

РОЗРОБЛЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОЇ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ГАЗУ ПЕРЕСУВНИХ ДИЗЕЛЬНИХ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ НАФТОГАЗОВОЇ ГАЛУЗІ

С. І. Криштопа, Л. І. Криштопа, М. М. Гнип, І. М. Микитій, М. М. Цебер

*ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15,
e-mail: auto.ifntung@ukr.net*

Вивчено досвід розробок вітчизняних і зарубіжних фахівців у напрямку підвищення енергоефективності пересувних дизельних компресорних станцій нафтової та газової промисловості. Наведено недоліки існуючих пересувних дизельних компресорних станцій з точки зору їхньої енергоефективності. Виконано теоретичні дослідження напрямів підвищення енергоефективності та конструкцій існуючих пересувних дизельних компресорних станцій. Запропоновано шляхи підвищення енергоефективності пересувних дизельних компресорних станцій за різними варіантами. Встановлено, що раціональним шляхом підвищення енергоефективності є зменшення температури газу до більш низьких порівняно з існуючими системами охолодження газу компресорних станцій. Вивчено, що для ефективної роботи компресорної станції раціональним є збільшення завантаження компресорів та організація експлуатації обладнання в енергетично вигідних режимах. Така оптимізація режиму роботи компресора дозволяє знизити витрати енергії. Встановлено, що зі збільшенням ступеня підвищення тиску економія на стискання газу для компресора з перспективною схемою проміжного охолодження газу також зростає. Побудовано індикаторну діаграму компресорних станцій з різними схемами охолодження. Досліджено схему діючої системи багаторівневого охолодження газу пересувних дизельних компресорних станцій. Запропоновано удосконалену енергоефективну систему охолодження стисненого газу з використанням теплоти стиснення газів. Наведено висновок про наявність резерву зі скорочення витрат енергії на стиск за рахунок використання теплоносія-охолоджувача з температурою, суттєво нижчою за температуру навколишнього середовища. Виконано опис робочих процесів пересувних дизельних компресорних станцій за існуючою та перспективною схемами.

Ключові слова: пересувна компресорна станція, дизельний силовий привод, підвищення енергоефективності, система охолодження стисненого газу, використання теплоти.

Изучен опыт разработки отечественных и зарубежных специалистов в направлении повышения энергоэффективности передвижных дизельных компрессорных станций нефтяной и газовой промышленности. Указаны недостатки существующих передвижных дизельных компрессорных станций с точки зрения их энергоэффективности. Выполнены теоретические исследования направлений повышения энергоэффективности и конструкций существующих передвижных дизельных компрессорных станций. Установлено, что для эффективной работы компрессорной станции рациональным является увеличение загрузки компрессоров и организация эксплуатации оборудования в энергетически выгодных режимах. Предложены пути повышения энергоэффективности передвижных дизельных компрессорных станций по различным вариантам. Установлено, что оптимальным путем повышения энергоэффективности является охлаждение газа до более низких температур по сравнению с существующими системами охлаждения газа компрессорных станций. Установлено, что при увеличении степени повышения давления экономия на сжатие газа для компрессора с перспективной схемой промежуточного охлаждения газа также растет. Построена индикаторная диаграмма компрессорных станций с различными схемами охлаждения. Исследована схема действующей системы многоступенчатого охлаждения газа передвижных дизельных компрессорных станций. Предложена усовершенствованная энергоэффективная система охлаждения сжатого газа путем использования теплоты сжатия газов. Сделан вывод о наличии резерва по сокращению затрат энергии на сжатие за счет использования теплоносителя-охлаждителя с температурой, существенно ниже температуры окружающей среды. Описаны рабочие процессы передвижных дизельных компрессорных станций по существующей и перспективной схемам.

Ключевые слова: передвижная компрессорная станция, дизельный силовой привод, повышение энергоэффективности, система охлаждения сжатого газа, использование теплоты.

The developments of domestic and foreign specialists in the field of improving the energy efficiency of mobile diesel compressor stations of the oil and gas industry is studied. The disadvantages of existing mobile diesel compressor stations in terms of their energy efficiency are identified. Theoretical studies of energy efficiency directions and designs of existing mobile diesel compressor stations have been carried out. It has been studied that for efficient operation of a compressor station it is rational to increase the load of compressors and organize the operation of equipment in energy-efficient modes. Ways to improve the energy efficiency of mobile diesel compressor stations with various options are proposed. It has been established that the optimal way to increase energy efficiency is to reduce the gas temperature to lower temperatures, in comparison with the existing gas cooling systems of compressor stations. It is found that with an increase in the degree of pressure, the savings in gas compression for a compressor with a promising scheme for intermediate gas cooling also increase. An indicator diagram of compressor stations with various cooling schemes has been built. The scheme of the existing system of multi-stage gas cooling of mobile diesel compressor stations is investigated. An improved energy-efficient cooling system for compressed gas by using the heat of compression of gases is proposed. The conclusion about the existence of a reserve to reduce the energy costs of compression due to the use of a coolant-cooler with a temperature significantly lower than the ambient temperature is presented. The description of the working processes of mobile diesel compressor stations according to the existing and perspective schemes is made.

Key words: mobile compressor station, diesel power drive, increase of energy efficiency, system of cooling of compressed gas, use of heat.

Вступ

Виробничі системи нафтогазового комплексу поряд з іншими системами включають систему технологічного транспорту. Технологічний транспорт нафтогазової галузі призначений для забезпечення безперебійної роботи основного виробництва шляхом виконання транспортної роботи і технологічних операцій в заданих обсягах. Витрати на технологічний транспорт становлять суттєву частку в собівартості основної продукції нафтогазової галузі, тому зниження собівартості транспортно-технологічних робіт – актуальне завдання для фахівців нафтогазової галузі.

Широке застосування в нафтовій і газовій промисловості знайшли пересувні дизельні компресорні станції. Це мобільні установки для стискання і переміщення газоподібних агентів, наприклад, повітря, азоту, природного газу, кисню та ін. Області застосування компресорних станцій в нафтовій і газовій промисловості: підймання пластової рідини на поверхню при компресорному способі видобутку нафти; закачування газу в нафтові пласти з метою підтримання і відновлення пластового тиску; подавання повітря в пневматичні системи різних технологічних, вантажопідйомних, транспортних і інших машин, що застосовуються у нафто- і газовидобутку; подача окислювача (повітря) у нафтові пласти при експлуатації родовищ із застосуванням рухомого горіння в середині пластів; стискання нафтового газу в сепараційних установках; подавання повітря в пневматичні системи для опресування трубопроводів, ємностей тощо у процесі випробування їх на міцність; видалення газу з метою створення в різних технологічних резервуарах вакууму та ін.

Основними напрямками зі скорочення енергоспоживання пересувних дизельних компресорних станцій є:

- вдосконалення конструкції компресора та його систем підготовки і випуску стисненого газу, насамперед його системи охолодження стисненого газу;

- зниження витрат на паливо для компресора (перехід на дешевші альтернативні палива: піролізні, біогазові, метан та ін.);

- вдосконалення приводного двигуна компресора (перехід до удосконалених систем електронного впорскування палива, багатоклапанні головки циліндрів, підвищення тиску турбін та ін.)

Предметом даної статті є детальний розгляд скорочення енергоспоживання пересувних дизельних компресорних станцій за першим напрямком.

Аналіз сучасних закордонних і вітчизняних досліджень і публікацій

В компресорних станціях втрати енергії в елементах компресора складають більше 50 % [1]. В загальному баланс втрат енергії в компресорі характеризується наступним: втрати енергії на тертя в трубопроводах складають в середньому 5...15 % і залежать від довжини трубопроводів; втрати енергії в циліндропоршневі частині компресора сягають близько 30 %, а втрати при охолодженні газу складають до 60 % [2].

У плані вдосконалення конструкції компресора відомим методом скорочення витрат енергії є зниження витрат енергії на тертя в елементах компресорної станції, а також витрат повного тиску під час руху газу у вхідному і вихідному патрубках [3].

Потрібно також, за можливості, знижувати тиск до мінімального рівня, необхідного для основних споживачів. Регулювання тиску стиснення газу – ефективний метод економії енергоресурсу. Зниження вихідного тиску на кожні 10 кПа дозволяє скоротити його споживання енергії на 1-2 % [4].

Для ефективної роботи компресорної станції раціональним є збільшення завантаження компресорів та організація експлуатації обладнання в енергетично вигідних режимах. Така оптимізація режиму роботи компресора дозволяє знизити витрати енергії на 15-50 % [5].

Процес стиснення газу в компресорі супроводжується значним підвищенням температури, яка при підвищенні тиску може досягти 160-200 °С та погіршити роботу компресорних станцій, в тому числі з'являється небезпека вибуху в компресорах через займання мастильної пари [6].

Ефективність охолодження стисненого газу в проміжних і кінцевих охолоджувачах безпосередньо позначається на питомих витратах на стиск (внаслідок підвищення температури стисненого газу на вході в наступну ступінь компресора), результатом чого є додаткові витрати енергії на привод компресора. При цьому витрата теплоносія-води, що йде на охолодження стисненого газу в проміжних теплообмінниках, досягає значних величин [7].

За способом передачі теплоти навколишньому середовищу системи охолодження поділяються на системи з проміжним теплоносієм і системи безпосереднього охолодження [8]. Швидкість руху в холодильниках води 2-3 м/с, газу до 10-20 м/с. Для поршневих компресорів розрахункова температура охолоджуючої води – плюс 15 °С, води – плюс 20 °С [9].

Системи охолодження з проміжним теплоносієм поділяються на відкриті системи і системи із закритим контуром для проміжного теплоносія [10]. Повітряне охолодження менш ефективно і застосовується для менш потужних компресорів. Для існуючих компресорних установок при повному охолодженні, тобто охолодженні до початкової температури, і при рівному розподілі охолодження між холодильниками економія від охолодження є найбільшою [11].

Висвітлення невирішених раніше частин загальної проблеми

Таким чином, на енергоефективність компресорів пересувних дизельних компресорних станцій впливають:

– температури повітря на початку і в кінці всмоктування. Атмосферне повітря до надхо-

дження в циліндр компресора нагрівається від зіткнення з нагрітими клапанними коробками, стінками циліндра, від зіткнення з гарячими поверхнями трубопроводів, що призводить до зниження продуктивності компресора і збільшення витрати енергії на стиснення;

– зміни тиску на всмоктуванні. Підвищення тиску на всмоктуванні атмосферного повітря є ефективним засобом підвищення продуктивності компресора будь-якого типу, що можна здійснити зниженням опору всмоктувального тракту;

– вологість повітря. В атмосферному повітрі завжди міститься певна кількість водяної пари, яка при постійному тиску з підвищенням температури збільшується, а з пониженням – зменшується. Наявність в атмосферному повітрі водяної пари зменшує продуктивність компресора. Якщо в процесі стиснення з охолодження частина парів сконденсується, то продуктивність компресора зменшиться на значення, що дорівнює обсягу парів, які конденсуються. За цих умов питома витрата енергії компресора зростає, оскільки частина енергії, витрачена на стискання водяної пари, втрачена при конденсації свою працездатність.

Отже, для підвищення енергоефективності перспективних компресорів нафтогазової галузі необхідно під час їхньої роботи штучно охолоджувати газ до мінімально можливих низьких температур. При цьому необхідно для вирішення зазначеної проблеми розробити вдосконалену систему охолодження газу, де буде реалізоване зменшення температури газу до істотно більш низької температури, в порівнянні з існуючими системами охолодження газу пересувних дизельних компресорних станцій нафтогазової галузі.

Формулювання цілей статті

У компресорних агрегатах є можливості для економії енергії за рахунок зменшення витоків, оптимізації вихідного тиску, правильного вибору систем регулювання і управління, рекуперації теплової енергії та ін. З огляду на малу ефективність повітряного та водяного охолодження, а також охолодження уприскуванням води, найбільш ефективним є охолодження стиснених газів в закритих системах проміжного охолодження теплоносієм, відмінним від води та повітря.

Тому метою даної статті є теоретичні дослідження напрямів підвищення енергоефективності пересувних дизельних компресорних станцій нафтогазової галузі та розроблення енергоефективної системи охолодження стис-

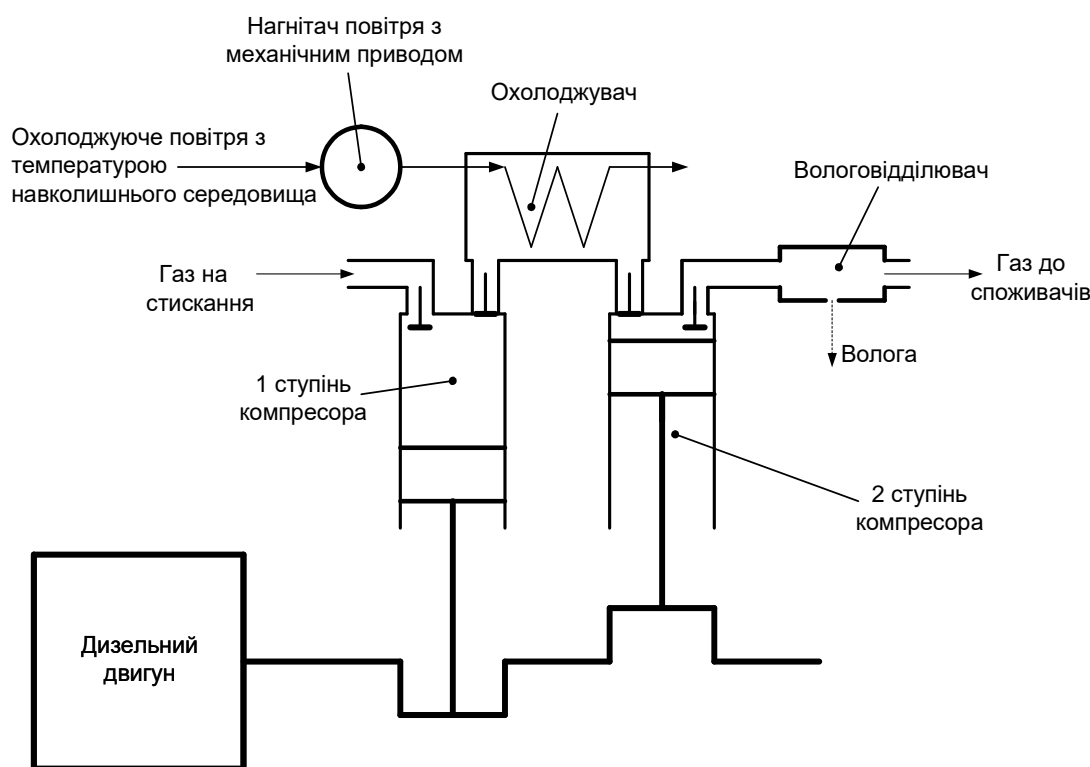


Рисунок 1 – Найпростіша схема діючої системи охолодження двоступеневого компресора

неного газу шляхом забезпечення якомога більш низької температури та використання теплоти стиснення газів.

Визначення напрямків енергозбереження пересувних дизельних компресорних станцій

Напрямок енергозбереження за рахунок доохолодження газу

Найбільший енергозберігаючий ефект для компресорних установок досягається при якомога більш глибокому охолодженні стисненого газу в теплообмінниках системи проміжного охолодження. Зниження температури газу перед кожною ступеню компресора збільшує густину газу. При цьому, прямопропорційно зниженню температури газу в циліндрах, зростає продуктивність компресора. Розрахунки показують, що зменшення температури газу на 1 К призводить до зростання продуктивності приблизно на 0,3 % [12].

Таким чином, зі зниженням температури газу, що всмоктується, пропорційно зменшується питома витрата енергії на привод компресора, а найбільш ефективним, з енергетичної точки зору, є процес ізотермічного стиснення газу в компресорі. Але реалізація ізотермічного стиснення газу можлива тільки за рахунок максимального зростання площ теплообмінників охолодження. Це, в свою чергу, призведе до зростання втрат тиску і енергії. При цьому в

існуючих компресорах від 5 до 10 % від потужності стиснення газу витрачається на додання втрат в охолоджувачах газу [13]. Найпростіша схема діючої системи охолодження пересувних дизельних компресорних станцій нафтогазової галузі на прикладі двоступеневого компресора зображена на рис. 1.

В даній схемі газ після стиснення в першій ступені компресора надходить в проміжний газоохолоджувач, де його температура знижується. Далі стиснений газ подається в другу ступінь компресора, звідки після стиснення до кінцевого тиску надходить до споживача. У разі стиснення вологого газу і падіння температури охолоджуваного газу нижче температури точки роси, стиснений газ подається в інерційний вологовідділювач, де з нього видаляється сконденсована волога, яка періодично зливається. Відведена за допомогою охолоджувача теплота стиснення викидається в навколишнє середовище.

Для оцінки існуючого потенціалу енергозбереження використані формули термодинамічного розрахунку компресорного процесу, а в якості розрахункової моделі прийняті принципова схема двоступеневого стиснення (рис. 1). В якості еталонного процесу стиснення обрано адіабатний, оскільки в розрахунках приймається, що теплообмін в процесі стиснення відсутній, і охолодження стисненого газу відбувається тільки в газоохолоджувачі. Ступінь підви-

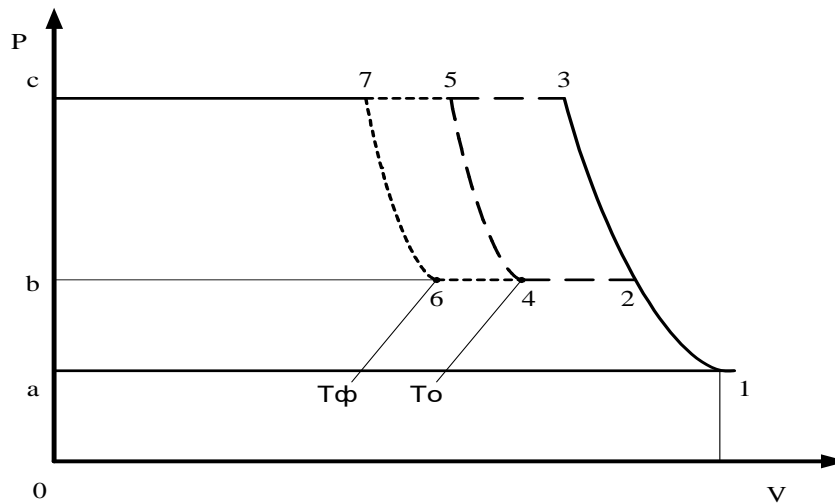


Рисунок 2 – Індикаторна діаграма компресора з різними схемами охолодження

щення тиску приймається однаковою для всіх ступенів компресора. Оскільки розглядаються двоатомні гази (азот, повітря – в розрахунках повітря приймається як двоатомний газ), показник адиабати приймається рівним 1,4. Таким чином, питомі витрати енергії на стиснення газу (Дж/кг) знайдемо за формулою:

$$L = \frac{L_{ад}}{\eta_{oi} \cdot \eta_{np}} = \frac{\frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_0 \left[\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] + \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_{\phi} \left[\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{oi} \cdot \eta_{np}} = (1)$$

$$= \frac{k \cdot R \cdot (T_0 + T_{\phi}) \cdot \left[\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{oi} \cdot \eta_{np} \cdot (k-1)},$$

де T_0, T_{ϕ} – відповідно температури навколишнього середовища і охолоджуючого теплоносія-фреону, К;

η_{oi}, η_{np} – механічний ККД компресора та механічний ККД привода від дизельного двигуна до компресора;

k – показник адиабати;

R – питома газова стала;

ε – міра стискування.

Як впливає з формули (1), якщо знизити температуру стисненого газу на виході кожної ступені компресора, то можна істотно скоротити роботу на стиснення газу та знизити кількість енергії, яка витрачається на стиснення газу в компресорі. Очевидно, що ефективно зробити це можна за рахунок охолодження стисненого газу до температури теплоносія-фреону T_{ϕ} , температура якого буде нижчою температурі повітря навколишнього середовища T_0 .

Індикаторна діаграма компресора з різними температурами охолодження газу зображена на рис. 2. Процес всмоктування компресора на рис. 2 показано прямою a-1, нагнітання газу в охолоджувач – прямою 2-b. Частини останньої прямої: лінія b-4 – зображує процес всмоктування в другий циліндр для діючої системи охолодження компресорів; лінія b-6 – показує процес всмоктування в другий циліндр для перспективної системи охолодження компресорів. Прямі 3-с, 5-с, 7-с показують процеси нагнітання газу для компресорів, відповідно, без проміжного охолодження, з діючою схемою проміжного охолодження газу, з перспективною схемою проміжного охолодження газу.

Процес стискування в одноступеневому компресорі без проміжного охолодження зображений на діаграмі політропою 1-2-3. Лініями 1-2 та 4-5 показані процеси стискування в двоступінчастому компресорі з діючою схемою проміжного охолодження газу. Площа, обмежена штриховими лініями 2-3-5-4, зображує економію роботи на стискування газу конструкції компресора з проміжним охолодженням газу у порівнянні з варіантом без охолодження.

Лініями 1-2 та 6-7 показані процеси стискування в двоступінчастому компресорі з перспективною схемою проміжного охолодження газу. Площа, обмежена пунктирними лініями 4-6-7-5, зображує економію роботи компресора з перспективною схемою проміжного охолодження газу у порівнянні з варіантом з діючою схемою проміжного охолодження газу.

При охолодженні стисненого повітря, до температури, нижчої за температуру навколишнього середовища, питомі витрати на стискування знижуються. Причому, чим нижчою є температура теплоносія-охолоджувача віднос-

но температури навколишнього середовища, тим менші витрати енергії.

З формули (1) також випливає, що зі збільшенням ступеня підвищення тиску економія на стиснення газу для компресора з перспективною схемою проміжного охолодження газу також зростає. Економія для одного ступеня стиснення в процентному співвідношенні принципово не залежить від природи стисненого газу і визначається за формулою:

$$\delta L = \frac{\Delta L_{ad}}{L_{ad}} \cdot 100\% = \frac{\frac{k}{k-1} \cdot R \cdot (T_\phi - T_0) \cdot \left[\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_\phi \cdot \left[\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]} \cdot 100\% = \frac{T_\phi - T_0}{T_0} \cdot 100\% \quad (2)$$

Таким чином, з наведених викладок можна зробити висновок про наявність резерву зі скорочення витрат енергії на стискання газу за рахунок використання теплоносія-охолоджувача з температурою, суттєво нижчою за температуру навколишнього середовища.

Напрямок енергозбереження за рахунок використання теплоти стиснення газів

Очевидно, що раціональним є спробувати використати теплоту стисненого газу, яка в діючих конструкціях пересувних дизельних компресорних станцій викидається в навколишнє середовище.

Для оцінки використання теплоти розглянемо в якості розрахункової моделі схему двоступеневого стиснення (рис. 1) та формули термодинамічного розрахунку адіабатного стиснення газу в компресорі. В розрахунках приймаємо, що температури газу на вході та на виході з охолоджувача будуть однаковими. Процес охолодження – ізобарний.

Питома робота стиснення в ступені розраховується за такою формулою:

$$L = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot (T_{cm.z}^p - T_{noch}) = \frac{1}{\eta_{oi}} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_{noch} \cdot \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (3)$$

Температура стисненого газу для адіабатного процесу на вході в газоохолоджувачі буде знаходитись за залежністю

$$T_{cm.z}^p = T_{noch} + \frac{T_{noch} \cdot \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{\eta_{oi}} = T_{noch} \cdot \left(\frac{\varepsilon^{\frac{k-1}{k}}}{\eta_{oi}} - \frac{1}{\eta_{oi}} + 1 \right) \quad (4)$$

де T_{noch} – початкова температура газу на впуск в циліндрі компресора.

Питому кількість відведеної теплоти знайдемо за формулою

$$q = (h_n - h_k) + (h'_n - h'_k) \quad (5)$$

де h_n – питома ентальпія газу на вході в компресор, Дж/кг;

h_k – питома ентальпія газу на виході з компресора, Дж/кг;

h'_n – питома ентальпія газу на вході в кінцевий охолоджувач газу, Дж/кг;

h'_k – питома ентальпія газу на виході з кінцевого охолоджувача газу, Дж/кг.

Опис робочих процесів пересувних дизельних компресорних станцій

Принципова схема діючої системи багатоступеневого охолодження газу пересувних дизельних компресорних станцій зображена на рис. 3.

Діюча система багатоступеневого охолодження газу пересувних дизельних компресорних станцій нафтогазової галузі відрізняється наявністю відкритої системи циркуляції теплоносія-повітря. Стиснений газ з першої ступені компресора надходить в проміжний газоохолоджувач з температурою близько 15°C, де охолоджується повітрям з температурою навколишнього середовища. Повітря наддувається в охолоджувачі газу нагнітачем послідовно. Далі газ нагнітається компресором на наступну ступень стиснення, після якої знову охолоджується в проміжному газоохолоджувачі повітрям температурою, близько 39°C. З результатів дослідів можна зробити висновок, що чим вищою є температура навколишнього середовища, тим вищою є питома робота стиснення компресора. З кінцевого охолоджувача проміжний теплоносій-повітря відводить теплоту стиснення в атмосферу.

Пропонована схема системи багатоступеневого охолодження газу пересувних дизельних компресорних станцій зображена на рис. 4.

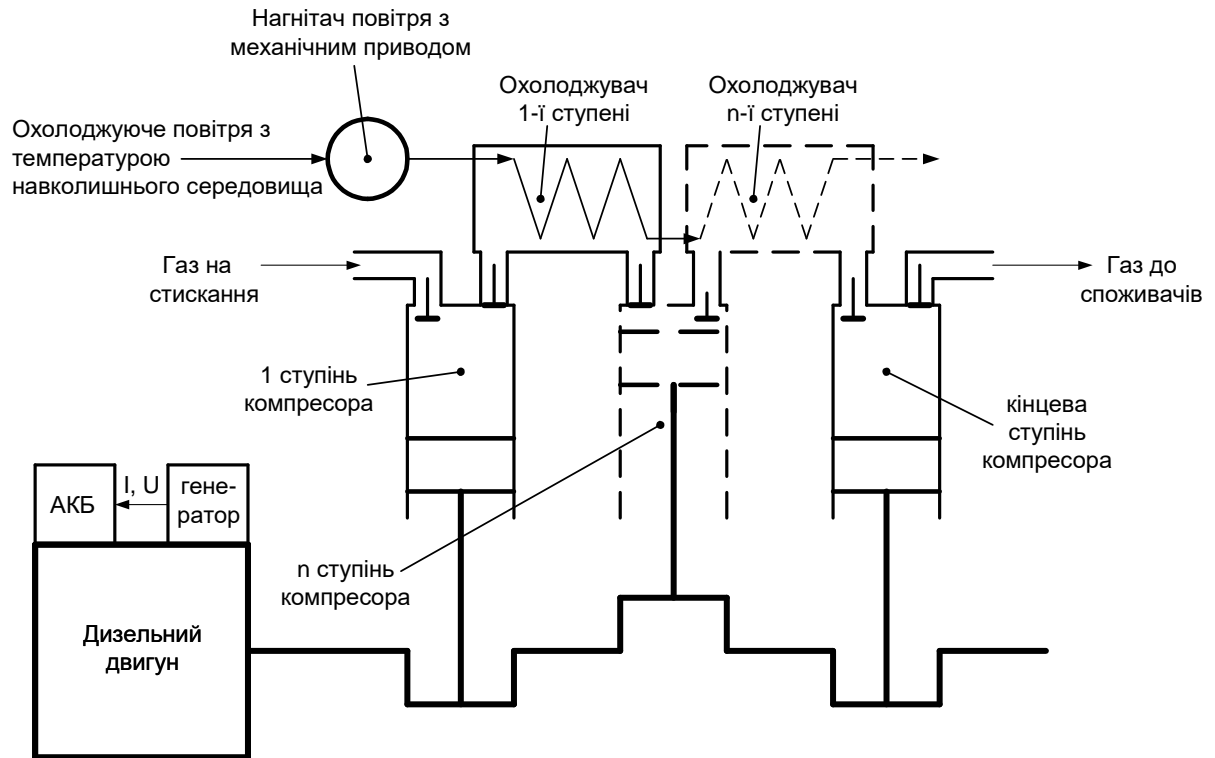


Рисунок 3 – Принципова схема діючої системи багатоступеневого охолодження газу пересувних дизельних компресорних станцій нафтогазової галузі

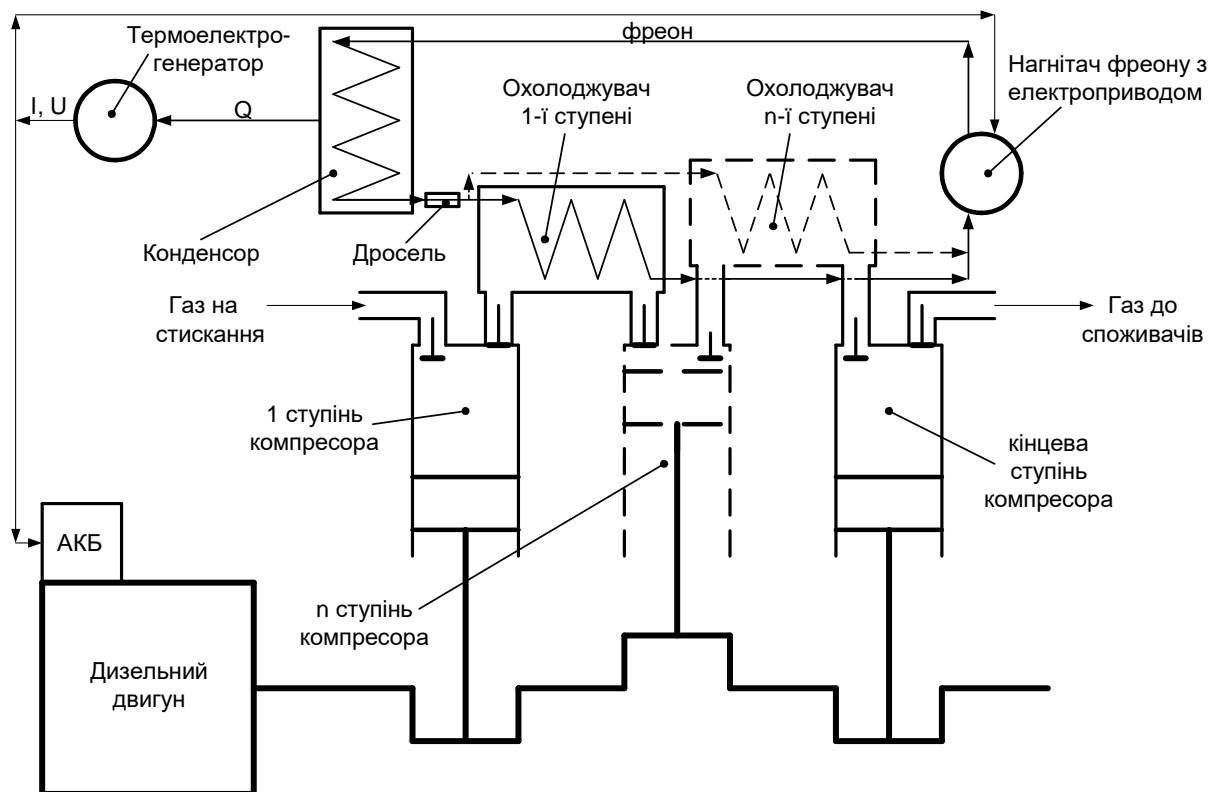


Рисунок 4 – Принципова схема перспективної системи багатоступеневого охолодження газу пересувних дизельних компресорних станцій нафтогазової галузі

Схема відрізняється:

- наявністю замкненої системи циркуляції теплоносія-фреону;
- системою паралельного прокачування теплоносія-фреону через газоохолоджувачі;
- системою утилізації теплоти стисненого газу.

Стиснений газ з першої ступені компресора надходить в перший газоохолоджувач, де охолоджується фреоном R134a з температурою близько мінус 20 °С. Далі стиснений газ надходить в наступну ступень стиснення, після якої знову охолоджується в проміжному газоохолоджувачі фреоном з тією самою температурою – близько мінус 20 °С. Фреон одночасно нагнітається в охолоджувачі. З газоохолоджувачів проміжний теплоносій-фреон нагнітається в конденсатор компресором фреону.

В конденсаторі основна частина теплоти використовується для генерування електроенергії термоелектрогенератором. Ця електроенергія надходить для зарядження акумуляторної батареї та забезпечення роботи електрообладнання приводного двигуна. Така схема дозволяє відключити штатний генератор двигуна та зменшити витрати потужності двигуна на привід допоміжного навісного устаткування і не потребує додаткових витрат на енергетичні ресурси. В середньому, в залежності від режимів роботи, генераторна установка відбирає від двигуна 1...2 % потужності. Отже, відключення генераторної установки дозволить додатково знизити витрату пального приводного двигуна компресора на 1-2 %.

Інша згенерована електроенергія надходить на забезпечення роботи електрообладнання пересувних дизельних компресорних станцій, технологічне та побутове обладнання.

Незначна невикористана частина теплоти відводиться тепловіддачею в атмосферу. Далі робочий цикл відновлюється та охолоджений фреон надходить в газоохолоджувачі.

Висновки

Таким чином, розроблена енергоефективна система охолодження стисненого газу шляхом забезпечення більш низької, в порівнянні з існуючими системами пересувних дизельних компресорних станцій нафтогазової галузі, температури та використання теплоти стиснення газів.

Особливістю розробленої системи є термодинамічна ефективність, реалізація закритого контуру охолодження та високоефективне зниження температури шляхом глибокого охолодження стисненого газу.

Література

1. Xiaolin T., Shougen H., Hongbo Q., Jun Z., Lingyuan R. Energy Consumption and Energy Saving Research Status of Air Compressor System. *Applied Mechanics & Materials*. September 2014. Vol. 628. P. 225-228.
2. Денисов-Винский Н.Д. Некоторые результаты энергетического обследования систем воздухообеспечения предприятий. *Компрессорная техника и пневматика*. 2013. № 1. С. 26-29.
3. Михайлов В.Е. Снижение потерь энергии во входном патрубке осевого компрессора энергетической ГТУ. *Энергосбережение и водоподготовка*. 2009. № 6. С. 19-23.
4. Снижение энергозатрат на привод центробежных компрессоров общего назначения путем их перевода в режим «глубокого дросселирования» в нерабочее время / В.П. Бочин, Е.П. Гусаков, В.М. Зайченко, Ю.Л. Шехтер. *Промышленная энергетика*. 2003. № 7. С. 24-27.
5. Toru Mizutani Energy Saving Strategy with Steam-Driven Compressor. *Japan TAPPI*. January 2013. Vol. 67. P. 369-372.
6. Сычков А.Е. Роль эффективных систем охлаждения в современных компрессорных установках. *Мегапаскаль*. 2009. №4. С. 36-40.
7. Zhang B., Liu M., Li Y., Wu L. Optimization of an Industrial Air Compressor System. *Energy Engineering*. 2013. Vol. 110, Issue 6. P. 52-64.
8. Марцинковский В.С., Юрко В.И. Энергосберегающая модернизация газоперекачивающих агрегатов газотранспортной системы. *Компрессорная техника и пневматика*. 2010. № 2. С. 39-42.
9. Ritchey I., Fisher E.H., Agnew G.D. Water Spray Cooling of Gas Turbine Cycles. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers - Part A - Power & Energy* (Professional Engineering Publishing). Jun 2000. Vol. 214, Issue 3. P. 203-211.
10. Парамонов А.М. Повышение эффективности работы систем производства и распределения сжатого воздуха промышленных предприятий. *Промышленная энергетика*. 2014. № 11. С. 36-39.
11. Feng Yee-Chang Clean Energy Generation System of In-Tandem Combinations Each of Heat Pump, Compressor, and Turbine in Wind Tunnel. *Applied Mechanics & Materials*. December 2014. Vol. 705. P. 289-294.
12. Леонтьев А.П. Беев Э.А. Расчет аппаратов воздушного охлаждения. Тюмень: ТюмГНГУ, 2000. 74 с.

13 Сычков, А.Е., Журавлев И.Н., Рудой В.Г. Блоки воздушного охлаждения на базе пластинчато-ребристых теплообменников для поршневых компрессорных агрегатов *Компрессорная техника и пневматика*. 2009. № 6. С. 6.

References

1 Xiaolin T., Shougen H., Hongbo Q., Jun Z., Lingyuan R. Energy Consumption and Energy Saving Research Status of Air Compressor System. *Applied Mechanics & Materials*. September 2014. Vol. 628. P. 225-228.

2 Denisov-Vinskiy N.D. Nekotoryie rezultaty energeticheskogo obsledovaniya sistem vozduh-snabzheniya predpriyatiy. *Kompressornaya tehnika i pnevmatika*. 2013. No 1. P. 26-29. [in Russian]

3 Mihaylov V.E. Snizhenie poter energii vo vkhodnom patrubke oseвого kompressora energeticheskoy GTU. *Energoberezhenie i vodopodgotovka*. 2009. No 6. P. 19-23. [in Russian]

4 Bochyn V.P., Gusakov E.P., Zaychenko V.M., Shehter Yu.L. Snizhenie energozatrat na privod tsentrobezhnykh kompressorov obshchego naznachenii putem ih perevoda v rezhim «glubokogo drosselrovaniya» v nerabochee vremya. *Promyshlennaya energetika*. 2003. No 7. P. 24-27. [in Russian]

5 Toru Mizutani Energy Saving Strategy with Steam-Driven Compressor. *Japan TAPPI*. January 2013. Vol. 67. P. 369-372.

6 Syichkov A.E. Rol effektivnykh sistem ohlazhdeniya v sovremennykh kompressornykh ustanovkakh. *Megapaskal*. 2009. No4. P. 36-40. [in Russian]

7 Zhang B., Liu M., Li Y., Wu L. Optimization of an Industrial Air Compressor System. *Energy Engineering*. 2013. Vol. 110, Issue 6. P. 52-64.

8 Martsinkovskiy V.S., Yurko V.I. Energoberegayuschaya modernizatsiya gazoperekachivayushchikh agregatov gazotransportnoy sistemy. *Kompressornaya tehnika i pnevmatika*. 2010. No 2. P. 39-42.

9 Ritchey I., Fisher E.H., Agnew G.D. Water Spray Cooling of Gas Turbine Cycles. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers - Part A - Power & Energy* (Professional Engineering Publishing). Jun 2000. Vol. 214, Issue 3. P. 203-211.

10 Paramonov A.M. Povyishenie effektivnosti raboty sistem proizvodstva i raspredeleniya szhatoго vozduha promyshlennykh predpriyatiy. *Promyshlennaya energetika*. 2014. No 11. P. 36-39. [in Russian]

11 Feng Yee-Chang Clean Energy Generation System of In-Tandem Combinations Each of Heat Pump, Compressor, and Turbine in Wind Tunnel. *Applied Mechanics & Materials*. December 2014. Vol. 705. P. 289-294.

12 Leontev A.P. Beev E.A. Raschet apparatov vozduhnogo ohlazhdeniya. Tyumen: TyumGNGU, 2000. 74 p. [in Russian]

13 Syichkov, A.E., Zhuravlev I.N., Rudoy V.G. Bloki vozduhnogo ohlazhdeniya na baze plastinchatykh-rebristykh teploobmennikov dlya porshnevnykh kompressornykh agregatov *Kompressornaya tehnika i pnevmatika*. 2009. No 6. P. 6. [in Russian]