

УДК 620.97/621.643

*О. Л. ШУБЕНКО, В. П. САРАПИН, М. В. САРАПИНА, В. М. КУЛИШ***ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ НА ГАЗОВИХ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЯХ ЗА РАХУНОК КОРИСНОГО ВИКОРИСТАННЯ ЕНЕРГІЇ НАДЛИШКОВОГО ТИСКУ ПАЛИВНОГО ГАЗУ**

Розглянуто значення природного газу в житті суспільства і необхідність здійснення його збереження в сучасних умовах. Описано умови транспортування газу на великі відстані, призначення та принцип роботи газових компресорних станцій на прикладі КС-10 ЦГТП/32,4-55. Проведено розрахунок термодинамічних характеристик газотурбінного двигуна АІ-336-2-8, що є енергоприводом на компресорній станції. Визначено показники його енергоспоживання та розраховано кількість викидів CO₂ та NO_x в атмосферне повітря. Показано, що потенційна енергія природного газу, який служить паливом для двигуна, безповоротно втрачається у регулюючому крані. Зазначено також, що одним з недоліків роботи газотурбінного двигуна є залежність ефективності його роботи від температури атмосферного повітря. Розглянуто можливість вдосконалення технологічної схеми компресорної установки з метою здійснення енергозбереження. Запропоновано технічне рішення, що полягає у використанні потенціальної енергії паливного газу при встановленні турбодетандера замість регулюючого крана і застосуванні його механічної роботи для стиснення атмосферного повітря перед компресором газотурбінного двигуна. Показано, що додаткове використання холодопродуктивності турбодетандера для охолодження атмосферного повітря перед компресором також дозволить досягти підвищення коефіцієнта корисної дії двигуна. Побудована модель енергоефективної установки і виконані розрахункові дослідження показників досягнення економії паливного газу та зменшення обсягів викидів продуктів його горіння. Проведено дослідження доцільності впровадження запропонованого технічного рішення, яке показало перспективність реалізації розглянутого підходу до рішення задачі енергозбереження. Розраховані потенційні значення річної економії природного газу у випадку широкого впровадження запропонованого удосконалення на компресорних станціях України.

Ключові слова: технологічна схема, компресорна станція, газотурбінний двигун, турбодетандер, енергозбереження, викиди.

*А. Л. ШУБЕНКО, В. П. САРАПИН, М. В. САРАПИНА, В. Н. КУЛИШ***ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ НА ГАЗОВЫХ КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЯХ ЗА СЧЕТ ПОЛЕЗНОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЭНЕРГИИ ИЗБЫТОЧНОГО ДАВЛЕНИЯ ТОПЛИВНОГО ГАЗА**

Рассмотрено значение природного газа в жизни общества и необходимость осуществление его сбережения в современных условиях. Описаны условия транспортировки газа на большие расстояния, назначение и принцип работы газовых компрессорных станций на примере КС-10 ЦГТП/32,4-55. Проведен расчет термодинамических характеристик газотурбинного двигателя АИ-336-2-8, что служит энергоприводом на компрессорной станции. Определены показатели его энергопотребления и рассчитано количество выбросов CO₂ и NO_x в атмосферный воздух. Показано, что потенциальная энергия природного газа, который служит топливом для двигателя, безвозвратно теряется в регулирующем кране. Отмечено также, что одним из недостатков работы газотурбинного двигателя является зависимость эффективности его работы от температуры атмосферного воздуха. Рассмотрена возможность совершенствования технологической схемы компрессорной установки с целью осуществления энергосбережения. Предложено техническое решение, которое заключается в использовании потенциальной энергии топливного газа при установлении турбодетандера вместо регулирующего крана и применении его механической работы для сжатия атмосферного воздуха перед компрессором газотурбинного двигателя. Показано, что дополнительное использование холодопроизводительности турбодетандера для охлаждения атмосферного воздуха перед компрессором также позволит достигнуть повышения коэффициента полезного действия двигателя. Построена модель энергоэффективной установки и выполнены расчетные исследования показателей достижения экономии топливного газа и уменьшения объемов выбросов продуктов его горения. Проведено исследование целесообразности внедрения предложенного технического решения, которое показало перспективность реализации рассмотренного подхода к решению задачи энергосбережения. Рассчитаны потенциальные значения годовой экономии природного газа в случае широкого внедрения предложенного совершенствования на компрессорных станциях Украины.

Ключевые слова: технологическая схема, компрессорная станция, газотурбинный двигатель, турбодетандер, энергосбережение, выбросы.

*О. Л. ШУБЕНКО, В. П. САРАПИН, М. В. САРАПИНА, В. М. КУЛИШ***ENERGY SAVING AT GAS COMPRESSOR STATION BY EFFICIENT USE OF FUEL GAS OVERPRESSURE ENERGY**

The importance of natural gas in the life of society and the significance for its saving in modern conditions are considered. The conditions for transporting gas over long distances, the purpose and principle of operation of gas compressor stations are described on the example of KS-10 TsGTP/32.4-55. The thermodynamic characteristics of the AI-336-2-8 gas turbine engine that serves as an energy drive at the compressor station is calculated. The indicators of engine energy consumption, the amount of CO₂ and NO_x emissions are determined. The fact that the potential energy of natural gas used as an engine fuel is irretrievably lost in the control valve is shown. One of the drawbacks of the gas turbine engine operation that its efficiency is dependence on the temperature of atmospheric air is noted. The possibility of improving the compressor technological scheme in order to implement energy saving is considered. The technical solution to use the potential energy of the fuel gas due to installing a turbo-expander instead of regulating crane, and to use its mechanical work to compress atmospheric air before the compressor of gas turbine engine, is proposed. The fact that the additional use of turbo-expander cooling capacity for cooling the atmospheric air before the compressor will also make it possible to achieve an increase in the efficiency of the engine is shown. The model of energy efficient installation is built and the calculated studies of the indicators of fuel gas saving and emissions reduction of its combustion products are performed. A study of the expediency of the proposed technical solution introducing, that showed the viability of the implementation of the considered approach to solving the problem of energy saving, is carried out. The potential values of the annual natural gas savings in the case of the widespread introduction of the proposed improvement at compressor stations in Ukraine are calculated.

Keywords: technology system, compressor station, gas turbine engine, turboexpander, energy saving, emissions.

© О. Л. Шубенко, В. П. Сарапін, В. В. Сарапіна, В. М. Куліш, 2018

Вступ. Одним з найбільш використовуваних викопних джерел енергії є природний газ. Значення природного газу в житті суспільства важко переоцінити. Як вискоєфективний енергоносіє його використовують в якості пального для опалення приміщень, підігріву води та приготування їжі, у вигляді палива для автомобілів, котелень та теплових електричних станцій. Також природний газ є цінною сировиною в хімічній промисловості.

Найбільш ефективним засобом транспортування природного газу до споживачів є транспортування за допомогою системи трубопроводів, що складають єдину газотранспортну систему. Під час транспортування на великі відстані тиск газу поступово знижується, що обумовлює необхідність його додаткового компримування на газових компресорних станціях (КС) [1].

За даними Укртрансгазу [3] на даний час парк газоперекачувальних агрегатів налічує 702 одиниці, у тому числі з газотурбінним приводом – 448, з електроприводом – 158, газомоторкомпресорами – 96, загальною потужністю 5440 МВт. Вони розміщені на 72 компресорних станціях, до складу яких входять 108 компресорних цехів. Одиначна потужність агрегатів 6, 10, 16 та 25 МВт з коефіцієнтом корисної дії до 36 %.

Стационарні газотурбінні двигуни (ГТД), завдяки більшій продуктивності перекачування газу та вищого ККД, використовуються на переважній більшості КС України. В процесі експлуатації ГТД спалюють значні обсяги природного газу (8–10 % від обсягу, що транспортується) і, відповідно, є джерелами забруднення атмосферного повітря продуктами його згоряння. Тому робота газотранспортних компресорних агрегатів вимагає впровадження енергозберігаючих технологій на всіх етапах їх експлуатації і є важливою передумовою для збереження та охорони навколишнього середовища.

Аналіз основних досягнень і літератури. Питанням пошуку і дослідження технологій енергозбереження, а також екологічним аспектам функціонування компресорних станцій магістральних газопроводів присвячено праці О. Ю. Берлінга, Р. М. Гордяка, І. Ч. Лещенка, Г. М. Любчика, М. С. Мальваного, О. М. Мандрика, Б. П. Поршакова, С. О. Сторчака, Л. Г. Чабановича та інших [4–9]. Науковий внесок зазначених авторів полягає в дослідженні актуальних аспектів екологічної політики в нафтогазовому комплексі, резервів енергозбереження у газотранспортній системі та різних варіантів технологічних рішень для їх використання.

Мета роботи полягає в дослідженні можливості впровадження на газових компресорних станціях, оснащених газотурбінними двигунами (на прикладі КС-10 ЦГТП/32,4-55), одного з варіантів енергозберігаючої технології, що ґрунтується на корисному використанні енергії надлишкового

тиску паливного газу. Для цього необхідно було розкрити принцип роботи газової компресорної станції з газотурбінним приводом, охарактеризувати показники її енергоспоживання та впливу на атмосферне повітря; детально описати технологію запропонованого енергозберігаючого рішення; провести дослідження доцільності його впровадження у сучасних умовах.

Методи дослідження:

– збір та обробка інформації щодо структури та принципу роботи газової компресорної станції, показників її енергоспоживання та впливу на атмосферне повітря;

– моделювання термодинамічних процесів в елементах технологічної схеми газової компресорної станції;

– економічний розрахунок доцільності впровадження технологічного рішення на газовій компресорній станції.

Матеріали досліджень. Для дослідження можливості впровадження енергозберігаючої технології було розглянуто типову газову компресорну станцію КС-10 ЦГТП/32,4-55 (виробник – ПАТ «Сумське НВО») з агрегатом ГПА-Ц-8А/55-1,7 (табл. 1, рис. 1 [10]).

Таблиця 1 – Технічні характеристики газоперекачувального агрегату ГПА-Ц-8А/55-1,7

Характеристика	Одиниці виміру	Значення
Кліматичне виконання		«У.1»
Максимальна продуктивність	млн ст.м ³ /добу*	10,0
Номінальна продуктивність	млн ст.м ³ /добу*	8,0
Тиск на вході	МПа	3,24
Тиск на виході	МПа	5,50
Відношення тиску, розрахункове		1,7
Тип двигуна	Газотурбінний АІ-336-2-8	
Номінальна потужність на муфті двигуна (в стаціонарних умовах)	МВт	8,0
Номінальна частота обертання ротора силової турбіни двигуна	об./хв.	8200
ККД (в стаціонарних умовах)	%	31,8
Тип компресора	8ГЦ2-160/33-56	
Маса агрегату (суха) в об'ємі поставки, не більш	кг	110000

* продуктивність приведена до стандартних умов: тиск 101325 Па, температура 20 °С, вологість – 0 %.

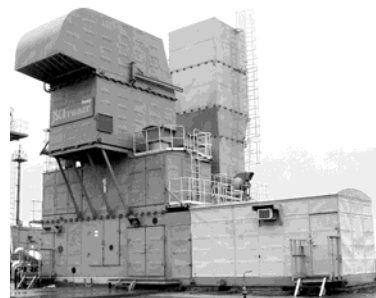


Рис.1. Агрегат газоперекачувальний ГПА-Ц-8А/55-1,7

Тип агрегату ГПА-Ц-8А/55-1,7 розшифровується наступним чином: ГПА – газоперекачувальний агрегат; Ц – у склад входить відцентровий компресор; 8 – потужність приводу, МВт; А – тип газотурбінного двигуна: авіаційний; 55 – кінцевий тиск на виході компресора, бар; 1,7 – ступінь підвищення тиску.

У склад ГПА входить двигун АІ-336-2-8 потужністю 8,0 МВт, виробництва АТ «Мотор Січ». Основні характеристики двигуна наведені в табл. 2 [11]. Газотурбінний привід представляє собою авіаційний газотурбінний двигун, який адаптований для роботи на землі.

Таблиця 2 – Характеристики двигуна АІ-336-2-8

Характеристика	Значення
Потужність номінальна, МВт	8
Витрата газу на 100 %-му навантаженні, кг/год	1870
ККД, %	32
Ступінь підвищення тиску	17,5
Витрата робочого тіла через двигун, кг/с	36,8
Частота обертання вихідного валу / генератора, об./хв.	8200 / 3000
Температура газів на виході з двигуна, °С	452
Наявність редуктора	+
Автоматичний перехід на резервне паливо	–
Тиск паливного газу, МПа	2,35
Безповоротні втрати мастила, кг/год	0,3
Розміри (Д×Ш×В), мм	5530× 2510×2150
Маса, кг	4200
Ресурс до кап. ремонту / призначений, год.	25000 / 100000

Газотурбінний двигун (ГТД) – тепловий двигун, в якому газ стискається і нагрівається, а потім енергія стисненого і нагрітого газу перетворюється у механічну роботу на валу газової турбіни. Стиснуте атмосферне повітря з

компресора надходить у камеру згоряння, куди також подається паливо, яке, згоряючи, утворює велику кількість газоподібних продуктів згоряння. Потім у газовій турбіні енергія тиску продуктів згоряння перетворюється в механічну роботу за рахунок обертання ротору. Частина виробленої механічної роботи витрачається на стиснення повітря в компресорі, а друга частина передається на привід відцентрового нагнітача, і ця робота вважається корисною. Газотурбінні двигуни мають найбільшу питому потужність серед двигунів внутрішнього згоряння, до 6 кВт/кг [12]. Ефективність стиснення газу на КС залежить від ефективності роботи ГТД, що в свою чергу впливає на обсяги спалювання природного газу і, відповідно, на величину викидів продуктів згоряння, а отже забруднення атмосферного повітря.

Спрощена технологічна схема компресорної станції зображена на рис. 2. На схемі зображено газотурбінний двигун (ГТД), який складається з компресора (К), камери згоряння (КЗ), турбіни (Т) та силової турбіни (СТ), що є приводом дожимного компресору (ДК). Також на схемі наведено регулюючий кран (РК), за допомогою якого регулюється тиск паливного газу на вході в камеру згоряння ГТД.

Принцип дії: атмосферне повітря стискається у компресорі та подається у камеру згоряння. Водночас у камеру згоряння подається природний газ, який відбирається з магістралі низького тиску. Тиск газу регулюється регулюючим краном. У камері згоряння відбувається горіння природного газу. До газу додатково підмішується повітря з метою зниження температури продуктів горіння до необхідного значення, яке допускається режимом роботи турбіни. У першій турбіні виконується часткове розширення, і ця турбіна служить приводом компресору. У другій турбіні (силової) виконується остаточне розширення продуктів горіння до атмосферного тиску, і ця турбіна є приводом для дожимного компресора. В свою чергу, дожимний компресор підвищує тиск природного газу з магістралі низького тиску до тиску газу в магістралі високого тиску.

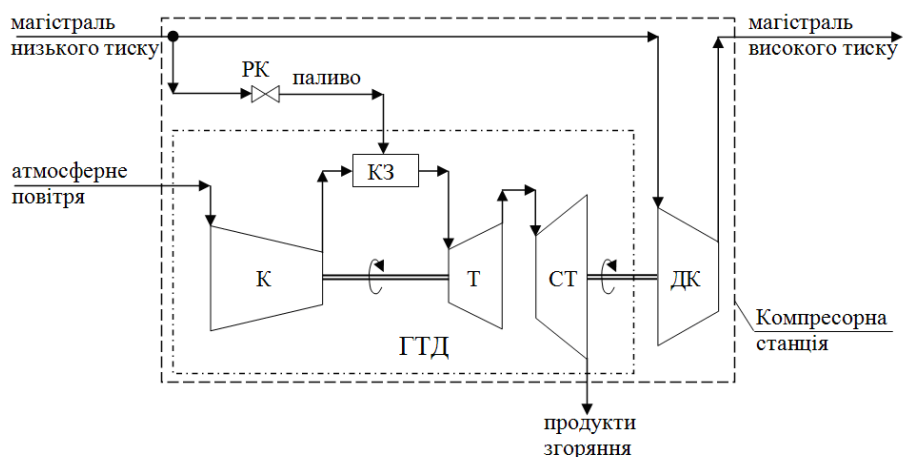
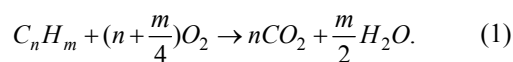


Рис. 2. Технологічна схема компресорної станції

Як видно з технологічної схеми та параметрів роботи компресорної станції і газотурбінного двигуна, потенційна енергія природного газу, який служить паливом для ГТД, безповоротно втрачається у регулюючому крані. Тобто, газ відбирається з магістралі низького тиску з тиском 3,24 МПа, дроселюється в регулюючому крані до тиску в камері згоряння 1,77 МПа. Також одним з недоліків роботи ГТД є залежність ефективності його роботи від температури атмосферного повітря. При підвищенні температури повітря на вході у компресор збільшується його споживана потужність, при цьому турбіні потрібно виробити більше потужності і це, відповідно, призводить до збільшення витрати паливного газу і зменшення ККД двигуна. Наприклад, при зростанні температури від 20 °С до 30 °С кількість споживання паливного газу зростає на 4 % і, тим самим, відповідно зростає об'єм продуктів згоряння, що утворюються та викидаються в атмосферне повітря.

Для виконання термодинамічних розрахунків технологічної схеми та визначення обсягів утворення продуктів горіння природного газу при роботі газової компресорної станції використовувався програмний комплекс, розроблений в ППМаш ім. А.М. Підгорного НАН України (м. Харків) [13], що дозволяє моделювати теплові схеми з урахуванням термодинамічних властивостей багатокомпонентних робочих тіл. Склад природного газу, що приймався для розрахунків, % об.: $CH_4 - 92,8$; $C_2H_6 - 3,9$; $C_3H_8 - 1,0$; $C_4H_{10} - 0,4$; $C_5H_{12} - 0,3$; $N_2 - 1,5$; $CO_2 - 0,1$. Для параметрів газової компресорної станції КС-10 ЦГТП/32,4-55 результати розрахунків наведені в табл. 3.

При оцінюванні величин викидів продуктів горіння природного газу, враховувалося, що газотурбінні двигуни характеризуються високим коефіцієнтом повноти згоряння палива, який у всьому діапазоні робочих навантажень зазвичай дорівнює 0,95–0,99, а на розрахунковому режимі 0,98–0,99 [14]. Природний газ є одним з найбільш екологічних палив, яке не містить золи і сірчистих сполук. Тому, хімічна реакція його повного згоряння може бути виражена наступним рівнянням:



Азот в умовах високотемпературного горіння палива стає реакційно здатним, утворюючи оксиди азоту (NO_x): «термічні», «швидкі» і паливні (за теорією Я. Б. Зельдовича [15]). Визначальними факторами в утворенні оксидів азоту є температура і час перебування паливо-повітряної суміші в зоні горіння.

Отже, досліджувана газова компресорна станція КС-10 ЦГТП/32,4-55 у процесі своєї експлуатації щорічно спалює $\sim 22,547$ млн ст. m^3

(16,367 тис. т) природного газу і є джерелом постійного впливу на атмосферне повітря з сумарним річним викидом продуктів горіння – 948,19 млн ст. m^3 (1,16 млн т) з температурою 452 °С, у тому числі 365,9 т NO_x та 44,72 тис. т CO_2 .

Результати досліджень. Для здійснення енергозбереження на газових компресорних станціях пропонується вдосконалення їх технологічної схеми. За приклад для дослідження було обрано типовий газотурбінний двигун моделі АІ-336-2-8 розглянутої газової компресорної станції КС-10 ЦГТП/32,4-55.

Таблиця 3 – Результати розрахунків термодинамічних характеристик існуючої технологічної схеми

Параметр	Одиниці виміру	Значення	
Тиск атмосферного повітря	МПа	0,101325	
Температура атмосферного повітря	°С	25	
Температура повітря до стискання у компресорі	°С	25	
Тиск повітря на вході у компресор ГТД	МПа	0,101325	
Тиск повітря на вході у камеру згоряння	МПа	1,77	
Тиск газу на вході дожимного компресора,	МПа	3,24	
Тиск газу на виході дожимного компресора	МПа	5,509	
Витрата транспортуючого газу	кг/с	83	
	ст. m^3 /год	411 621	
Витрата повітря	кг/с	36,28	
	ст. m^3 /год	108 397	
Витрата паливного газу	кг/с	0,519	
	тис. т/рік	16,367	
	ст. m^3 /год	2 574	
	млн ст. m^3 /рік	22,547	
Витрата продуктів горіння	кг/с	36,799	
	млн. т/рік	1,16	
	ст. m^3 /год	108 241	
	млн ст. m^3 /рік	948,413	
у тому числі	CO_2	кг/с	1,418
		тис. т/рік	44,721
		ст. m^3 /год	2 774
		млн ст. m^3 /рік	24,3
	NO_x	кг/с	0,0116
		тис. т/рік	0,366
		ст. m^3 /год	33,46
		млн ст. m^3 /рік	0,293
Надлишкова потужність ГТД	кВт	8000	
ККД схеми	%	31,14	

Запропоноване технічне рішення полягає у використанні потенціальної енергії паливного газу при встановленні турбодетандера замість регулюючого крана, а також використання холодопродуктивності турбодетандера для охолодження атмосферного повітря перед компресором і використання механічної роботи виробленої турбодетандером для стиснення атмосферного повітря перед компресором ГТД.

Турбодетандери широко використовуються у газовій промисловості в установках комплексної переробки газу (рис. 4) [16, 17]. Тому використання турбодетандерів на КС не викликає проблем та не потребує суттєвих удосконалень.

Технологічну схему компресорної станції, що пропонується, наведено на рис. 5.

Турбодетандер, що розширює паливний газ, розташований на одному валу з компресором, який в свою чергу використовує з одного боку механічну роботу турбодетандера, а з другого піднімає тиск повітря на вході у компресор газотурбінного двигуна.



Рис. 4. Турбодетандер виробництва ПрАТ «Гурбогаз» (м. Харків)

Для охолодження атмосферного повітря на вході в компресор детандера встановлений теплообмінник. Таким чином, підвищується коефіцієнт корисної дії компресорної станції за рахунок використання потенціальної енергії паливного газу та охолодження потоку атмосферного повітря на вході у компресор детандера.

Принцип дії технологічної схеми, що пропонується: атмосферне повітря охолоджується у теплообміннику (ТО), частково стискається у компресорі детандера (КД) і далі остаточно стискається у компресорі (К) ГТД та подається у камеру згоряння (КЗ). Водночас у камеру згоряння подається природний газ, який відбирається з магістралі низького тиску, проходить розширення в турбодетандері (Д), нагрівається в теплообміннику (ТО) від атмосферного повітря. Далі, як у звичайній схемі, у камері згоряння відбувається горіння природного газу та підмішування додаткового повітря для зниження температури продуктів горіння до необхідного значення, яке допускається режимом роботи турбіни (Т). У першій турбіні (Т) виконується часткове розширення газу, і ця турбіна служить приводом компресору (К). У другій силіній турбіні (СТ) виконується остаточно розширення продуктів горіння до атмосферного тиску, і ця турбіна служить приводом для дожимного компресора (ДК). В свою чергу, дожимний компресор (ДК) підвищує тиск природного газу з магістралі низького тиску до рівня тиску газу в магістралі високого тиску.

У табл. 4. наведені результати проведених термодинамічних розрахунків запропонованого рішення.

Порівняння значень проведених термодинамічних розрахунків існуючої технологічної схеми газової компресорної станції КС-10 ЦГТП/32,4-55 і схеми, що пропонується, показало економію паливного газу – 15 ст. м³/год, що за рік становитиме 130 тис. ст. м³. Відповідно на 5 тис. т зменшаться річні обсяги утворення продуктів горіння, у тому числі, на 6 т NO_x та на 186 т CO₂. Використання потенційної енергії паливного газу дозволить дещо підвищити коефіцієнт корисної дії станції за рахунок, по-перше, підвищення тиску за допомогою компресора детандера і, по-друге, охолодження атмосферного повітря перед компресором ГТД

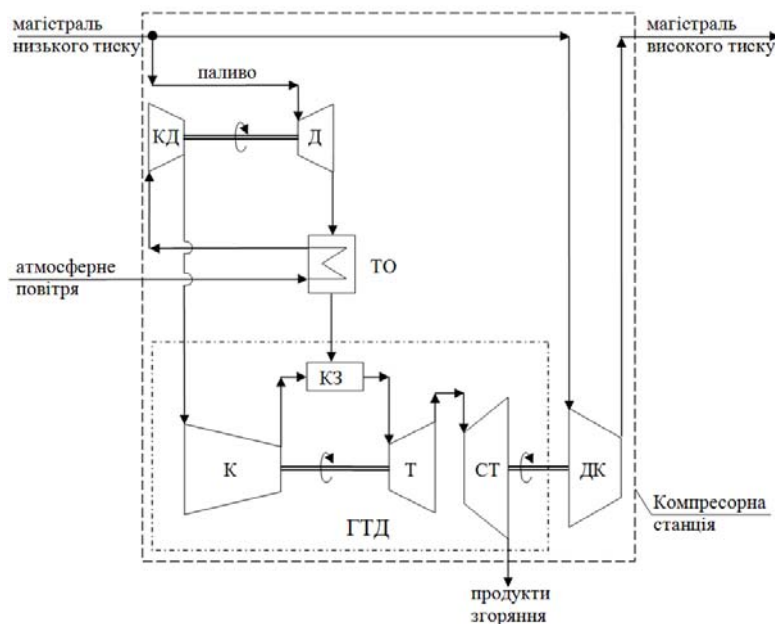


Рис. 5. Технологічна схема компресорної станції, що пропонується

Таблиця 4 – Результати розрахунків технологічної схеми, що пропонується

Параметр	Одиниці виміру	Значення	
Тиск атмосферного повітря	МПа	0,101325	
Температура атмосферного повітря	°С	25	
Температура повітря до стискання у компресорі	°С	24	
Тиск повітря на вході у компресор ГТД	МПа	0,1021	
Тиск повітря на вході у камеру згорання	МПа	1,77	
Тиск газу на вході дожимного компресора,	МПа	3,24	
Тиск газу на виході дожимного компресора	МПа	5,509	
Витрата транспортуючого газу	кг/с	83	
	ст. м ³ /год	411 621	
Витрата повітря	кг/с	36,13	
	ст. м ³ /год	107 949	
Витрата паливного газу	кг/с	0,516	
	тис. т/рік	16,273	
	ст. м ³ /год	2 559	
	млн ст. м ³ /рік	22,417	
Витрата продуктів горіння	кг/с	36,646	
	млн т/рік	1,155	
	ст. м ³ /год	107 791	
	млн ст. м ³ /рік	944,25	
у тому числі	CO ₂	кг/с	1,412
		тис. т/рік	44,535
		ст. м ³ /год	2 762
		млн ст. м ³ /рік	24,2
	NO _x	кг/с	0,0114
		тис. т/рік	0,36
		ст. м ³ /год	32,98
		млн ст. м ³ /рік	0,289
Надлишкова потужність ГТД	кВт	8000	
ККД схеми	%	31,30	

Для оцінки економічної доцільності впровадження запропонованого обладнання було проведено розрахунок її окупності, за наступних значень:

- вартість запропонованого обладнання $C_{equip.} = 5,0$ млн грн;

- ціна на природний газ для підприємств за тис. м³ (станом на 1 листопада 2018 року) становить $C_{gas} = 14 586$ грн [18];

- річна економія об'єму газу, що спалюється в ГТД $\Delta V_{gas} = 130$ тис. м³.

Таким чином, на підставі розрахунку за вище вказаними значеннями отримаємо період окупності (Payback Period – PBP):

$$PBP = \frac{C_{equip.}}{C_{gas} \cdot \Delta V_{gas}} \quad (2)$$

$$PBP = \frac{5 \cdot 10^6}{14586 \cdot 130} \approx 2,6 \text{ роки}$$

У випадку серійного виробництва турбодетандерів період окупності зменшиться за рахунок зменшення вартості обладнання.

Проведене дослідження можливості впровадження енергозберігаючої технології на газовій компресорній станції КС-10 ЦГТП/32,4-55 показує можливість використання подібних технологій і на інших газоперекачувальних агрегатах України. У кожному конкретному випадку необхідно проводити аналітичну оцінку і вибір параметрів елементів схеми, необхідних для ефективної реалізації енергозбереження.

На даний момент на газових компресорних станціях України існує тенденція заміни інших типів приводів на газотурбінні. Враховуючи, що загальна кількість газотурбінних приводів 448 і припускаючи, що середня потужність агрегатів близька до розглянутого двигуна, тоді впровадження запропонованого технологічного вдосконалення дозволить зекономити більш ніж 58 млн ст. м³ природного газу на рік, що підкреслює вагомість і перспективність такого технічного рішення.

Висновки. За результатами дослідження можна зробити наступні висновки:

- запропоноване рішення дозволить суттєво зменшити річні витрати паливного природного газу на 130 тис. ст. м³;

- відповідно на 5 тис. т зменшаться річні обсяги утворення продуктів горіння, у тому числі, на 6 т NO_x та 186 т CO₂;

- використання потенціальної енергії паливного газу та холодопродуктивності турбодетандера дозволить підвищити коефіцієнт корисної дії компресорної станції;

- побудована модель енергоефективної установки і проведені розрахункові дослідження показали доцільність реалізації даного підходу для вирішення поставлених завдань.

Список літератури

1. Воронецкий А. В. *Современные компрессорные станции*. Москва: ООО «Премииум Инжиниринг», 2009. 446 с.
2. Коршак А. А. *Компрессорные станции магистральных газопроводов*. Ростов-на-Дону: Феникс, 2016. 157 с.
3. ПАТ «Укртрансгаз» URL: <http://utg.ua/utg/gts/compressorstations.html> (дата звернення: 30.11.2018).
4. Берлінг О. Ю., Мальований М. С. Екологічні аспекти функціонування газотранспортної системи в межах використання її енергетичного потенціалу. *Вісник Нац. ун-ту «Львівська політехніка»*. 2011. № 712. С. 73–78.
5. Говдяк Р. М., Любчик Г. М., Чабанович Л. Б. [та ін.] Резерви енергоресурсозбереження і нові технології для їх використання на компресорних станціях магистральних газопроводів. *Нафтогазова енергетика*. 2007. № 2. С. 35–45.
6. Лещенко І. Ч. Впровадження сучасних технологій у газотранспортній системі України для зменшення викидів шкідливих речовин в атмосферу. *Проблеми загальної енергетики*. 2012. Вип. 3 (23). С. 41–47.
7. Лещенко І. Ч. Оптимізація режимів роботи компресорних цехів як засіб підвищення енергетичної ефективності магистрального транспортування газу. *Проблеми загальної енергетики*. 2007. № 5. С. 82–88.
8. Поршаков Б. П., [и др.] *Энергосберегающие технологии при магистральном транспорте природного газа*. Москва: МПА-ПРЕСС, 2006. 311 с.
9. Сторчак С. О., Маслоченко В. Г., Дмитрик В. В. Актуальні аспекти екологічної політики в нафтогазовому комплексі (на прикладі Національної акціонерної компанії «Нафтогаз України»). *Нафтогазова галузь України*. 2015. № 2. С. 40–45.

10. *Технический каталог «Компрессорное оборудование и газоперекачивающие агрегаты» ПАО «Сумское НПО»* URL: http://frunze.com.ua/wp-content/uploads/2017/02/sumy_npo_turbocompressors_catalog_ru.pdf (дата звернення: 30.11.2018).
11. *АТ «Мотор Січ»* URL: <http://www.motorsich.com/> (дата звернення: 30.11.2018).
12. Иноземцев А. А., Нихамкин М. А., Сандрацкий В. Л. *Газотурбинные двигатели. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок*. Москва: Машиностроение, 2007. 208 с.
13. Шубенко А. Л., Сарыпин В. П. Особенности использования программного комплекса Thermal Scheme для расчета тепловых схем. *Вісник Нац. техн. ун-ту «ХПІ» : зб. наук. пр. Сер.: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. Харків: НТУ «ХПІ», 2018. № 13 (1289). С. 4–8.
14. Канило П. М., Христюк В. А. *Энергетические и экологические характеристики ГТД при использовании углеводородных топлив и водорода*. Киев: Наукова думка, 1987. 256 с.
15. Зельдович Я. Б., Садовников П. Я., Франк-Каменецкий Д. А. *Окисление азота при горении*. Ленинград: АН СССР, 1947. 147 с.
16. *PrAT «Турбогаз»* URL: <http://www.turbogaz.com.ua/> (дата звернення: 30.11.2018).
17. Епифанова В. И. *Низкотемпературные радиальные турбодетандеры*. Москва: Машиностроение, 1974. 448 с.
18. *Податковий кодекс України від 02.12.2010 р. № 2755-VI Верховна Рада України. Офіц. вид.* Київ: Відомості Верховної Ради України, 2011, № 13–14, № 15–16, № 17. 112 с.
19. technologies in the gas-transport system of Ukraine for reduction of extrass of harmful substances in an atmosphere]. *Problemy zahal'noyi enerhetyky*. 2012. issue 3 (23). pp. 41–47.
7. Leshchenko I. C. Optimizatsiya rezhymiv roboty kompresornykh tsekhiv yak zasib pidvyshchennya enerhetychnoyi efektyvnosti mahistral'noho transportuvannya hazu [Optimization of the modes of operations of compressor workshops as means of increase of power efficiency of the main transporting of gas] *Problemy zahal'noyi enerhetyky*. 2007. No 15. pp. 82–88.
8. Porshakov B. P., [et al.] *Énerhosberehayushchye tekhnolohyy pry mahystral'nom transporte pryrodnoho hazu* [Energy-saving technologies at the main transport of natural gas]. Moscow, MPA-PRESS Publ., 2006. 311 p.
9. Storchak S. O., Maslyuchenko V. H., Dmytryk V. V. Aktual'ni aspekty ekolohichnoyi polityky v naftohazovomu kompleksi (na prykladi Natsional'noyi aktsioneranoi kompaniyi «Naftohaz Ukrainy») [Actual aspects of ecological politics are in an oil and gas complex]. *Naftohazova haluz' Ukrainy*. 2015. No 2. pp. 40–45.
10. *Tekhnicheskyy katalog «Kompessornoe oborudovanye y hazoperekachyvayushchye ahrehaty» PAO «Sums'koe NPO»* URL: http://frunze.com.ua/wp-content/uploads/2017/02/sumy_npo_turbocompressors_catalog_ru.pdf (accessed 30.11.2018).
11. *АТ «Мотор Січ»* URL: <http://www.motorsich.com/> (accessed 30.11.2018).
12. Ynozemtsev A. A., Nykhamkyn M. A., Sandratsky V. L. Hazoturbynnye dvyhately. Osnovy konstruyovannya avyatsyonnykh dvyhately y énerhetycheskykh ustanovok. Moscow, Mashynostroenye Publ., 2007. 208 p.
13. Shubenko A. L., Sarapyn V. P. Osobennosty yspol'zovannya prohrannnoho kompleksa Thermal Scheme dlya rascheta teplovykh skhem [Features of using the Thermal Scheme software package for calculating thermal circuits]. *Visnyk Nats. tekhn. un-tu «KhPI»: zb. nauch. pr. Seriya: Enerhetychni ta teplotekhnichni protsesy y ustatkuvannya* [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Series: Energy and heat engineering processes and equipment]. Kharkiv, NTU «KhPI» Publ., 2018. No 13 (1289). pp. 4–8.
14. Kanylo P. M., Khrystych V. A. *Énerhetycheskye y ékolohycheskye kharakterystyky HTD pry yspol'zovanny uglevodorodnykh toplyv y vodovoda* [Power and ecological descriptions of ГТД at the use of hydrocarbon fuels and hydrogen]. Kyev: Naukova dumka Publ., 1987. 256 p.
15. Zel'dovych Ya. B., Sadovnykov P. Ya., Frank-Kamenetsky D. A. *Okyslenye azota pry horenyy* [Oxidization of nitrogen at burning]. Leningrad, Yzdatel'stvo AN SSSR Publ., 1947. 147 p.
16. *PrAT «Турбогаз»* URL: <http://www.turbogaz.com.ua/> (accessed 30.11.2018).
17. Epyfanova V. Y. *Nyzkotemperaturnye radyal'nye turbodetandery* [Low temperature radial turbodetanders]. Moscow: Mashynostroenye Publ., 1974. 448 p.
18. *Podatkovyy kodeks Ukrainy vid 02.12.2010 r. № 2755-VI / Verkhovna Rada Ukrainy. Ofits. vyd.* – Kyev, Vidomosti Verkhovnoyi Rady Ukrainy Publ., 2011, No 13–14, No 15–16, No 17. 112 p.

Надійшла (received) 12.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Шубенко Олександр Леонідович (Шубенко Александр Леонидович, Shubenko Aleksandr Leonidovich) – член-кореспондент НАН України, доктор технічних наук, професор, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, завідувач відділу оптимізації процесів і конструкції турбомашин, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9014-1357>; e-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua.

Сарاپін Володимир Павлович (Сарاپин Владимир Павлович, Sarapin Volodymyr Pavlovich) – кандидат технічних наук, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, старший науковий співробітник відділу оптимізації процесів і конструкції турбомашин, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5323-5355>; e-mail: sarapin@ipmach.kharkov.ua.

Сарاپіна Марина Володимирівна (Сарापина Марина Владимировна, Sarapina Maryna Volodymyrivna) – кандидат технічних наук, доцент, Національний університет цивільного захисту України, доцент кафедри «Охорони праці та техногенно-екологічної безпеки», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9011-8691>, e-mail: sarapina_mv@nuczu.edu.ua.

Куліш Владислав Миколайович (Кулиш Владислав Николаевич, Kulish Vladyslav Mykolayevich) – Національний університет цивільного захисту України, здобувач вищої освіти факультету техногенно-екологічної безпеки, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6340-100>; e-mail: vladislav.kulish1997@gmail.com.