



Vintli detander asosida gaz haydash agrgatlarining chiqindi issiqligidan foydalaib elektr energiyasi olish

Abdurahim D. Taslimov², Arsen A. Mukolyants^{1a)}, Irina V. Sotnikova³,
Fotima T. Shadibekova⁴, Jonibek M. Nizomov⁵

^{1a)} PhD, dots., Toshkent davlat texnika universiteti, Toshkent, 100095, O'zbekiston; arsenm5675@gmail.com
<https://orcid.org/0000-0002-7943-8413>

² DSc, professor, Toshkent davlat texnika universiteti, Toshkent, 100095, O'zbekiston; ataslimov@mail.ru
<https://orcid.org/0000-0003-2856-6287>

³ dots., Toshkent davlat texnika universiteti, Toshkent, 100095, O'zbekiston; irishasot1964@gmail.com
<https://orcid.org/0009-0007-8667-8857>

⁴ Katta o'qituvchi, Toshkent davlat texnika universiteti, Toshkent, 100095, O'zbekiston; fshadibekova2020@gmail.com
<https://orcid.org/0009-0009-0956-5239>

⁵ Bachelor, Toshkent davlat texnika universiteti, Toshkent, 100095, O'zbekiston; njonibek04@gmail.com
<https://orcid.org/0009-0005-4303-8994>

Dolzarbli: magistral gaz uzatish tizimlarining energiya samaradorligini oshirishning asosiy omillaridan biri bu gaz uzatish moslamalari ishlashi paytida hosil bo'lgan past haroratli issiqlikni yo'q qilishdir. Ushbu vazifa, ayniqsa, yo'llarning uzoqligi va cheklangan infratuzilma ta'minoti sharoitida dolzarb bo'lib qoladi, bu erda barcha mavjud resurslardan oqilona foydalanish muhim ahamiyat kasb etadi.

Maqsad: ushbu tadqiqotning maqsadi vintli detander yordamida to'g'ridan-to'g'ri termodinamik tsiklni amalga oshirish orqali past potensial chiqindi issiqlikni foydali elektr energiyasiga aylantirish usulini ishlab chiqish va texnik-iqtisodiy asoslashdir.

Usullari: maqsadga erishish uchun turli xil to'g'ridan-to'g'ri tsikl sxemalarini termodinamik modellashtirish usuli (shu jumladan bug ' qizib ketgan va qizib ketmagan holda), ishchi suyuqlikni tanlash va energiya ko'rsatkichlarini tahlil qilish bilan ishlatilgan. Kompressor stantsiyasining xususiyatlari va detanderning ish sharoitlari, shu jumladan turli xil konfiguratsiyalar uchun issiqlik samaradorligini baholash bo'yicha hisob-kitoblar amalga oshirildi.

Natijalar: quruq to'yingan suv bug'ida ishlaydigan vintli detanderni joriy etish termal samaradorlikni sezilarli darajada oshirishi aniqlandi. Superheaterdan foydalanish detander oldidagi bosimni pasaytirishi va bug' qizib ketmasdan asosiy sxemaga nisbatan samaradorlikning uch baravar pasayishiga olib kelishi ko'rsatilgan.

Kalit so'zlar: tabiiy gaz, gaz haydash agregatlari, samaradorlik, suv, past haroratli chiqariladigan issiqlik, to'g'ridan-to'g'ri aylanish, muqobil ishchi modda, vintli detander

Получение электроэнергии за счёт утилизации сбросной теплоты газоперекачивающих агрегатов на базе винтового детандера

Абдурахим Д. Таслимов², Арсен А. Мукольянц^{1a)}, Ирина В. Сотникова³,
Фотима Т. Шадибекова⁴, Жонибек М. Низомов⁵

^{1a)} PhD, доц., Ташкентский государственный технический университет, Ташкент, 100095, Узбекистан; arsenm5675@gmail.com <https://orcid.org/0000-0002-7943-8413>

² DSc, профессор, Ташкентский государственный технический университет, Ташкент, 100095, Узбекистан; ataslimov@mail.ru <https://orcid.org/0000-0003-2856-6287>

³ Доцент, Ташкентский государственный технический университет, Ташкент, 100095, Узбекистан; irishasot1964@gmail.com <https://orcid.org/0009-0007-8667-8857>

⁴ Старший преподаватель, Ташкентский государственный технический университет, Ташкент, 100095, Узбекистан; fshadibekova2020@gmail.com <https://orcid.org/0009-0009-0956-5239>

⁵ Бакалавр, Ташкентский государственный технический университет, Ташкент, 100095, Узбекистан; njonibek04@gmail.com <https://orcid.org/0009-0005-4303-8994>

Актуальность: одним из ключевых факторов повышения энергетической эффективности магистральных газотранспортных систем является утилизация сбросной низкотемпературной теплоты, образующейся при работе газоперекачивающих агрегатов. Особенно актуальной эта задача становится в условиях удалённости трасс и ограниченной инфраструктурной обеспеченности, где рациональное использование всех доступных ресурсов приобретает первостепенное значение.

Цель: целью настоящего исследования является разработка и технико-экономическое обоснование метода преобразования низкопотенциальной сбросной теплоты в полезную электрическую энергию путём внедрения прямого термодинамического цикла с применением винтового детандера.

Методы: для достижения поставленной цели была использована методика термодинамического моделирования различных схем прямого цикла (включая с перегревом и без перегрева пара), с подбором

For citation: Taslimov A.D., Mukolyants A.A., Sotnikova I.V., Shadibekova F.T., Nizomov J.M. Obtaining electricity through the utilization of waste heat from gas-pumping aggregates based on a screw expander Scientific and technical journal of Problems of Energy and Sources Saving, 2025, no. 2, pp. 100-108.

<https://doi.org/10.5281/zenodo.16940976>

Received: 14.01.2025

Revised: 19.03.2025

Accepted: 17.05.2025

Published: 27.06.2025

Copyright: © Abdurahim D. Taslimov, Arsen A. Mukolyants, Irina V. Sotnikova, Fotima T. Shadibekova, Jonibek M. Nizomov, 2025. Submitted to Problems of Energy and Sources Saving for possible open access publication under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution (CC BY) license (<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>).



рабочего тела и анализом энергетических показателей. Проведены расчёты характеристик компрессорной станции и условий работы детандера, включая оценку термического КПД для различных конфигураций.

Результаты: установлено, что внедрение винтового детандера, работающего на сухом насыщенном водяном паре, позволяет существенно повысить термический КПД. Показано, что использование пароперегревателя снижает давление перед детандером и приводит к троекратному снижению эффективности по сравнению с базовой схемой без перегрева пара.

Ключевые слова: природный газ, газоперекачивающие агрегаты, эффективность, вода, бросовая низкотемпературная теплота, прямой цикл, альтернативные рабочие вещества, винтовой детандер.

Obtaining electricity through the utilization of waste heat from gas-pumping aggregates based on a screw expander

Abdurahim D. Taslimov², Arsen A. Mukolyants^{1a)}, Irina V. Sotnikova³,
Fotima T. Shadibekova⁴, Jonibek M. Nizomov⁵

^{1a)} PhD, dots., Tashkent State Technical University, Tashkent, 100095, Uzbekistan; arsenm5675@gmail.com
<https://orcid.org/0000-0002-7943-8413>

² DSc, professor, Tashkent State Technical University, Tashkent, 100095, Uzbekistan; ataslimov@mail.ru
<https://orcid.org/0000-0003-2856-6287>

³ Dots., Tashkent State Technical University, Tashkent, 100095, Uzbekistan; irishasot1964@gmail.com
<https://orcid.org/0009-0007-8667-8857>

⁴ Senior mlecturer, Tashkent State Technical University, Tashkent, 100095, Uzbekistan; fshadibekova2020@gmail.com
<https://orcid.org/0009-0009-0956-5239>

⁵ Bachelor, Tashkent State Technical University, Tashkent, 100095, Uzbekistan; njonibek04@gmail.com
<https://orcid.org/0009-0005-4303-8994>

Relevance: one of the key factors in increasing the energy efficiency of mainline gas transmission systems is the utilization of low-temperature waste heat generated during the operation of gas pumping units. This task becomes especially urgent in conditions of remote trails and limited infrastructure availability, where the rational use of all available resources is of paramount importance.

Aim: the purpose of this study is to develop and feasibility study a method for converting low-potential waste heat into useful electrical energy by introducing a direct thermodynamic cycle using a screw expander.

Methods: to achieve this goal, a thermodynamic modeling technique was used for various direct cycle circuits (including with and without steam overheating), with the selection of a working fluid and the analysis of energy parameters. The characteristics of the compressor station and the operating conditions of the expander have been calculated, including an assessment of thermal efficiency for various configurations.

Results: it has been established that the introduction of a screw expander operating on dry saturated steam can significantly increase thermal efficiency. It is shown that using a superheater reduces the pressure in front of the expander and leads to a threefold decrease in efficiency compared to the basic scheme without steam overheating.

Keywords: EPS, energy transition, wind and solar generation, demand response, deficit modes, mode balancing, contractual relations, consumer-regulators.

1. Введение (Introduction)

Природный газ представляет собой химически инертную смесь преимущественно предельных углеводородов, основным компонентом которой является метан. В его состав также входят этан, пропан, бутан, пентан, а также примеси — азот, углекислый газ, сероводород и водород. Транспортировка добытого природного газа осуществляется посредством газоперекачивающих агрегатов (ГПА), включающих в себя газотурбинные установки (ГТУ) и компрессорные станции (КС). В процессе работы этих агрегатов образуется значительное количество сбросной тепловой энергии. Ввиду удалённости и слабой инфраструктурной оснащённости территорий, по которым пролегают магистральные газопроводы, проблема эффективного использования низкопотенциальной теплоты становится особенно актуальной. Решение данной задачи способствует не только повышению энергетической эффективности объектов транспортной инфраструктуры, но и рациональному использованию имеющихся ресурсов.

2. Методы и материалы (Methods and materials)

В качестве одного из направлений решения обозначенной проблемы авторами предложен метод утилизации сбросной низкотемпературной теплоты путём внедрения прямого термодинамического цикла (цикла Ренкина) с использованием воды и альтернативных рабочих тел. Реализация такого цикла предусматривает наличие расширительного устройства (детандера), обеспечивающего механическую энергию вращения электрогенератора. На

традиционных тепловых электростанциях в роли расширительного элемента, как правило, используется лопаточная паровая турбина [1-4].

Ввиду того, что при адиабатическом расширении насыщенного водяного пара рабочий процесс завершается в области влажного пара, возникает риск образования капельной влаги. Чтобы предотвратить конденсацию жидкости на рабочих поверхностях лопаточной турбины и избежать эрозионных повреждений, пар перед подачей в турбину подвергается перегреву в парогенераторе [5-7].

Включение пароперегревателя в схему цикла приводит к необходимости снижения давления в кипяtilьной секции парогенератора. Это, в свою очередь, вызывает уменьшение давления рабочего тела на входе в расширительное устройство, что приводит к снижению термического коэффициента полезного действия (КПД) цикла [8]. На рисунке 1 представлена диаграмма процесса расширения, наглядно демонстрирующая снижение давления перед детандером при наличии пароперегревателя в системе.

Проведённые расчёты показывают, что при использовании водяного пара в условиях, соответствующих температуре на входе в детандер $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ и температуре конденсации $50\text{ }^{\circ}\text{C}$, термический коэффициент полезного действия (КПД) существенно зависит от выбранной схемы цикла. В частности, для термодинамического цикла 5-6-3-7-8-5, реализуемого с применением пароперегревателя, значение термического КПД оказывается приблизительно в три раза ниже по сравнению с циклом 1-2-3-4-1, в котором рабочее тело подаётся в детандер в виде сухого насыщенного пара.

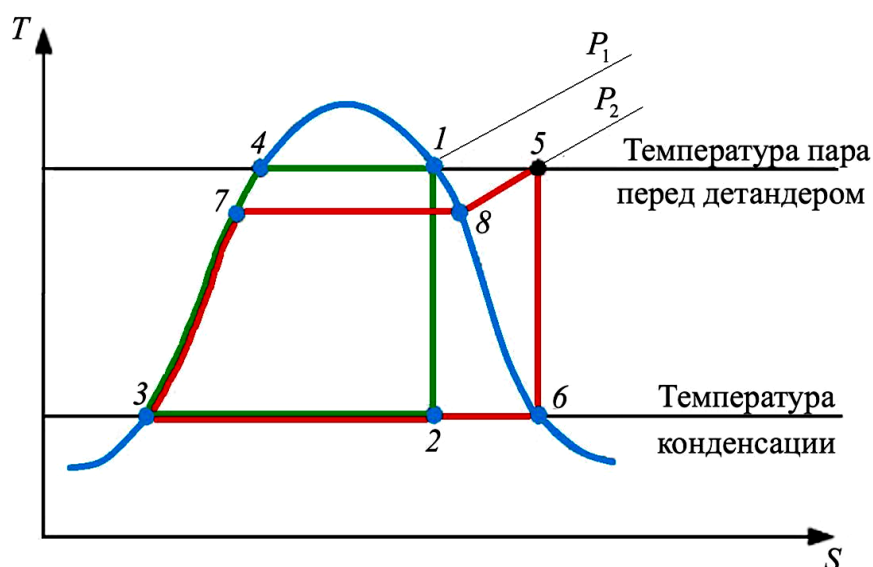


Рис. 1. Цикл 1 – 2 – 3 – 4 – 1 без перегревателя. Цикл 5 – 6 – 3 – 7 – 8 – 5 с пароперегревателем
Fig. 1. The cycle 1 – 2 – 3 – 4 – 1 without an overheater. The cycle 5 – 6 – 3 – 7 – 8 – 5 with superheater

В качестве альтернативы лопаточному детандеру (турбине) рассматривается использование винтового детандера, работающего на сухом насыщенном водяном паре, поступающем на всасывание. Как и в традиционном процессе расширения, на выходе формируется влажный пар. Наличие капельной жидкости в расширяющемся потоке способствует частичному заполнению зазоров между винтами, а также между винтами и корпусом, что приводит к снижению утечек пара. Это, в свою очередь, способствует повышению внутренней эффективности работы винтового детандера.

В диапазоне мощностей от 150 до 1500 кВт паровой винтовой детандер демонстрирует существенные преимущества по большинству эксплуатационных и энергетических характеристик по сравнению с традиционными лопаточными турбинами.

Известно, что природный газ на выходе из добывающей скважины поступает на поверхность с давлением в диапазоне 7–10 МПа и температурой около $40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Для обеспечения транспортировки газа по магистральному трубопроводу его давление увеличивается на компрессорной станции, где осуществляется сжатие со степенью повышения порядка 1,5 — этого достаточно для перемещения газа до следующей станции перекачки. Энергоснабжение компрессорной станции, как правило, обеспечивается электрогенератором, входящим в состав газотурбинной установки (ГТУ).

3. Результаты и обсуждение (Results and discussion)

В рамках расчётного анализа процесса сжатия в качестве рабочего тела принят природный газ, представленный метаном. Исходные параметры газа на входе в компрессор составляют: давление — 7,5 МПа, температура — +45 °С. При степени повышения давления, равной 1,5, и политропном коэффициенте полезного действия (КПД), равном 0,83, температура газа на выходе из компрессора достигла 182 °С. На рисунке 2 представлена схема подключения детандер-генераторного модуля к магистральному трубопроводу, предусматривающая получение дополнительной электроэнергии за счёт утилизации энергии давления.

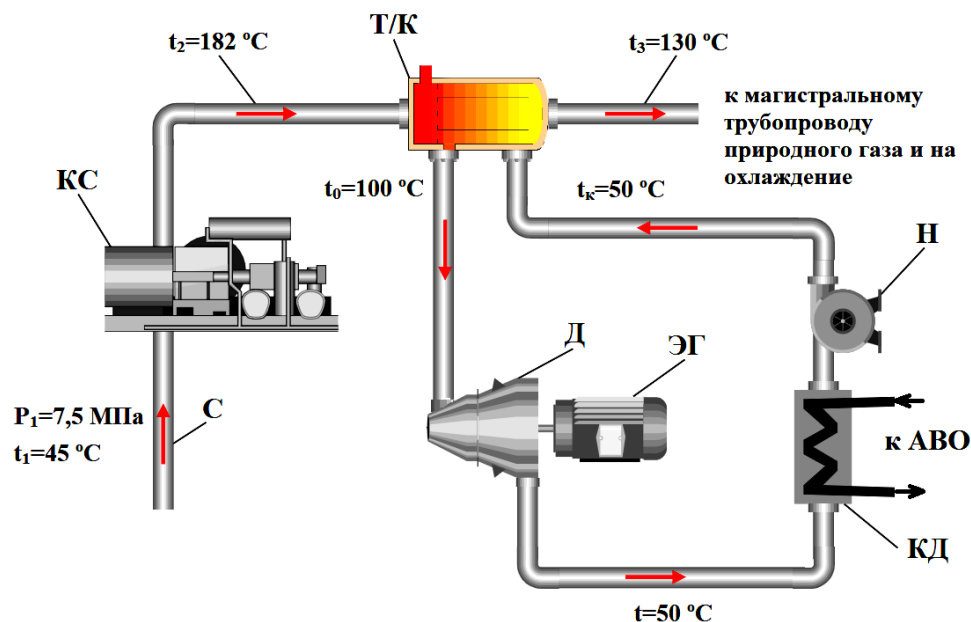


Рис. 2. Схема присоединения детандер-генератора к магистральному трубопроводу природного газа: С — добычная скважина; КС — компрессорная станция; Д — детандер; Т/К теплообменник/котел; Э/Г — электрогенератор; Н — циркуляционный насос; АВО — аппарат воздушного охлаждения; КД — конденсатор

Fig. 2. Connection diagram of the expander generator to the main natural gas pipeline: С - production well; CS — compressor station; E — expander; HE/B heat exchanger/boiler; E/G — electric generator; P — circulation pump; ACU— air cooling unit; CD — condenser

Как показано на рисунке 2, винтовой детандер включён в контур прямого термодинамического цикла и предназначен для преобразования энергии рабочего тела в дополнительную электрическую энергию, вырабатываемую подключённым электрогенератором. Выбор винтового типа детандера обусловлен его способностью эффективно работать с сухим насыщенным водяным паром в качестве рабочего тела.

Для проведения дальнейших расчётов были заданы исходные параметры, соответствующие условиям работы компрессорной станции в составе энерготехнологической схемы.

Температура газа после теплообменника (кипятильника) составила $t_3 = +115$ °С, что обеспечило достаточный тепловой напор для испарения рабочего вещества.

В качестве основного рабочего тела была принята вода. Температура её кипения в цикле составляла $t_0 = +100$ °С, температура конденсации — $t_k = +50$ °С.

Выбор альтернативных рабочих веществ (включая органические флюиды) производился с учётом следующих критериев: максимальное давление перед детандером не превышает 2 МПа, что соответствует требованиям холодильного оборудования; минимальное давление после детандера должно быть не ниже 0,1 МПа во избежание подсоса атмосферного воздуха в систему. Данный диапазон давления обеспечивает надёжность работы цикла и безопасность эксплуатации [9].

Газотурбинные установки (ГТУ), входящие в состав газоперекачивающих агрегатов, характеризуются значительно более высоким температурным потенциалом утилизируемой теплоты. Средняя температура выхлопных газов для установок типа ГПА составляет порядка 488 °С, что открывает широкие возможности для использования прямого термодинамического цикла.



Организация подключения винтового детандера в составе такого цикла может быть реализована по схеме, аналогичной представленной на рис.2. Благодаря высокой температуре отходящих газов возможно применение воды в качестве рабочего тела без необходимости перегрева, что упрощает конструкцию и повышает термический КПД системы.

Для водяного пара при температуре конденсации $t_k = +50$ °С давление составляет $P_k=0,012335$ МПа. Соответственно, при степени повышения давления $\pi=1,5$, давление кипения $P_0=0,185025$ МПа, что соответствует температуре кипения $t_0 = +117,8$ °С.

Температура транспортируемого газа после прохождения теплообменника/котла может быть принята равной 130 °С, что обеспечивает необходимый температурный напор для фазового перехода.

Для объективной оценки и корректного сопоставления эффективности различных рабочих тел, в частности хладонов, (табл.1) в дальнейшем анализе принята идентичная температура кипения $t_k = +117,8$ °С.

Результаты проведённых расчётов по параметрам компрессорной станции и газотурбинной установки представлены в виде графических зависимостей термического коэффициента полезного действия цикла η_T от степени повышения давления π при адиабатическом расширении, с учётом различных рабочих веществ (см. рис. 3а, 3б).

Анализ этих зависимостей позволяет выявить наиболее эффективные термодинамические параметры для прямого цикла в зависимости от выбранного рабочего тела.

Как следует из графиков наибольшее значение термического коэффициента полезного действия достигается при использовании воды в качестве рабочего тела (R718). Это обусловлено как её термодинамическими свойствами, так и тем, что все проанализированные хладоны не удовлетворяют критерию бивалентности, необходимому для эффективной работы в прямом цикле [10–14], который в термодинамике прямого цикла (например, цикла Ренкина) относится к способности рабочего тела быть эффективным как при низких, так и при высоких температурах теплоподдачи, сохраняя при этом высокое значение термического КПД и обеспечивая устойчивую работу расширительного устройства (детандера или турбины).

Таблица 1. Химические вещества, используемые в качестве хладагентов
Table 1. Chemicals used as refrigerants

Хладон	Химическое название	Формула	Особенности применения
R718	Вода	H ₂ O	Хладагент в системах охлаждения и тепловых насосах, в пароструйных компрессорах, абсорбционных и адсорбционных системах.
R114	Тетрафтордибромэтан	C ₂ F ₄ Br ₂	Хладагент в холодильных установках, особенно в центробежных охладителях.
R21	Дихлорфторметан	CHCl ₂ F	Хладагент для систем охлаждения, работающих при температуре около 0 °С.
R134a	Тetraфторэтан	CH ₂ FCF ₃	Хладагент в авто-кондиционерах, заменяет R12
R152a	Дифторметан	CH ₃ CHF ₂	Менее токсичен и менее плотный, чем R134a
R1234yf	Гидрофторолефин	C ₃ H ₂ F ₄	Экологически безопасная замена R134a
R245	Пентафторпропан	C ₃ H ₂ F ₅	Хладагент в цикле Ренкина с низким давлением
R123	Дихлорпентафторэтан	C ₂ HCl ₂ F ₅	Холодильные машины; имеет низкое давление насыщения
R600	Изобутан	C ₄ H ₁₀	Природный хладагент, используется в холодильниках
R290	Пропан	C ₃ H ₈	Эффективный природный хладагент, взрывоопасен
R11	Фтортрихлорметан	CFCl ₃	Хладагент, в турбокомпрессорных агрегатах низкого давления.
R113	Трихлорэтан	C ₂ F ₃ Cl ₃	Хладагент в промышленных кондиционерах и турбокомпрессорном оборудовании.

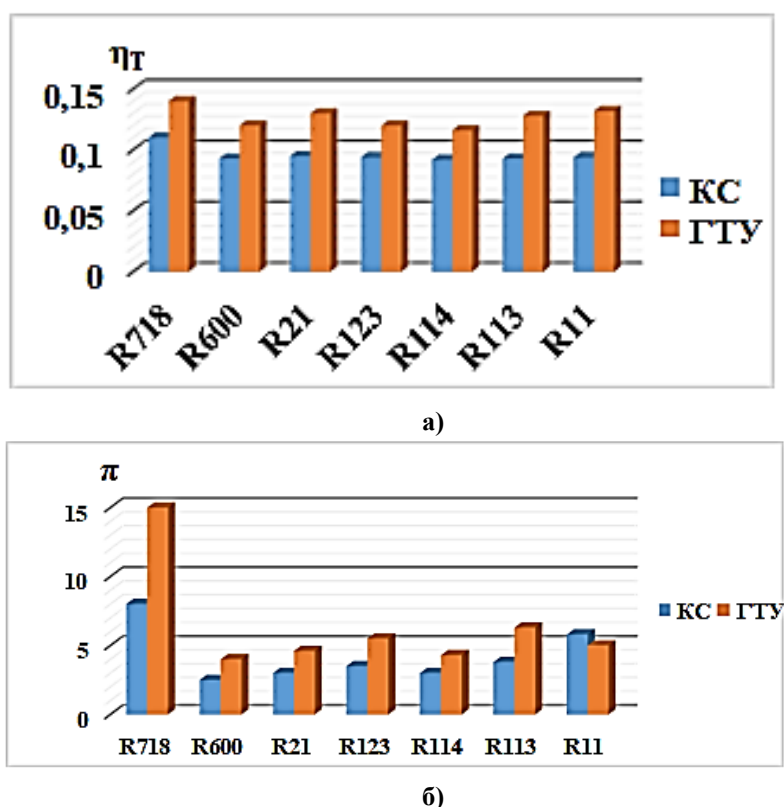


Рис. 3. Результаты расчетов по компрессорной станции и газотурбинной установке:
 а) зависимость термического КПД цикла от рабочего вещества;
 б) зависимость степени повышения давления от рабочего вещества
Fig. 3. Calculation results for the compressor station and the gas turbine unit:
 а) the dependence of the thermal efficiency of the cycle on the working substance;
 б) the dependence of the degree of pressure increase on the working substance

В качестве примера эффективности использования бросового тепла от газоперекачивающих агрегатов рассмотрен агрегат ГПА-Ц-25, состоящий из двигателя ПС-90ГП-25 и нагнетателя типа РТМ 25. Валы турбины и нагнетателя соосны. Представлены основные показатели ГПА (табл. 2).

Таблица 2. Основные показатели ГПА
Table 2. The main indicators of GPA

Параметр	Величина
Номинальная мощность турбины, МВт	25
Расход выхлопных газов, кг/с	70,3
Температура выхлопных газов, °С	465
Расход перекачиваемого природного газа, нм ³ /час	1,63·10 ⁶

Были проведены расчёты характеристик пароводяного винтового детандера с учётом специфики протекающего в нём рабочего процесса. Расширение пара происходит в рабочей камере, сформированной впадинами ведущего и ведомого винтов.

Для количественного анализа изменения термодинамических параметров пара в процессе его расширения использовалось дифференциальное выражение первого закона термодинамики для системы с переменной массой

$$dU = -dL + dZ_{\text{нат}} - dZ_{\text{ут}} + dQ, \quad (1)$$

где dU — приращение полной внутренней энергии пара в элементарном процессе; dL — работа, совершаемая при его расширении; $dZ_{\text{нат}}$ и $dZ_{\text{ут}}$ — соответственно, энергия пара, натекающего в рабочую полость и вытекающего из неё за рассматриваемый интервал времени; dQ — количество теплоты, переданное деталям детандера или отведённое от них.



Поскольку процессы в детандере протекают с высокой скоростью, объем пара, находящийся в парной полости, обменивается с деталями устройства лишь незначительным количеством теплоты. Поэтому в уравнении (1) последний член, отвечающий за теплопередачу, можно считать пренебрежимо малым. После соответствующих преобразований с использованием известных термодинамических соотношений получено выражение, позволяющее вычислить изменение давления в ходе элементарного процесса расширения пара в парной полости [15]

$$dp = dp_s + dp_{\text{нат}} + dp_{\text{ут}}, \quad (2)$$

$$dp_s = -p \cdot k_v \cdot \frac{dW}{W}, \quad (3)$$

где p — текущее значение давления; k_v — показатель изоэнтропы, dW , W — изменение и текущее значение объема парной полости.

Изменение давления в парной полости обусловлено поступлением массы рабочего тела (натечек) и ее утечкой, что соответственно приводит к изменениям давления $dp_{\text{нат}}$ и $dp_{\text{ут}}$.

$$dp_{\text{нат}} = \frac{zR}{W} \left[\frac{(h_0 - u)}{c_v} + T \right] \cdot \sum_k dG_{\text{нат.k}} \quad (4)$$

$$dp_{\text{ут}} = \frac{zR}{W} \left[\frac{p \cdot v}{c_v} + T \right] \cdot \sum_j dG_{\text{ут.j}} \quad (5)$$

где z — текущее значение коэффициента сжимаемости; R — газовая постоянная; h_0 — энтальпия пара в полости, из которой происходит натекание в рассматриваемую парную полость; u , p и v — текущие значения удельной внутренней энергии, давления и удельного объема; c_v — изохорная теплоемкость; T — текущее значения абсолютной температуры; $dG_{\text{нат.k}}$, $dG_{\text{ут.j}}$ — количество пара, натекающего и вытекающего через одну из щелей за рассматриваемый промежуток времени.

Для определения сопротивления на входном окне детандера были применены зависимости, представленные в [16]. На основе уравнений (2) – (5) построена расчетная индикаторная диаграмма, позволяющая определить индикаторную мощность детандера N_d и оценить величину вырабатываемой электрической мощности.

$$N_{\text{эл}} = N_d \cdot \eta_{\text{мех}} \cdot \eta_{\text{эл}} \quad (6)$$

Для рассматриваемых винтовых детандеров механический КПД $\eta_{\text{мех}} = 0,93...0,95$, а КПД генератора $\eta_{\text{эл}} = 0,94...0,96$.

4. Заключение (Conclusion)

Таким образом, наиболее привлекательным рабочим веществом для рассматриваемых прямых циклов является вода.

Оценочный калорический анализ показал, что при номинальном режиме работы газоперекачивающего агрегата возможно получение порядка 3 МВт дополнительной электроэнергии на каждый $1 \cdot 10^6$ $\text{м}^3/\text{ч}$ перекачиваемого природного газа за счёт внедрения прямого термодинамического цикла с использованием винтового детандера и расширения сухого насыщенного водяного пара.

Применение винтов с асимметричным профилем зубьев в пароводяном детандере, при внешнем диаметре 600 мм и длине 800 мм, позволяет получить до 230,4 кВт электрической мощности при температуре кипения 100°C и до 453 кВт — при температуре $117,8^\circ\text{C}$. Полученная электроэнергия может быть использована для автономного энергоснабжения инфраструктуры газоперекачивающего агрегата.



ЛИТЕРАТУРА

1. Сяукани М., Лех С., Даниарта С., Коласински П. Систематический обзор потерь при двухфазном расширении: проблемы, возможности оптимизации и будущие направления исследований // Энергетика. – 2025. – Т. 18, № 13. – С. 3504. – DOI: 10.3390/en18133504.
2. Имран М., Усман М., Парк Б.-С., Ли Д.-Х. Объемные расширители для рекуперации низкопотенциального тепла и отходящего тепла // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2016. – Т. 57. – С. 1090–1109.
3. Танигучи Х., Кудо К., Гидт В.Х., Парк И., Кумазава С. Аналитическое и экспериментальное исследование винтовых детандеров двухфазного потока для выработки электроэнергии // J. Eng. Gas Turbines Power. – 1988. – Т. 110. – С. 628–635.
4. Mukolyants A.A., Sotnikova I.V., Ergasheva D.K., Shadibekova F.T., Taubaldiev A.A. Heating of natural gas before expander-generator unite // Journal of Physics: Conference Series. – 2021. – Vol. 2094. – P. 052049. – DOI: 10.1088/1742-6596/2094/5/052049.
5. Zhang X., Zhang Y., Cao M., Wang J., Wu Y., Ma C. Working fluid selection for organic Rankine cycle using single-screw expander // Energies. – 2019. – Vol. 12. – P. 3197. – DOI: 10.3390/en12163197.
6. Alshammari F., Karvountzis-Kontakiotis A., Pesyridis A., Usman M. Expander technologies for automotive engine organic Rankine cycle applications // Energies. – 2018. – Vol. 11. – P. 1905.
7. Zhao Y., Liu G., Li L., Yang Q., Tang B., Liu Y. Expansion devices for organic Rankine cycle (ORC) using in low temperature heat recovery: A review // Energy Conversion and Management. – 2019. – Vol. 199. – P. 111944. – DOI: 10.1016/j.enconman.2019.111944.
8. Островская А. В., Королев В. Н. Теоретические основы теплотехники. Техническая термодинамика: учебное пособие. – Екатеринбург: Изд-во Уральского университета, 2020. – 240 с.
9. Железный В. П., Семенов Ю. В. Рабочие тела парокompрессорных холодильных машин: свойства, анализ, применение: монография. – Одесса: Феникс, 2012. – 420 с.
10. Дзино А. А., Малышев А. А., Малинина О. С. Альтернативные рабочие вещества для комбинированного термотрансформатора // Вестник Международной академии холода. – 2013. – № 3. – С. 35–37.
11. Дзино А. А., Носков А. Н., Малинина О. С. Пути повышения эффективности агрегатов на газоперекачивающих магистральных трубопроводах перекачки газа // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. – 2017. – Т. 1, № 2. – С. 53–57.
12. Цветков О. Б. Холодильные агенты: монография. – СПб.: СПбГУНиПТ, 2002. – 216 с.
13. Ибраев А. М., Мустафин Т. Н., Хамидуллин М. С. Влияние потерь от дросселирования на эффективность работы парокompрессионных холодильных машин // Вестник Казанского технологического университета. – 2013. – Т. 16, № 20. – С. 240–242.
14. Ибраев А. М., Мустафин Т. Н., Хамидуллин М. Н. Сравнительный анализ холодильных агентов парокompрессионных холодильных машин по величинам энергетических потерь дросселирования и перегрева // Вестник Казанского технологического университета. – 2014. – Т. 17, № 14. – С. 439–441.
15. Носков А. Н. Расчет процесса сжатия холодильного винтового компрессора // Компрессорная техника и пневматика. – 1997. – № 1. – С. 35–39.
16. Носков А. Н., Сакун И. А., Пекарев В. И. Исследование рабочего процесса холодильного винтового компрессора сухого сжатия // Холодильная техника. – 1985. – № 6. – С. 20–24.

REFERENCES

1. Siaukani M., Lekh S., Daniarta S., Kolasinski P. A systematic review of losses in two-phase expansion: problems, optimization opportunities, and future research directions // Energy. – 2025. – Vol. 18, No. 13. – P. 3504. – DOI: 10.3390/en18133504 (in Russian).
2. Imran M., Usman M., Park B.-S., Lee D.-H. Volumetric expanders for the recovery of low-potential heat and waste heat // Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2016, vol. 57, pp. 1090-1109 (in Russian).
3. Taniguchi H., Kudo K., Gidt V.H., Park I., Kumazawa S. Analytical and experimental study of screw expanders of two-phase flow for power generation // J. Eng. Gas Turbines Power. – 1988. – Vol. 110. – pp. 628-635 (in Russian).
4. Mukolyants A.A., Sotnikova I.V., Ergasheva D.K., Shadibekova F.T., Taubaldiev A.A. Heating of natural gas before expander-generator unite // Journal of Physics: Conference Series. – 2021. – Vol. 2094. – P. 052049. – DOI: 10.1088/1742-6596/2094/5/052049.
5. Zhang X., Zhang Y., Cao M., Wang J., Wu Y., Ma C. Working fluid selection for organic Rankine cycle using single-screw expander // Energies. – 2019. – Vol. 12. – P. 3197. – DOI:



10.3390/en12163197.

6. Alshammari F., Karvountzis-Kontakiotis A., Pesyridis A., Usman M. Expander technologies for automotive engine organic Rankine cycle applications // *Energies*. – 2018. – Vol. 11. – P. 1905.

7. Zhao Y., Liu G., Li L., Yang Q., Tang B., Liu Y. Expansion devices for organic Rankine cycle (ORC) using in low temperature heat recovery: A review // *Energy Conversion and Management*. – 2019. – Vol. 199. – P. 111944. – DOI: 10.1016/j.enconman.2019.111944.

8. Ostrovskaya A.V., Korolev V. N. Theoretical foundations of heat engineering. Technical thermodynamics: a textbook. Yekaterinburg: Publishing House of the Ural University, 2020. 240 p. (in Russian).

9. Zhelezny V. P., Semenyuk Yu. V. Working bodies of steam compressor refrigerating machines: properties, analysis, application: monograph. Odessa: Feniks Publ., 2012. 420 p. (in Russian).

10. Dzino A. A., Malyshev A. A., Malinina O. S. Alternative working substances for a combined thermal transformer // *Bulletin of the International Academy of Refrigeration*. - 2013. – No. 3. – pp. 35-37 (in Russian).

11. Dzino A. A., Noskov A. N., Malinina O. S. Ways to increase the efficiency of aggregates on gas-pumping main pipelines for pumping gas // *Omsk Scientific Bulletin. Ser. Aviation, rocket and energy engineering*. – 2017. – Vol. 1, No. 2. – pp. 53-57 (in Russian).

12. Tsvetkov O. B. Refrigerating agents: monograph. – St. Petersburg: SPbGUNIPT, 2002. – 216 p. (in Russian).

13. Ibraev A.M., Mustafin T. N., Khamidullin M. S. The effect of losses from throttling on the efficiency of steam compression refrigerating machines // *Bulletin of Kazan Technological University*. - 2013. – Vol. 16, No. 20. – pp. 240-242 (in Russian).

14. Ibraev A.M., Mustafin T. N., Khamidullin M. N. Comparative analysis of refrigerating agents of steam compression refrigerating machines in terms of energy losses of throttling and overheating // *Bulletin of Kazan Technological University*. 2014. Vol. 17, No. 14. pp. 439-441 (in Russian).

15. Noskov A. N. Calculation of the compression process of a refrigeration screw compressor // *Compressor technology and pneumatics*. - 1997. – No. 1. – pp. 35-39 (in Russian).

16. Noskov A. N., Sakun I. A., Pekarev V. I. Investigation of the working process of a dry compression refrigeration screw compressor. - 1985. – No. 6. – pp. 20-24 (in Russian).