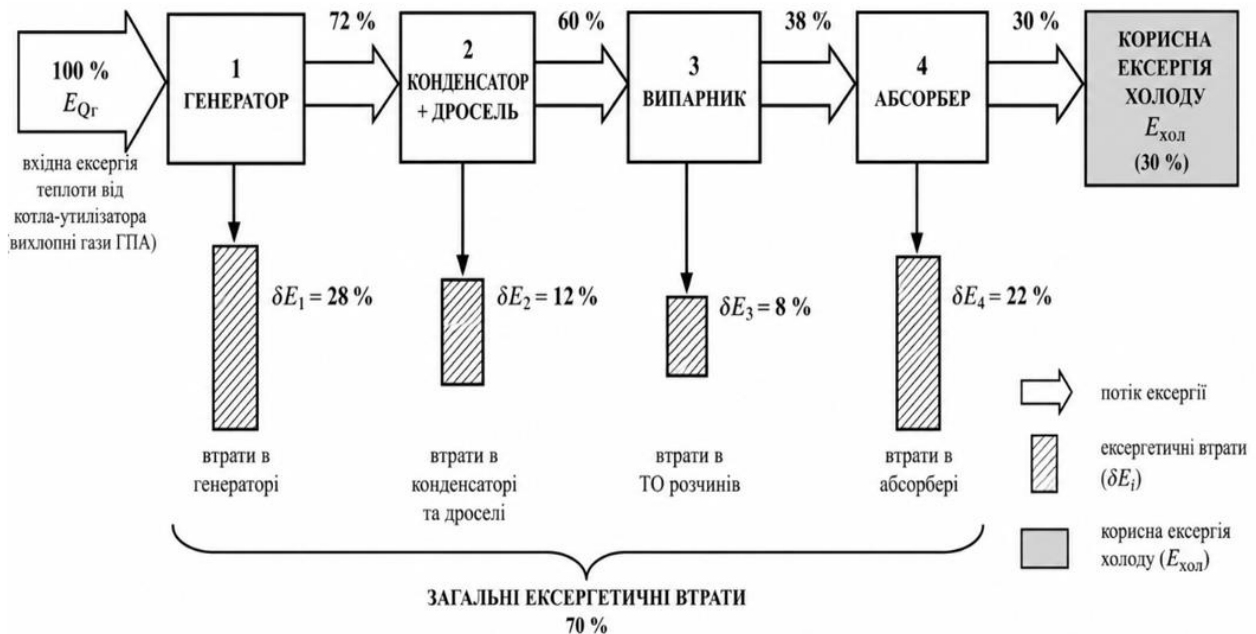


Рисунок 2 – Ексергетична діаграма Грассмана для циклу АХМ  $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ :

ширина стрілок пропорційна залишковій ексергії потоку; червоні стовпці – ексергетичні втрати  $\delta E_i$ ; зелений блок – корисна ексергія холоду  $E_{хол}$

З рис. 2 та табл. 1 видно, що 70 % ексергетичного ресурсу незворотно знищується у чотирьох апаратах циклу, і лише 30 % перетворюється на корисну ексергію холоду. Цей результат не означає, що 70 % «витрачається дарма» в енергетичному сенсі — перший закон виконується:  $Q_{\Gamma} = Q_{\text{в}} + Q_{\text{к}} + Q_{\text{а}}$  з  $\text{COP} \approx 0,7$ . Однак другий закон фіксує, що 70 % ексергетичного ресурсу витрачається на

«подолання незворотностей».

### 3.3 Залежність ексергетичного ККД від температури генератора

Розрахунок виконано при незмінних  $T_0$ ,  $T_{\text{к}}$ ,  $T_{\text{в}}$  і варіюваному  $T_{\Gamma} = 80\text{--}140$  °С. Результати наведено в табл. 2. Виділений рядок відповідає рекомендованому режиму  $T_{\Gamma} = 120$  °С.

**Таблиця 2** – Залежність  $\eta_{\text{екс}}$  та  $\text{COP}_{\text{реал}}$  від температури генератора ( $T_0 = 306$  К,  $T_{\text{в}} = 281$  К)

$T_{\Gamma}$ , °С	$\text{COP}_{\text{реал}}$	$\eta_{\text{екс}}$ , %	$\delta E_{\Gamma}$ , %	$\delta E_{\text{а}}$ , %
80	0,48	18,2	32	24
90	0,55	22,1	30	23
100	0,62	26,5	29	22
110	0,68	29,8	28	22
<b>120</b>	<b>0,71</b>	<b>30,4</b>	<b>28</b>	<b>22</b>
130	0,73	31,9	29	23
140	0,74	30,8	31	24

Аналіз табл. 2 виявляє три характерні зони. При  $T_{\Gamma} < 100$  °С темп зростання  $\eta_{\text{екс}}$  максимальний ( $\approx 0,4$  %/°С) — підвищення потенціалу джерела різко збільшує  $\text{COP}$ . У зоні 100–120 °С темп сповільнюється до  $\approx 0,2$  %/°С через зростання втрат у ТОР: із збільшенням  $T_{\Gamma}$  зростає температурний напір між потоками розчину, що збільшує  $\delta E_{\text{ТОР}}$ . При  $T_{\Gamma} > 130$  °С фіксується зниження  $\eta_{\text{екс}}$ : ексергія гріючого джерела  $E_{Q_{\Gamma}} = Q_{\Gamma} \cdot (1 - T_0 / T_{\Gamma})$  зростає швидше, ніж корисна ексергія холоду  $E_{\text{хол}}$ , оскільки вихлопні газі ГПА мають  $T_{\text{вихл}} \approx 773$  К і кожен додатковий градус  $T_{\Gamma}$  вимагає «ексергетично дорожчого» тепла.

Таким чином, оптимальним температурним рівнем живлення АХМ від вихлопних газів ГКС є  $T_{\Gamma} = 100\text{--}120$  °С ( $\eta_{\text{екс}} = 26\text{--}32$  %). Практичне значення  $T_{\Gamma} = 115$  °С є оптимальним компромісом між ефективністю АХМ та складністю конструкції котла-утилізатора.

## 4. Аналіз результатів розрахунку

У результаті ексергетичного аналізу одноступінчастої АХМ  $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$  для умов компресорної станції ( $T_0 = 306$  К,  $T_{\text{к}} = T_{\text{а}} = 318$  К,  $T_{\text{в}} = 281$  К) отримано такі основні результати:

1. У базовому режимі ( $T_{\Gamma} = 120$  °С) необоротні ексергетичні втрати розподілені по апаратах так:

генератор – 28 %, абсорбер – 22 %, конденсатор з дроселем – 12 %, теплообмінник розчинів – 8 %. Сумарно у чотирьох апаратах знищується 70 % підведеної ексергії, а на корисну ексергію холоду припадає 30 %, що відповідає ексергетичному ККД  $\eta_{\text{екс}} = 30$  %.

2. Генератор і абсорбер разом акумулюють 50 % необоротних втрат, тобто визначають верхню межу досконалості циклу; зменшення температурного напору в цих апаратах є першочерговим напрямом удосконалення системи.

3. Залежність  $\eta_{\text{екс}}(T_{\Gamma})$  має три характерні зони: інтенсивне зростання при  $T_{\Gamma} < 100$  °С ( $\approx 0,4$  %/°С), сповільнення у зоні 100–120 °С ( $\approx 0,2$  %/°С) та зниження при  $T_{\Gamma} > 130$  °С. Оптимальний температурний рівень живлення становить  $T_{\Gamma} = 100\text{--}120$  °С, що забезпечує  $\eta_{\text{екс}} = 26\text{--}32$  % при  $\text{COP}_{\text{реал}} = 0,62\text{--}0,73$ .

4. Зниження  $\eta_{\text{екс}}$  при  $T_{\Gamma} > 130$  °С зумовлене випереджаючим зростанням ексергетичної вартості гріючого джерела  $E_{Q_{\Gamma}} = Q_{\Gamma} \cdot (1 - T_0 / T_{\Gamma})$  порівняно з приростом корисної ексергії холоду  $E_{\text{хол}}$ , оскільки вихлопні газі ГПА мають  $T_{\text{вихл}} \approx 773$  К.

### 4.1 Критерій $\Phi$ раціонального вибору температурного рівня живлення

На основі результатів ексергетичного аналізу запропоновано безрозмірний критерій  $\Phi$ , що до-

зволяє обрати оптимальний рівень  $T_r$  з урахуванням одночасно двох факторів: ефективності самої АХМ (через  $\eta_{екс}$ ) та ексергетичної вартості залучення гриючого джерела заданого потенціалу:

$$\Phi = \eta_{екс}(T_r) / (EQ_r \cdot T_r / EQ_{r,min}) \rightarrow \max \quad (9)$$

де  $EQ_{r,min}$  — ексергія теплоти при мінімально допустимій температурі генератора  $T_{r,min} = 80$  °С (353 К). Критерій  $\Phi$  — це відношення ексергетичного ККД АХМ до нормованої ексергетичної вартості джерела. Максимум  $\Phi$  відповідає режиму, при якому кожна одиниця «ексергетичної вартості» затраченого тепла перетворюється на холод з максимальною ефективністю.

Розрахунок  $\Phi(T_r)$  показує, що максимум досягається при  $T_r \approx 108$ – $115$  °С, що узгоджується з висновком розділу 3.3. При  $T_r < 100$  °С значення  $\Phi$  різко знижується через недостатній потенціал джерела. При  $T_r > 125$  °С — через випереджаюче зростання знаменника. Практичне застосування критерію  $\Phi$ : при проектуванні котла-утилізатора КС слід вибрати  $T_r$ , що максимізує  $\Phi$ , а не COP або  $\eta_{екс}$  окремо. Це особливо важливо для каскадних схем, де тепло вихлопних газів використовується на кількох температурних рівнях одночасно.

## 5. Висновки

Виконано ексергетичний аналіз одноступінчастої АХМ  $H_2O/LiBr$  для умов КС ( $T_0 = 306$  К,  $T_k = T_a = 318$  К,  $T_b = 281$  К). Основні необоротні втрати зосереджені у генераторі (28 %) та абсорбери (22 %) від підведеної ексергії, що зумовлено фізикою десорбції та поглинання пари в розчинах  $LiBr$ .

Розраховано залежність  $\eta_{екс}(T_r)$ . Виявлено три характерні зони: інтенсивне зростання ( $T_r < 100$  °С), оптимальна зона  $T_r = 100$ – $120$  °С ( $\eta_{екс} = 26$ – $32$  %) та зниження при  $T_r > 130$  °С через випереджаюче зростання ексергетичної вартості джерела.

Запропоновано критерій  $\Phi$  (формула 9) раціонального вибору  $T_r$ . Максимум  $\Phi$  при  $T_r \approx 108$ – $115$  °С рекомендується як проектне значення для котла-утилізатора ГПА.

Розроблені математична модель і критерій  $\Phi$  придатні для проектного обґрунтування параметрів АХМ на конкретних КС та порівняння варіантів систем утилізації теплоти вихлопних газів.

## 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. **Bejan A.** Advanced Engineering Thermodynamics. – 4th ed. – Hoboken: John Wiley & Sons, 2016. – 742 p.

6. **Tsatsaronis G.** Thermoeconomic analysis and optimization of energy systems // Progress in Energy and Combustion Science. – 1993. – Vol. 19, No. 3. – P. 227–257. [https://doi.org/10.1016/0360-1285\(93\)90016-8](https://doi.org/10.1016/0360-1285(93)90016-8)

7. **Бараненко О. В., Посилін Д. М., Малінін О. С.** Ефективність циклів одноступінчастої абсорбційної бромистолітійової 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: монографія. – Астрахань: Вид-во АГТУ, 1997. – 226 с.

9. **Titlov O., Vasylyv 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. **Фелонюк С. А.** Підвищення енергоефективності газоперекачувальних агрегатів магістральних газопроводів шляхом комплексної утилізації теплоти вихлопних газів // Холодильна техніка та технологія. – 2026. – Т. 62(1). – С. 136–146. <https://doi.org/10.15673/ret.v62i1.3498>

11. DSTU-N B V.1.1-27:2010. Будівельна кліматологія. – К.: Мінрегіонбуд України, 2011. – 123 с.

12. **Тітлов О. С., Сагала Т. А., Артюх В. М., Дьяченко Т. В.** Аналіз перспектив використання пароежекторної та абсорбційної холодильних установок для охолодження технологічного газу та отримання рідкого вуглеводневого палива // Холо-

дильна техніка та технологія. – 2017. – № 53(6). – С. 11–18. <https://doi.org/10.15673/ret.v53i6.920>

13. 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.

14. 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 те-

хніка та технологія. – 2021. – Т. 57(3). – С. 147–157. <https://doi.org/10.15673/ret.v57i3.2165>

15. 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.

16. 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.

Отримана в редакції 02.04.2026, прийнята до друку 24.04.2026

## Exergy analysis of the H<sub>2</sub>O/LiBr absorption refrigeration machine cycle in cooling systems of main gas pipeline compressor stations

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>

*An exergy analysis of the single-stage H<sub>2</sub>O/LiBr absorption refrigeration machine (ARM) cycle intended for cooling process gas and combustion air at compressor stations (CS) of main gas pipelines has been carried out. The study is aimed at improving the validity of design decisions when selecting operating parameters of the ARM for exhaust heat recovery systems of gas pumping units (GPU). A mathematical model of the exergy balance has been developed for four main cycle components — generator, condenser, absorber, and evaporator — as well as the solution heat exchanger. It has been established that the main irreversible exergy losses are concentrated in the generator (28 %) and the absorber (22 %) of the supplied exergy, which is due to the physical nature of desorption and vapor absorption processes in LiBr solutions of different concentrations. Losses in the condenser and throttle valve together amount to 12 %, and in the solution heat exchanger — 8 %. The dependence of the exergetic efficiency  $\eta_{ex}$  on the generator temperature  $T_g$  in the range of 80–140 °C at fixed ambient and cooling conditions has been calculated. Three characteristic zones have been identified: rapid growth of  $\eta_{ex}$  at  $T_g < 100$  °C, deceleration of growth in the zone 100–120 °C, and a decrease of  $\eta_{ex}$  at  $T_g > 130$  °C due to the accelerating growth of the exergy cost of the heat source. The optimal temperature level for ARM operation using GPU exhaust gases has been determined:  $T_g = 100$ –120 °C, providing  $\eta_{ex} = 26$ –32 %. A dimensionless criterion  $\Phi$  for rational selection of the ARM supply temperature level is proposed, which simultaneously accounts for the efficiency of the machine and the exergy cost of the heat source. The maximum of the criterion is reached at  $T_g \approx 108$ –115 °C. The developed mathematical model and criterion  $\Phi$  can be used in the design justification of heat recovery boiler and ARM parameters for specific CS, as well as in the feasibility comparison of exhaust heat recovery system variants.*

**Keywords:** Absorption refrigeration machine; H<sub>2</sub>O/LiBr; Exergy analysis; Compressor station; Process gas cooling; Irreversible losses; Generator temperature; Selection criterion.

### 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 "Negot-siant"*, 712.

5. **Bejan A.** (2016) *Advanced Engineering Thermodynamics*. – 4th ed. *Hoboken: John Wiley & Sons*, 742.
6. **Tsatsaronis G.** (1993) Thermoeconomic analysis and optimization of energy systems. *Progress in Energy and Combustion Science*, 19, 3, 227–257.
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., Vasylyv, 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. **Felonyuk S. A.** (2026) Increasing the energy efficiency of gas pumping units of main gas pipelines by complex utilization of outlet gases heat. *Refrigeration engineering and technology*, 62(1), 136-146.
11. DSTU-N B V.1.1-27:2010. (2011). *Building Climatology*. *Kyiv: Ministry of Regional Development and Construction of Ukraine*, 123.
12. **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.
13. **Uchida, S., Nishiguchi, A.** (2006) Low temperature absorption refrigeration machine with water-LiBr mixed refrigerant. *International Journal of Refrigeration*, 81, 946, 618-621.
14. **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.
15. **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.
16. **Bileka, B. D., Vasylyev, 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.

---

Received 02 April 2026  
Approved 24 April 2026  
Available in Internet 31 May 2026