

ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНІКА ТА ЕНЕРГОТЕХНОЛОГІЇ

УДК 622.691.4:621.56

Аналіз перспектив попереднього охолодження природного газу на компресорних станціях магістральних газопроводів

О. С. Тітлов¹✉, С. А. Фелонюк²¹⁻²Одеський національний технологічний університет, вул. Канатна, 112, Одеса, 65039, Україна✉ e-mail: ¹titlov1959@gmail.comORCID: ¹<http://orcid.org/0000-0003-1908-5713>; ²<http://orcid.org/0009-0000-4697-8993>

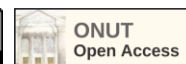
Для транспортування природного газу магістральними трубопроводами на численних компресорних станціях (КС) встановлені газоперекачувальні агрегати (ГПА), енергоносієм для яких, в більшості випадків, є природний газ, що транспортується. На привід перекачувальних агрегатів витрачається (спалюється) 0,5...1,5 % від обсягу газу, що транспортується. Ситуація із заміною існуючого обладнання сучасним пов'язана зі значними інвестиціями, з одного боку, та невизначеністю із транзитом російського природного газу через газотранспортні системи України у найближчій перспективі. Найбільш перспективним є шлях збільшення ККД циклу ГПА за рахунок застосування схем з попереднім охолодженням газу, що компресується. Метою цього дослідження є вивчення перспектив застосування технології попереднього охолодження технологічного газу перед стисненням ГПА. Для аналізу впливу попереднього охолодження технологічного природного газу на КС магістральних газопроводів обрано газоперекачувальний агрегат – ГПА 370-18-1. Виконано розрахунок споживаної потужності ГПА та витрату паливного газу за різних температур технологічного газу на вході в нагнітач природного газу типу 370-18-1 зі ступенем стиснення 1.22...1.24. Початковий тиск газу – тиск газу при вході в патрубок нагнітачів. Остаточний тиск газу – тиск при виході з нагнітального патрубку. Ступінь підвищення тиску (або ступінь стиснення) – відношення кінцевого тиску газу до початкового. На газокompресорних станціях використовують одно- та двоступеневі схеми (групи ГПА) для компримування газу. Група ГПА складається з двох неповнонапорних відцентрових нагнітачів, які послідовно з'єднані по газу за допомогою кранової обв'язки («гітари»). Розрахункова ступінь стиснення у цій схемі (групі) забезпечується двома нагнітачами і становить 1,45...1,50. Проведено розрахунок робочих параметрів ГПА та показано енергетичні перспективи технології охолодження технологічного газу перед стисненням у ГПА КС.

Ключові слова: Магістральні трубопроводи; Газоперекачувальні агрегати; Охолодження природного газу перед стисненням

doi: <https://doi.org/10.15673/ret.v6i14.3352>

© The Author(s) 2025. 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 складається із густої мережі газових комунікацій, що служать для подачі газу як внутрішнім споживачам, так і для транзиту палива до країн Західної Європи.

Питання енергоефективності газокompресорних станцій (КС) залишається одним із найбільш

актуальних викликів сучасної енергетики на глобальному рівні. У контексті сучасних реалій, що передбачають енергетичну кризу, глобальні кліматичні зміни та необхідність значного скорочення викидів парникових газів, оптимізація експлуатаційних витрат природного газу та підвищення енергоефективності набувають критичного та невідкладного значення.

Україна, яка володіє однією з найбільших та найрозвинутіших газотранспортних систем у світі, стоїть перед унікальною можливістю впровадження та застосування передових технологій енергозбереження на своїх численних компресорних станціях. Це впровадження буде сприяти як суттєвому зниженню витрат на експлуатацію, так і покращенню екологічної ситуації та енергетичної незалежності держави.

Для транспортування природного газу магістральними трубопроводами на численних газокompресорних станціях встановлені газоперекачувальні агрегати (ГПА), енергоносієм для яких, в більшості випадків, є природний газ, що транспортується. На привід перекачувальних агрегатів витрачається (спалюється) 0,5...1,5 % від обсягу газу, що транспортується [1]. Тому проблема мінімізації витрати паливного газу в ГПА є актуальною і потребує ретельного аналізу.

ККД більшої частини парку ГПА, що експлуатується в даний час в Україні, знаходиться в діапазоні 24...27 [2].

Знизити витрати на перекачування можна так:

- Заміною існуючих агрегатів з низьким ККД на більш економічні, з ККД 36% і вище;
- Модернізацією існуючого обладнання із застосуванням нових підходів до організації процесів компримування (стиснення) на магістральних КС.

Ситуація із заміною існуючого обладнання на сучасне пов'язана зі значними інвестиціями, з одного боку, та невизначеністю з транзитом російського природного газу через газотранспортні системи України у найближчій перспективі.

Найбільш перспективним є шлях збільшення ККД циклу ГПА за рахунок застосування схем з попереднім охолодженням газу, що компримується.

Це становище ґрунтується на наступному.

Якщо проаналізувати формулу питомої роботи ідеального компресора l для 1 кг газу, побачимо, що вона прямо пропорційна до абсолютної температури газу до стиснення [3]

$$l = \frac{RT_1}{K-1} \left[1 - \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right], \quad (1)$$

де R – індивідуальна газова стала, Дж/(кг·К); T_1 – абсолютна температура газу перед стисненням, К; K – коефіцієнт Пуассона; P_1 і P_2 – абсолютний тиск газу, відповідно, до (на всмоктуванні) і після стиснення, Па.

Так як значення температури всмоктування близько в більшості випадків до $T = 300$ К, то з рівняння (1) можна зробити висновок, що при зниженні температури газу, що всмоктується, на 1 °С, робота, витрачена на стиск 1 кг газу, зменшується приблизно на 0,33 %. Таким чином зниження температури газу перед стиском на 3 °С призводить до зниження витрачається на стиск і переміщення 1 кг газу роботи приблизно на 1%.

У першому наближенні цей висновок, отриманий ідеального компресора, можна застосувати до дійсного компресора [3].

На термодинамічну ефективність та дизельних агрегатів істотно впливає температура наддувального повітря. З її підвищенням на 10 °С ефективний ККД зменшується приблизно на 0,5 % і, відповідно, зростає питома витрата палива [4].

Для зниження температури наддувального повітря пропонують використовувати одне [5] і двох-ступінчасту [6] тепловикористовуючу пароежекторну холодильну машину на низькокиплячому робочому тілі (R142b). Передбачається, що системи охолодження [5, 6] утилізують теплоту газів, що відходять продуктів згоряння.

До недоліків системи охолодження на базі пароежекторних систем можна віднести найнижчу енергетичну ефективність серед тепловикористовуючих систем охолодження та критичну залежність від зміни температур гріючого та охолоджуючого середовищ [7].

Такого висновку дійшли і автори [8] при порівнянні пароежекторного та абсорбційного холодильного циклу.

Якщо порівняти тепловикористовуючі холодильні машини абсорбційного типу, то водоаміачні системи (АВХМ) матимуть перевагу над бромистолітєвими (АБХМ) щодо діапазону температур охолодження. Так, мінімальні реальні температури охолодження в АБХМ не нижче 0 °С [9], а як зазначають автори [10], зниження їх нижче 0 °С теоретично можливе, але на практиці важко досягти.

Робочий діапазон АВХМ на нижній межі становить -45...-25 °С [11] і ці системи, в першу чергу, можуть знайти застосування в системах попереднього охолодження перед стисненням газу в ГПА.

В даний час досвід або теоретичний аналіз застосування АВХМ і АБХМ у складі КС магістральних трубопроводів природного газу невідомий.

Метою цього дослідження є вивчення перспектив застосування технології попереднього охоло-

дження технологічного природного газу перед стисненням у ГПА на базі тепловикористовуючих абсорбційних холодильних машин.

Для цього в першу чергу слід оцінити вплив температур технологічного газу на всмоктуванні на енерговитрати в ГПА.

2. Аналітичне дослідження параметрів компресорних станцій

Виконаємо розрахунок нагнітача природного газу типу 370-18-1 із ступенем стиснення 1.22... 1.24. Початковий тиск газу – тиск газу при вході в патрубок нагнітача. Кінцевий тиск газу – тиск при виході з нагнітального патрубку. Ступінь підвищення тиску (або ступінь стиснення) – відношення кінцевого тиску газу до його початкового.

На газокompресорних станціях використовують одно- та двоступеневі схеми (групи ГПА) компримування газу. Група ГПА складається з двох неповнонапорних відцентрових нагнітачів, послідовно з'єднаних по газу за допомогою кранової обв'язки («гітари»). Розрахункова ступінь стиснення у цій схемі (групі) забезпечується двома нагнітачами і становить 1,45...1,50.

Характеристики роботи нагнітача ГПА 370-18-1 зображено на рис. 1.

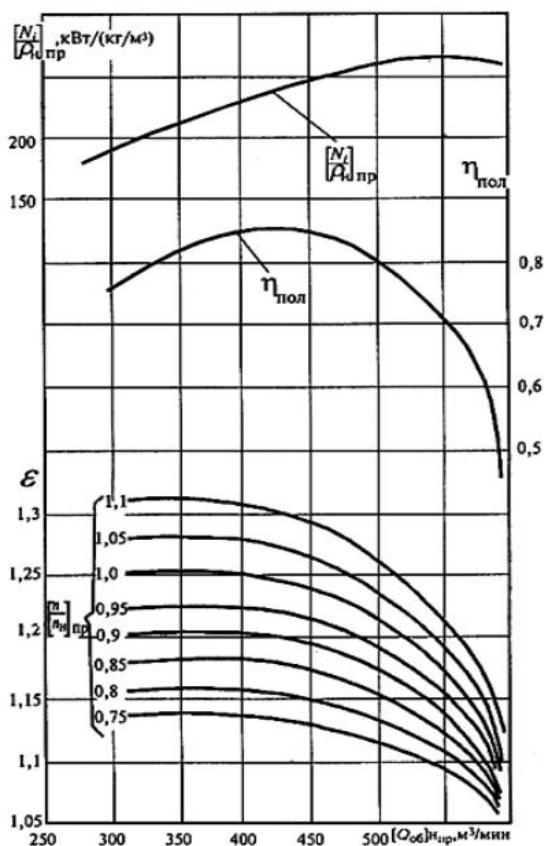


Рисунок 1 – Характеристики нагнітача типу 370-18-1

Вихідні дані:

1) об'ємний склад газу, %: $CH_4 = 96,9$; $C_2H_6 = 1,22$; $C_3H_8 = 1,88$;

2) продуктивність перекачування $Q = 72$ млн. $m^3/доб$;

3) тип нагнітача – ГПА 370-18-1;

4) продуктивність ГПА – $Q_k = 37$ млн. $m^3/доб$;

5) тиск на вході КС $P_{вх} = 6,08$ МПа;

6) тиск на виході з нагнітача $P_{вих} = 7,55$ МПа;

7) температура на вході КС $t_{вх} = 15$ °C = 288 К;

8) номінальна частота обертання ротора $n_n = 4800$ об/хв;

9) фактична частота обертання ротора $n = 4600$ об/хв;

10) коефіцієнт зовнішньо-адіабатичного стиснення $k = 1,31$;

11) номінальна потужність $N_n = 10$ МВт;

12) політропний ККД номінальний $\eta_n = 0,81$

В першу чергу необхідно розрахувати наступні властивості газу:

1) молекулярна маса газу:

$$Mr_{CM} = \sum_{i=1}^n Mr_i x_i, \quad (2)$$

де Mr_i – молекулярна маса i -го компоненту суміші;
 x_i – об'ємна доля i -го компоненту суміші.

$$Mr_{CM} = 0,969 \cdot 16 + 0,022 \cdot 30 + 0,0188 \cdot 44 = 16,7.$$

2) критичні та зведені параметри:

$$T_{крCM} = 181 \cdot 0,969 + 305,4 \cdot 0,0122 + 368,8 \cdot 0,0188 = 186 \text{ К};$$

$$P_{крCM} = 45,8 \cdot 0,969 + 48,2 \cdot 0,0122 + 49,4 \cdot 0,0188 = 45,9 \text{ кгс/см}^2;$$

$$T_{прCM} = T_{вх} / T_{крCM} = 288/186 = 1,55;$$

$$P_{прCM} = P_{вх} / P_{крCM} = 61 / 45,9 = 1,33;$$

3) коефіцієнт стиснення газу приймаємо $z = 0,9$;

4) газова стала:

$$R = 8310 / 16,7 = 498 \text{ Дж / (кг} \cdot \text{град)};$$

5) густина газу за нормальних умов (0 °C, 760 мм.рт.ст.):

$$\rho_{н.у.} = Mr_{CM} / 22,4, \quad (3)$$

$$\rho_{н.у.} = 16,7 / 22,4 = 0,745 \text{ кг/м}^3,$$

5) густина газу за стандартних умов (20 °С, 760 мм.рт.ст.):

$$\rho_{\text{ст.у.}} = \rho_{\text{н.у.}} \frac{273}{293}, \quad (4)$$

$$\rho_{\text{ст.у.}} = 0,745 \frac{273}{293} = 0,695 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

6) густина газу за умов всмоктування визначається із рівняння Клапейрона-Менделєєва:

$$P_{\text{вс}} \cdot v = zRT_{\text{вх}}, \quad (5)$$

де $P_{\text{вс}}$ – тиск всмоктування, Па; v – питимий об'єм газу, $\text{м}^3/\text{кг}$; $T_{\text{вх}}$ – температура газу на вході в нагнітач, К.

$$\rho_{\text{вс}} = \frac{P_{\text{вс}}}{zRT_{\text{вх}}} = \frac{6100000}{0,9 \cdot 498 \cdot 288} = 47,2 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

7) приймаємо схему під'єднання нагнітачів – паралельну, обираємо 2 нагнітачі. Продуктивність одного нагнітача буде:

$$Q_{\text{к}} = 37 \text{ млн. м}^3/\text{доб};$$

8) об'ємна продуктивність нагнітача за умов всмоктування:

$$Q_{\text{вс}} = \frac{Q_{\text{к}} \rho_{\text{ст.у.}}}{1440 \rho_{\text{вс}}}, \quad (6)$$

$$Q_{\text{вс}} = \frac{37 \cdot 10^6 \cdot 0,695}{1440 \cdot 47,2} = 378 \frac{\text{м}^3}{\text{хв}}.$$

9) деякі характеристики нагнітача (ступінь стиснення, внутрішня потужність та політропний ККД) визначаються на основі зведеної характеристики, представленій на рис. 1. Умови зведення:

$$z_{\text{зв}} = 0,888 \quad R_{\text{зв}} = 518 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{град}) \quad T_{\text{зв}} = 288 \text{ К}.$$

Зведена об'ємна продуктивність:

$$Q_{\text{зв}} = \frac{n_{\text{н}}}{n} Q_{\text{вс}} = \frac{4800}{4600} 378 = 394 \frac{\text{м}^3}{\text{хв}}.$$

Визначення зведеної частоти обертання:

$$\left(\frac{n}{n_{\text{н}}} \right)_{\text{зв}} = \frac{n}{n_{\text{н}}} \sqrt{\frac{z_{\text{зв}} R_{\text{зв}} T_{\text{зв}}}{z R T_{\text{н}}}},$$

$$\left(\frac{n}{n_{\text{н}}} \right)_{\text{зв}} = \frac{4600}{4800} \sqrt{\frac{0,888 \cdot 518 \cdot 288}{0,9 \cdot 498 \cdot 288}}.$$

З характеристики нагнітача визначаємо ступінь стиснення та зведені відносну потужність, відповідно:

$$\varepsilon = 1,25$$

$$\left(\frac{N_i}{\rho_{\text{н}}} \right)_{\text{зв}} = 217 \frac{\text{кВт}}{\text{кг} \cdot \text{м}^3}.$$

Визначаємо внутрішню потужність нагнітача:

$$N_i = \left(\frac{N_i}{\rho_{\text{н}}} \right)_{\text{зв}} \cdot \rho_{\text{вс}} \left(\frac{n}{n_{\text{н}}} \right)_{\text{зв}}^3 = 217 \cdot 47,2 \cdot 0,97^3 = 9347 \text{ кВт}.$$

Потужність на валу приводу:

$$N = N_i + N_{\text{мех}}, \quad (7)$$

де $N_{\text{мех}}$ – механічні втрати (для газотурбінного приводу приймається $N_{\text{мех}} = 100 \text{ кВт}$).

$$N = 9347 + 100 = 9447 \text{ кВт}.$$

Таким чином ми бачимо, що отримане значення задовольняє умову:

$$N < N_{\text{н}}.$$

Тиск на виході з нагнітача:

$$P_{\text{вих}} = P_{\text{вх}} \varepsilon, \quad (8)$$

$$P_{\text{вих}} = 61 \cdot 1,25 = 76,2 \text{ кг} / \text{кг}^2.$$

Визначаємо температуру газу на виході з нагнітача:

$$T_{\text{вих}} = T_{\text{вх}} \cdot \varepsilon^{\frac{k-1}{k}}, \quad (9)$$

$$T_{\text{вих}} = 288 \cdot 1,25^{\frac{1,31-1}{1,31}} = 305 \text{ К}.$$

Аналогічно виконаному розрахунку було проведено розрахунок споживаної потужності та кінцевої температури для наступних значень температур:

$$T_{\text{вх}}^1 = 283 \text{ К}; \quad T_{\text{вх}}^2 = 293 \text{ К}; \quad T_{\text{вх}}^3 = 298 \text{ К}.$$

Результати розрахунків зведено в таблиці.

Таблиця – Результати розрахунку робочих параметрів нагнітача газу

Найменування параметра/характеристики	Температура на всмоктування $T_{вс}$, К			
	283	288	293	298
Внутрішня потужність, споживана нагнітачем N_i , кВт	9368	9437	9558	9634
Температура кінця стискування $T_{вих}$, К	300	305	311	316

На основі отриманих результатів було побудовано графічні залежності внутрішньої потужності N_i (рис. 2) та температури на виході з компресора $T_{вих}$ (рис. 3) від температури на вході до компресора. Нагнітачі типу 370-18-1 працюють у складі ГТК 10-4 потужністю 10 МВт і коефіцієн-

том корисної дії 28%. Температура відхідних газів приблизно складає 300 °С, витрата відхідних газів приблизно 42 кг/с, номінальна витрата паливного газу 3600 м³/год. Таким чином необхідно перевірити раціональність використання АХА для утилізації цієї надлишкової теплоти.

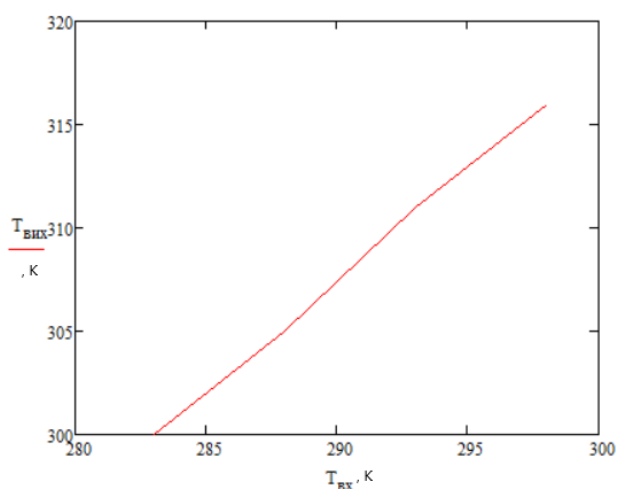


Рисунок 2 – Залежність вихідної температури газу від вхідної температури в процесі стискування у компресорі

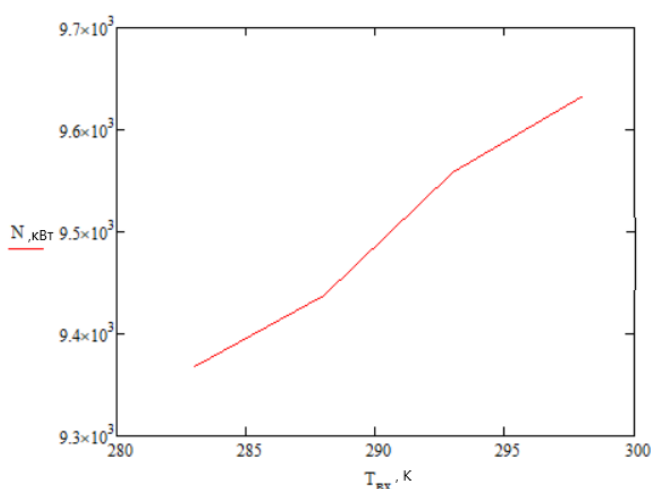


Рисунок 3 – Залежність внутрішньої потужності нагнітача від вхідної температури газу в процесі стискування

3. Аналіз результатів розрахунку

Аналіз наведених на рис. 2, 3 результатів показав, що при зниженні температури компримованого технологічного газу знижується потужність ГПА і, відповідно, витрата паливного газу [12].

Так, зниження температури компримованого технологічного газу від 288 К (15 °С) до 268 К (-5 °С) споживана потужність ГПА знижується на: 8,4 % при транспортуванні технологічного газу 25 млн. м³/доб; 8,8 % – при 28 млн.м³/доб; 9,3 % – при 31 млн. м³/доб.

Зниження температури компримованого технологічного газу від 278 К (5 °С) до 268 К (-5 °С) споживана потужність знижується на 5,1 % при транспортуванні технологічного газу 34 млн. м³/доб.

Зниження температури компримованого технологічного газу від 288 К (15 °С) до 268 К (-5 °С) дозволяє знизити витрату паливного газу на: 4,7 %

(0,007 млн. м³/доб) при транспортуванні технологічного газу 25 млн. м³/доб; 5,7 % (0,009 млн. м³/доб) – при 28 млн. м³/доб; 5,9 % (0,010 млн. м³/доб) – за 31 млн. м³/доб; 7,1 % (0,013 млн. м³/доб) – за 34 млн. м³/доб.

4. Висновки

Виконано аналіз методів зниження енерговитрат при транспортуванні природного газу магістральними трубопроводами.

Показано, що зниження температури газу перед стисненням призводить і до зниження роботи, що витрачається на стиск газу, а вирішити завдання охолодження найбільш енергетично ефективно можна за допомогою тепловикористовуючих холодильних машин з широким діапазоном температур охолодження, які використовують для своєї роботи теплову енергію продуктів згорання, що відходять.

Для оцінки перспектив попереднього охолодження технологічного газу перед стисненням проведено розрахунок робочих параметрів типового ГПА та на основі аналізу результатів розрахунку показано енергетичні

Технологія попереднього охолодження технологічного газу дозволяє знизити рівень температур стисненого газу і отримати додатковий економічний ефект за рахунок відключення апаратів повітряного охолодження, який може бути оцінений для конкретних кліматичних умов регіону розташування компресорних станцій.

Особистий внесок авторів CRediT

Тітлов О.С.: концептуалізація ідеї, методологія, формальний аналіз, написання – оригінальний проект, адміністрування. **Фелонюк С.А.:** аналіз та узагальнення даних, перевірка, візуалізація, дослідження, програмне моделювання.

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. Кирилін В. А., Сичов В. В., Шейндлін А. Є. Технічна термодинаміка: підручник для вузів. – М.: Видавництво МІІ, 2008. – 496 с.
4. Influence of Ambient Temperature Conditions. Main engine operation of MAN B&W two-stroke engines: MAN Diesel & Turbo, Copenhagen, Denmark, 2010. – 17 p.
5. Радченко А. М., Коновалов Д. В. Ресурсозбе-рігаюча тепловикористовуюча установка кондиціонування повітря на вході дизеля транспортного судна // Авіаційно-космічна техніка та технологія. – 2011. – № 5 (82). – С. 61-67.
6. Радченко Р.М., Богданов Н.С., Щербак Ю.Г. Охолодження наддувного повітря малооборотного дизеля з використанням його тепла // Компресорне та енергетичне машинобудування. – 2016. – №1 (43). – С. 36-39.
7. Морозюк Т.В. Теорія холодильних машин та теплових насосів. Одеса: Студія "Негоціант", 2006. – 712 с.
8. Тітлов О.С., Сагала Т.А., Артюх В.М., Дяченко Т.В. Аналіз перспектив використання пароежекторної та абсорбційної холодильних установок для охолодження технологічного газу та отримання рідкого вуглеводневого палива // Холодильна техніка та технологія. – 2017. – № 53(6). – С. 11-18.
9. 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.
10. Бараненко А.В., Посилін Д.М., Малініна О.С. Ефективність циклів одноступінчастої абсорбційної бромистолітєвої холодильної машини при температурі кипіння нижче 0 °С // Вісник Міжнародної академії холоду. – 2017. – № 4. – С.52-58.
11. Галімова Л.В. Абсорбційні холодильні машини та теплові насоси: моногр. – А: Вид-во АГТУ, 1997. – 226 с.
12. 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.

Отримана в редакції 17.11.2025, прийнята до друку 28.11.2025

Analysis of the prospects of pre-cooling of natural gas at compressor stations of main gas pipelines

Oleksandr Titlov^{✉1}, Serhii Feloniuk²

^{1,2}Odesa National University of Technology, 112 Kanatnaya Str., Odesa, 65039, Ukraine

✉ e-mail: ¹titlov1959@gmail.com

ORCID: ¹<http://orcid.org/0000-0003-1908-5713>; ²<http://orcid.org/0009-0000-4697-8993>

For the transportation of natural gas through main pipelines, gas pumping units (GPU) are installed at numerous compressor stations (CS), the energy carrier for which, in most cases, is the transported natural gas. 0.5...1.5% of the volume of transported gas is spent (burned) on the drive of pumping units. The situation

with the replacement of existing equipment with modern ones is associated with significant investments, on the one hand, and uncertainty with the transit of Russian natural gas through the gas transportation systems of Ukraine in the near future. The most promising way is to increase the efficiency of the GPU cycle by using schemes with pre-cooling of the compressed gas. The purpose of this study is to study the prospects for the application of the technology of pre-cooling of process gas before compression of the GPU. To analyze the impact of pre-cooling of process natural gas on the CS of main gas pipelines, a gas pumping unit - GPU 370-18-1 was selected. The calculation of the consumed power of the gas compressor and the fuel gas flow rate at different temperatures of the process gas at the inlet to the natural gas supercharger type 370-18-1 with a compression ratio of 1.22...1.24 has been performed. The initial gas pressure is the gas pressure at the inlet to the supercharger nozzle. The final gas pressure is the pressure at the outlet from the discharge nozzle. The degree of pressure increase (or compression ratio) is the ratio of the final gas pressure to the initial one. At gas compressor stations, one- and two-stage schemes (groups of gas compressors) are used for gas compression. The group of gas compressors consists of two incomplete centrifugal superchargers, which are connected in series through the gas using a crane harness ("guitars"). The calculated compression ratio in this scheme (group) is provided by two superchargers and is 1.45...1.50. The calculation of the operating parameters of the gas turbine unit was carried out and the energy prospects of the technology of cooling the process gas before compression in the gas turbine unit of the compressor station were shown.

Keywords: Main pipelines; Gas pumping units; Cooling of natural gas before compression

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. Kyrylin, V. A., Sychev, V. V., Sheindlin, A. E. (2008) Technical thermodynamics: a textbook for universities. *M.: MEI Publishing House*, 496.
4. (2010) Influence of Ambient Temperature Conditions. Main engine operation of MAN B&W two-stroke engines: MAN Diesel & Turbo. *Copenhagen, Denmark*, 17 p.
5. Radchenko, A. M., Kononov, D. V. (2011) Resource-saving heat-using air conditioning unit at the inlet of a diesel engine of a transport vessel. *Aerospace Engineering and Technology*, 5 (82), 61-67.
6. Radchenko, R. M., Bogdanov, N. S., Shcherbak, Y. G. (2016) Cooling of the supercharged air of a low-speed diesel engine using its heat. *Compressor and Power Engineering*, 1 (43), 36-39.
7. Morozyuk, T. V. (2006) Theory of refrigeration machines and heat pumps. *Odesa: Studio "Nego-tsiant"*, 712.
8. Titlov, O.S., Sagala, T.A., Artyukh, V.M., Dyachenko, T.V. (2017) Analysis of the prospects for using vapor-jet and absorption refrigeration plants for cooling process gas and obtaining liquid hydrocarbon fuel. *Refrigeration Engineering and Technology*, 53(6), 11-18.
9. Uchida, S., Nishiguchi, A. (2006) Low temperature absorption refrigeration machine with water-LiBr mixed refrigerant. *International Journal of Refrigeration*, 81, 946, 618-621.
10. Baranenko, A.V., Posylin, D.M., Malinin, O.S. (2017) Efficiency of cycles of a single-stage absorption lithium bromide refrigerator at a boiling temperature below 0 °C. *Bulletin of the International Academy of Refrigeration*, 4, 52-58.
11. Galimova, L.V. (1997) Absorption refrigerators and heat pumps: monograph. *A.: Publishing house of AGTU*, 226.
12. 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.

Received 17 November 2025
 Approved 28 November 2025
 Available in Internet 30 December 2025