

ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

Оригинальная научная статья

УДК 629.463.12: 536.7

EDN: <https://elibrary.ru/qtqkjlw>DOI: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2026-85-2-175-186>

Научная специальность: 2.9.3. Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация



Термодинамическая оценка потенциала использования сжиженного природного газа в автономном рефрижераторном вагоне

Д. Я. Монастырский✉, В. В. Галов, И. Г. Киселев

Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I (ПГУПС), Санкт-Петербург, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Введение. Для энергоснабжения холодильных установок автономных рефрижераторных вагонов обычно используют дизель-генераторные силовые установки. С целью повышения энергетической эффективности предлагается замена дизеля на газопоршневой двигатель, с переходом от дизельного топлива к сжиженному природному газу и внедрением контура рекуперации холода от регазификации сжиженного природного газа для дополнительного холодоснабжения грузового помещения совместно с основной холодильной установкой. Эта замена потребует комплексной оценки потенциала утилизации физической эксергии, доступной в процессе регазификации. Целью работы является определение термодинамических границ и обоснование выбора рабочих параметров рекуперации холода при регазификации сжиженного газа в теплообменнике, расположенном в грузовом помещении рефрижераторного вагона и включенном в топливную линию энергетической установки.

Материалы и методы. В исследовании применено численное термодинамическое моделирование открытого цикла регазификации для сжиженного природного газа, предназначенного для использования в качестве моторного топлива. Использован энергетический и эксергетический анализ, метод тепловых балансов. Рассчитаны показатели удельной холодопроизводительности и эксергетического КПД второго рода относительно цикла Карно.

Результаты. Рассмотрена схема рекуперации холода сжиженного природного газа в открытом цикле с криогенным насосом. Представлены результаты численного моделирования теплофизических процессов регазификации. Проведена оценка зависимостей удельной холодопроизводительности и эксергетического КПД от рабочего давления, определены параметры, исключающие кипение газа вне контура рекуперации. Установлено, что повышение давления в линии регазификации обеспечивает рост термодинамической эффективности системы при незначительном снижении энтальпийного потенциала.

Обсуждение и заключение. Сформулированы критерии эксергетической эффективности для автономных систем, позволившие перейти от энтальпийной оценки потенциала рекуперации сжиженного природного газа к эксергетической. Выявлен диапазон рабочих давлений и температур, в котором достигается термодинамический оптимум рекуперации холода от сжиженного природного газа. Данный режим является необходимым условием для гидравлической устойчивости системы подачи топлива, позволяет упростить конструкцию рефрижераторного вагона и унифицировать схему подачи топлива при переходе на сжиженный природный газ.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: автономный рефрижераторный вагон, сжиженный природный газ, рекуперация холода, фазовое превращение, термодинамический анализ

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Монастырский Д. Я., Галов В. В., Киселев И. Г. Термодинамическая оценка потенциала использования сжиженного природного газа в автономном рефрижераторном вагоне // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2026. Т. 85, № 2. С. 175–186. EDN: <https://elibrary.ru/qtqkjlw>.

Original article

UDK 629.463.12: 536.7

EDN: <https://elibrary.ru/qtkjlv>DOI: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2026-85-2-175-186>

Scientific specialty: 2.9.3. Railway rolling stock, train traction and electrification



Thermodynamic assessment of potential for using liquefied natural gas in autonomous refrigerated car

Dmitrii Ya. Monastyrskii✉, Vladimir V. Galov, Igor G. Kiselev

Emperor Alexander I St. Petersburg State Transport University,
Saint Petersburg, Russia

ABSTRACT

Introduction. Diesel generators sets are commonly used to power the refrigeration units of autonomous refrigerated cars. In order to increase energy efficiency of autonomous refrigerated cars it is proposed to switch from diesel fuel to liquefied natural gas (LNG), with transition from diesel fuel to LNG and introduction of cold recovery units from LNG regasification for additional cooling of cargo area in conjunction with the main refrigeration unit. This transition necessitates a comprehensive assessment of the potential for utilising the physical exergy available during the regasification process. The aim of the study is to determine the thermodynamic limits and justify the selection of operating parameters for LNG cold energy recovery in the auxiliary cooling circuit of the cargo compartment.

Materials and methods. The study employed numerical thermodynamic processes simulation of an open regasification cycle for LNG fuel. Energy and exergy analyses, along with the heat balance method, were utilised. Key indicators, including specific cooling capacity and second-law exergetic efficiency relative to the Carnot cycle, were calculated.

Results. The authors examined LNG cold recovery scheme based on an open cycle with a cryogenic pump. The results of the numerical simulation of the thermophysical regasification processes are presented. The dependencies of specific cooling capacity and exergetic efficiency on operating pressure were evaluated, and parameters ensuring the prevention of LNG boiling outside the recovery circuit were determined. It was established that pressure increase in the regasification line significantly enhances the thermodynamic efficiency of the system with negligible reduction in enthalpy potential.

Discussion and conclusion. Exergetic efficiency criteria for autonomous systems were formulated, enabling a transition from an enthalpy-based to an exergy-based assessment of LNG recovery potential. A rational range of operating pressures was identified, achieving a thermodynamic optimum for cold recovery. This operating mode is essential for ensuring the hydraulic stability of the fuel supply system, simplifying the refrigerated car design and unifying the fuel supply scheme during the transition to LNG usage.

KEYWORDS: autonomous refrigerated car, liquefied natural gas, cold recovery, phase transition, thermodynamic analysis

FOR CITATION: Monastyrskii D. Ya., Galov V. V., Kiselev I. G. Thermodynamic assessment of potential for using liquefied natural gas in autonomous refrigerated car. *Russian Railway Science Journal*. 2026;85(2):175–186. (In Russ.). DOI: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2026-85-2-175-186>.

Введение. К 2026 году производство автономных рефрижераторных вагонов (далее — АРВ) налажено на предприятиях ООО «РусРеф», ООО «УК РМ Рейл», АО «Уралвагонзавод» и АО «Алтайвагон». Востребованность услуг перевозок грузов при помощи АРВ растет, в связи чем ведется подготовка к серийному производству на других российских заводах. Производимые АРВ моделей 16-5213, 16-1247 и 16-2155 используют для энергоснабжения холодильных установок дизель-генераторные установки (далее — ДГУ), расположенные в машинных отделениях АРВ. В качестве топлива для ДГУ могут быть использованы различные марки дизельного топлива, в том числе предназначенные для тепловозных дизелей. В условиях роста цен на дизельное топливо и расширения производства сжиженного природного газа (далее — СПГ) в Российской Федерации предлагается перевод АРВ с дизельного топлива на СПГ, при котором он используется одновременно как источник холода.

В современной литературе вопросы применения СПГ в качестве источника холода освещены достаточно широко. Организация перевозок в рефрижераторном подвижном составе рассмотрена в работах В. В. Ефимова¹ и М. С. Боровиковой². Перспективы применения газомоторного топлива и экологические аспекты затронуты в исследованиях С. А. Колина [1] и Т. Банашкевича [2]. Однако существующие подходы к оценке холодильного потенциала СПГ базируются преимущественно на первом законе термодинамики и рассматривают энтальпию испарения как полезный энергетический ресурс. Такой подход прослеживается, к примеру, в работах О. А. Ворона [3]. При этом изменение энтропии в процессах теплообмена при большом перепаде температур приводит к значительным необратимым потерям, которые энтальпийный метод не учитывает. Фундаментальные основы эксергетического метода, позволяющего оценить эти потери, изложены в трудах В. М. Бродянского [4]. Применительно к задачам рекуперации холода СПГ данный метод развивался в работах зарубежных исследователей, таких как Дж. Хор [5] и П. Дорош [6], однако специфика железнодорожного подвижного состава в них не учтена. В обзорной работе [7] систематизированы современные направления использования холода от регазификации СПГ, включая охлаждение различных сред, а также кондиционирование помещений. В работе [8] выполнен термодинамический анализ схем рекуперации холода СПГ. Особенности теплообмена при регазификации в трубах рассмотрены в [9], а расчетные и эксперимен-

тальные данные по промышленным теплообменникам для утилизации холода СПГ приведены в [10].

Анализ работ [7–10] показывает, что холод, высвобождаемый при регазификации СПГ, целесообразно рассматривать как полезный энергетический ресурс для холодильных, энергетических и теплообменных систем. Рекуперация холода применяется для выработки электроэнергии, охлаждения и других процессов, где применяются криогенные вещества. Применительно к АРВ, с учетом малого расхода топлива, перевод на СПГ позволяет получить источник дополнительного холода. К преимуществам СПГ также относятся высокая плотность хранения газового топлива в сжиженном состоянии и меньший уровень выбросов продуктов сгорания по сравнению с дизельным топливом [2, 6]. Экономические преимущества связаны со снижением топливной составляющей работы автономной энергетической установки. За счет более высокой удельной теплоты сгорания СПГ по сравнению с дизельным топливом, а также за счет использования холода регазификации для частичной разгрузки основной холодильной установки, сокращается расчетная потребность в топливе на маршруте и повышается автономность вагона на имеющемся бортовом запасе топлива [3].

Целью настоящей работы является определение термодинамических границ и обоснование выбора рабочих параметров рекуперации холода при регазификации СПГ в теплообменнике, расположенном в грузовом помещении рефрижераторного вагона и включенном в топливную линию энергетической установки вагона.

Характеристики рабочего тела и системы рекуперации. В соответствии с ГОСТ 34894–2022³, СПГ — это криогенная жидкость, состоящая преимущественно из метана, и, как правило, имеющая при атмосферном давлении температуру хранения минус 162 ± 8 °С. В качестве моторного топлива для двигателей внутреннего сгорания (далее — ДВС) рекомендовано применение СПГ марки Б с молярной долей метана не менее 80 %.

В связи с особенностями состава СПГ в качестве рабочего тела в расчетной модели условно принят метан. Для описания окружающей среды принято атмосферное давление. Температура в машинном отделении принята 293 К (+20 °С), температурный режим в грузовом помещении 253 К (–20 °С) для замороженных и 278 К (+5 °С) для охлажденных продуктов. Давление СПГ в топливной линии принято от 0,1 до 0,6 МПа в пределах рабочих давлений криогенных топливных систем. В качестве начального расчетного состояния температура СПГ на входе в участок

¹ Ефимов В. В., Кобозева Н. Г., Конограй О. А., Слободчиков Н. А. Железнодорожный хладотранспорт и доставка скоропортящихся грузов: учеб. М.: УМЦ ЖДТ, 2022. 340 с.

² Боровикова М. С. Организация перевозочного процесса на железнодорожном транспорте: учеб. М.: Автограф, 2014. 412 с.

³ ГОСТ 34894–2022. Газ природный сжиженный. Технические условия: принят Межгосударственным советом по стандартизации, метрологии и сертификации, протокол от 30 сентября 2022 г. № 154-П. М.: Российский институт стандартизации, 2022. 11 с.

регазификации принята равной 111,6 К (–162 °С) в соответствии с температурой кипения метана при атмосферном давлении. Указанная температура кипения характеризует тепловое состояние СПГ во время хранения в криобаке до начала интенсивных процессов теплообмена и регазификации.

Рассмотренный открытый термодинамический цикл регазификации СПГ (рис. 1) реализуется в системе подачи топлива к ДВС основного холодильного агрегата АРВ 1. Топливо подается из криогенного бака 8. Цикл включает адиабатное сжатие жидкой фазы СПГ в криогенном насосе 9, изобарный подвод теплоты в змеевиковом теплообменнике 11, установленном в грузовом помещении АРВ, а затем подачу газа, нагретого до температуры воздуха в машинном отделении 1, в газопоршневой двигатель 4 через газовый

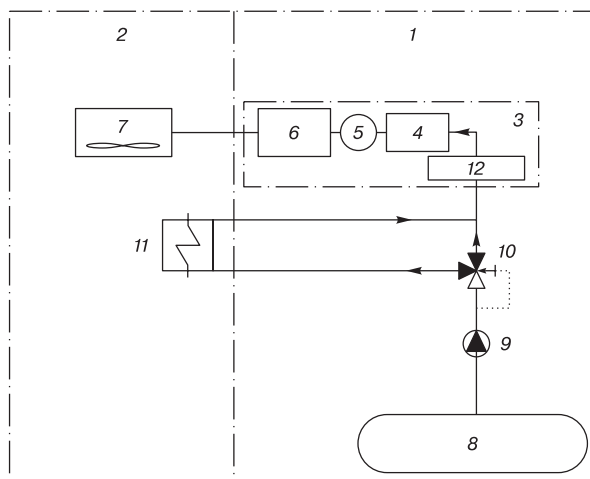


Рис. 1. Схема регазификации СПГ в топливном контуре холодильного агрегата*:

- 1 — машинное отделение АРВ; 2 — грузовое помещение АРВ;
- 3 — холодильный агрегат; 4 — газопоршневой ДВС; 5 — генератор электроэнергии; 6 — компрессорно-конденсаторный блок;
- 7 — воздухоохладитель; 8 — криогенный бак с СПГ; 9 — криогенный насос; 10 — регулируемый клапан; 11 — змеевиковый теплообменник; 12 — газовый коллектор

* Источник: данные авторов

Fig. 1. Layout of LNG regasification in fuel circuit*:

- 1 — engine room of autonomous refrigerated car; 2 — cargo area of autonomous refrigerated car; 3 — refrigeration unit;
- 4 — gas piston engine; 5 — electric generator; 6 — compressor-condenser unit;
- 7 — air cooler; 8 — cryogenic tank with LNG; 9 — cryogenic pump;
- 10 — control valve; 11 — serpentine heat exchanger; 12 — gas manifold

* Source: authors' data

коллектор 12. Двигатель обеспечивает работу генератора электроэнергии 5, который питает компрессорно-конденсаторный блок 6 основной холодильной установки 3, связанный с воздухоохладителем грузового помещения 7. В этой схеме теплообменник линии регазификации СПГ 11 используется как дополнительный источник холода совместно с основной холодильной установкой.

Тепловая нагрузка на испаритель определяется потребностью поддержания температурного режима в грузовом помещении АРВ 2 в соответствии с требованиями к перевозке охлажденных и замороженных грузов. Производительность испарителя напрямую связана с расходом топлива и нагрузкой на двигатель холодильного агрегата.

Для определения параметров топливной линии массовый расход $G_{\text{СПГ}}$, кг/с, вычисляется согласно выражению (1)⁴:

$$G_{\text{СПГ}} = \frac{N_{\text{ГТД}}}{Q_{\text{н,СПГ}}^{\text{р}} \eta_{\text{ГТД}}}, \quad (1)$$

где $N_{\text{ГТД}}$ — мощность теплового двигателя навесной дизель-генераторной установки с генератором 15 кВт, принятая равной $24 \cdot 10^3$ Вт (24 кВт)⁵;

$Q_{\text{н,СПГ}}^{\text{р}}$ — низшая теплота сгорания газа марки Б по ГОСТ Р 56021–2014⁶, для двигателей допускается в диапазоне от 45,4 до 52,6 МДж/кг, для расчета принято значение $47 \cdot 10^6$ Дж/кг (47 МДж/кг);

$\eta_{\text{ГТД}}$ — КПД двигателя, для газовых двигателей принимаемый от 28 до 40%⁷, в расчете принят $\eta_{\text{ГТД}} = 0,35$ в качестве консервативной оценки с учетом малой мощности установки.

Расчетный максимальный массовый расход СПГ для ДВС мощностью 24 кВт, необходимого для питания генератора переменного тока 15 кВт, составляет 0,00146 кг/с, или около 5,2 кг/ч.

Термодинамическая модель цикла регазификации.

Регазификация в настоящей работе понимается как испарение жидкой фазы СПГ при давлении кипения с последующим перегревом пара до параметров сжигания в ДВС. Конечной точкой процесса регазификации принимается температура в машинном отделении, давление в топливной линии постоянное. Модель теплообмена принимается как идеальная. Доступный холодильный потенциал при рекуперации холода от регазификации СПГ приведен на рис. 2.

⁴ ГОСТ 14846–2020. Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний: принят Межгосударственным советом по стандартизации, метрологии и сертификации, протокол от 30 октября 2020 г. № 134-П. М.: Стандартинформ, 2020. 89 с.

⁵ Официальный каталог компании Carrier Global Corporation, модель PowerLINE RG15 Series 24 Generator Set. URL: <https://www.shareddocs.com/hvac/docs/2000/Public/06/62-11875.pdf> (дата обращения: 20.04.2026).

⁶ ГОСТ Р 56021–2014. Газ горючий природный сжиженный. Топливо для двигателей внутреннего сгорания и энергетических установок. Технические условия: утв. и введен в действие приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 15 мая 2014 г. № 432-ст. М.: Стандартинформ, 2019. 11 с.

⁷ Klimstra J. Performance of lean-burn natural-gas-fueled engines — On specific fuel consumption, power capacity and emissions. Technical Papers. SAE International; 1990. P. 460–472.

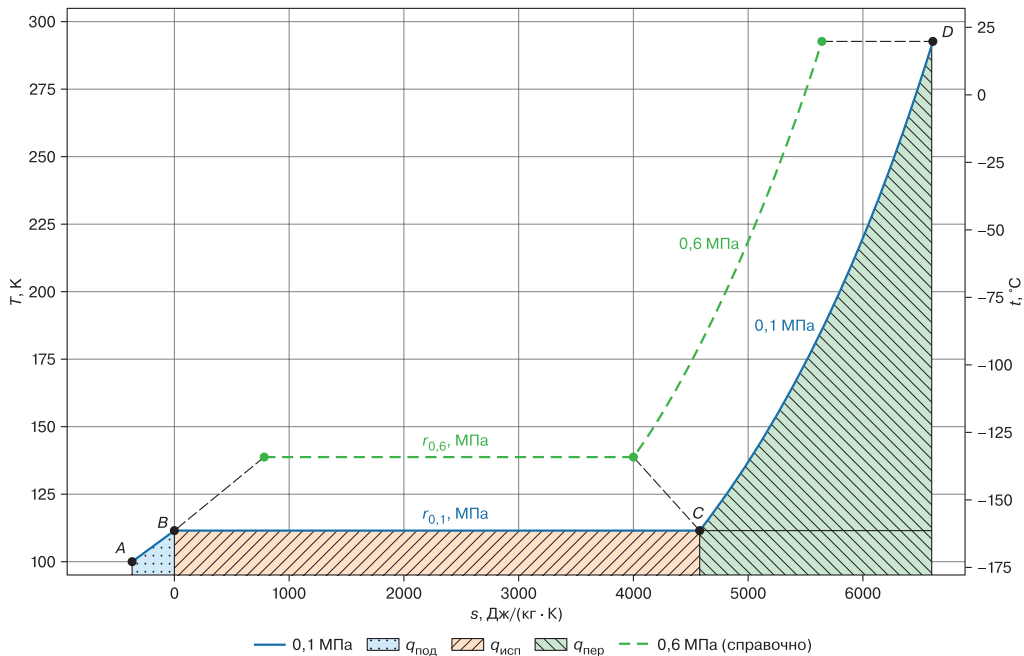


Рис. 2. Графическая оценка холодопроизводительности СПГ в диапазоне давлений от 0,1 до 0,6 МПа*:

A — жидкость на входе в испаритель; *B* — насыщенная жидкость при термодинамических параметрах кипения СПГ; *C* — насыщенный пар при температуре кипения; *D* — газ на выходе из теплообменника. Линия *BC* соответствует теплоте парообразования СПГ; $q_{\text{под}}$, $q_{\text{исп}}$, $q_{\text{пер}}$ — удельная энергия охлаждения до кипения, при кипении и после кипения соответственно, Дж/кг; $r_{0,1 \text{ МПа}}$ и $r_{0,6 \text{ МПа}}$ — удельная теплота парообразования СПГ при давлениях 0,1 и 0,6 МПа соответственно, Дж/кг

* Источник: данные авторов

Fig. 2. Graphical evaluation of LNG cooling capacity in pressure range from 0.1 to 0.6 MPa*:

A — liquid at the inlet to the evaporator; *B* — saturated liquid at the thermodynamic parameters of LNG boiling; *C* — saturated vapor at the boiling temperature; *D* — gas at the outlet of the heat exchanger. Line *BC* corresponds to the latent heat of vaporisation of LNG; $q_{\text{под}}$, $q_{\text{исп}}$, $q_{\text{пер}}$ — specific cooling energy before boiling, during boiling, and after boiling, respectively, J/kg; $r_{0,1 \text{ МПа}}$ and $r_{0,6 \text{ МПа}}$ — specific latent heat of LNG vaporisation at pressures of 0.1 and 0.6 MPa, respectively, J/kg

* Source: authors' data

Для оценки термодинамического качества холода используется понятие физической эксергии потока. Без учета скоростной и потенциальной компонент, удельная физическая эксергия определяется как разность состояний потока вещества и окружающей среды (T_0, p_0). Принимая, что влияние механической работы давления пренебрежительно мало, полная эксергия регазификации $e_{\text{СПГ}}$, Дж/кг, определяется по формуле (2) [4, 6]:

$$e_{\text{СПГ}} = \left[c_{p,ж}(T_{\text{кип}} - T_{\text{вх,ж}}) - T_0 c_{p,ж} \ln \left(\frac{T_{\text{кип}}}{T_{\text{вх,ж}}} \right) \right] + [r_{\text{СПГ}} - T_0 (s_{г,кип} - s_{ж,кип})] + \left[c_{p,г}(T_0 - T_{\text{кип}}) - T_0 c_{p,г} \ln \left(\frac{T_0}{T_{\text{кип}}} \right) \right], \quad (2)$$

где $T_{\text{кип}}$ — температура кипения СПГ, К;

$T_{\text{вх,ж}}$ — температура жидкой фазы, К;
 $c_{p,ж}$ — изобарная массовая теплоемкость метана, Дж/(кг·К);
 $r_{\text{СПГ}}$ — удельная теплота парообразования СПГ⁸, 510 000 Дж/кг;
 $s_{г,кип}$, $s_{ж,кип}$ — удельная энтропия газа и жидкости на кривой насыщения при температуре кипения СПГ, Дж/(кг·К);
 T_0 — температура окружающей среды, К;
 $c_{p,г}$ — изобарная массовая теплоемкость газа после кипения, Дж/(кг·К).

Изменение теплосодержания СПГ в теплообменнике при регазификации определяется по формуле (3)⁹:

$$Q_{\text{рег}} = G_{\text{СПГ}} q_{\text{рег}} = G_{\text{СПГ}} [c_{p,ж}(T_{\text{кип}} - T_{\text{вх,ж}}) + r_{\text{СПГ}} + c_{p,г}(T_{\text{вых,г}} - T_{\text{кип}})], \quad (3)$$

где $Q_{\text{рег}}$ — холодопроизводительность процесса регазификации, Вт;

⁸ Варгафтик Н. Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей: 2-е изд. М.: Наука, 1972. 720 с.

⁹ Кириллин В. А., Сычев В. В., Шейндлин А. Е. Техническая термодинамика: учеб. для теплоэнерг. спец. вузов. 4-е изд. М.: Энергоатомиздат, 1983. 416 с.

$q_{\text{рег}}$ — удельная холодопроизводительность процесса регазификации, Дж/кг;

$T_{\text{вых,г}}$ — температура газа на выходе из теплообменника, К.

Эксергетическая мощность потока СПГ $E_{\text{рег}}$, Вт, в модели принимается по формуле (4) [4]:

$$E_{\text{рег}} = G_{\text{СПГ}} e_{\text{СПГ}}. \quad (4)$$

Так как рассматриваемая система является холодильной машиной, качество холода E_Q (полезная эксергия), Вт, переданного потребителю, определяется как работа обратного цикла Карно [4]:

$$E_Q = \int \left(\frac{T_0}{T_{\text{тп}}(x)} - 1 \right) dQ = \left(\frac{T_0}{T_{\text{тп}}} - 1 \right) Q_{\text{рег}}, \quad (5)$$

где $T_{\text{тп}}$ — температура на границе теплообмена со стороны потребителя, грузового помещения, К. Выражение в скобках представляет собой эксергетическую температурную функцию, или фактор Карно. Эффективность процесса рекуперации холода оценивается как [4]:

$$\eta_{\text{II}} = \frac{E_Q}{E_{\text{рег}}} = \frac{\left(\frac{T_0}{T_{\text{тп}}} - 1 \right) Q_{\text{рег}}}{G_{\text{СПГ}} e_{\text{СПГ}}} = \frac{q_{\text{рег}}(T_0 - T_{\text{тп}})}{e_{\text{СПГ}} T_{\text{тп}}}, \quad (6)$$

где η_{II} — эксергетический КПД второго рода.

Из уравнения (6) следует, что термодинамическая эффективность является функцией давления регазификации и температурного уровня потребителя — температуры среды помещений кузова АРВ. Численный анализ данной зависимости позволяет определить оптимальные рабочие параметры цикла.

Условия гидравлической устойчивости. Нижняя граница давления обусловлена работой топливной системы при атмосферном давлении окружающей среды и необходимостью обеспечения кавитационного запаса насоса; верхняя граница принята исходя из условий обеспечения безопасной эксплуатации. Запас принят для сохранения однофазного состояния рабочего тела при прохождении через элементы топливной линии от бака до испарителя. Недопустимо кипение и возникновение паровой фазы в регулируемом клапане, так как это приводит к износу и повреждению клапана, скачкообразному изменению гидравлического сопротивления и снижению эффективности теплопередачи [11]. Условие отсутствия парообразования при дросселировании в регулируемом клапане записывается как выражение с условием отсутствия вскипания жидкости при дросселировании

и требованием запаса давления относительно давления насыщения:

$$P_{\text{квых}} \geq P_{\text{сат}}(T_{\text{СПГ}}) + \Delta P_{\text{зап}}, \quad (7)$$

где $P_{\text{квых}}$ — минимальное абсолютное давление на выходе из клапана, Па;

$P_{\text{сат}}$ — абсолютное давление насыщенных паров при температуре СПГ, Па;

$T_{\text{СПГ}}$ — температура СПГ в топливной линии, К;

$\Delta P_{\text{зап}}$ — запас по давлению, Па.

С учетом теплопритоков, критерий нормальной работы участка с клапаном предполагает, что суммарный теплоприток на участке не должен превышать энтальпийный запас жидкости до температуры насыщения, что формулируется выражением (8):

$$q_{\text{вн}} L_{\text{уч}} \leq G_{\text{СПГ}} c_{p,ж}(T_{\text{сат}}(P_{\text{вх}}) - T_{\text{вх}}), \quad (8)$$

где $q_{\text{вн}}$ — внешние линейные теплопритоки относительно участка топливной линии;

$L_{\text{уч}}$ — длина рассматриваемого участка, м;

$T_{\text{сат}}$ — температура насыщения, К;

$P_{\text{вх}}$ — абсолютное давление на входе в клапан, принятое равным давлению в топливной линии, Па;

$T_{\text{вх}}$ — температура СПГ на входе в рассматриваемый участок, принимается равной температуре хранения СПГ, К.

Анализ фазовых диаграмм метана показывает, что при низких рабочих давлениях температура СПГ в линии находится в непосредственной близости к кривой насыщения, что создает риск возникновения кавитации от внешних теплопритоков из машинного отделения [7].

При температуре хранения 111,6 К давление насыщенных паров метана составляет около 0,096 МПа. Следовательно, при давлении в топливной линии около 0,1 МПа запас над насыщением составляет порядка 0,004 МПа, а допустимый подогрев жидкости до начала кипения составляет около 0,6 К. При давлении 0,6 МПа температура кипения метана составляет около 145,2 К, запас возрастает до 34,2 К. При массовом расходе 0,00146 кг/с и теплоемкости жидкой фазы порядка 3,5 кДж/(кг·К), предельная мощность внешних теплопритоков, не вызывающих закипания на участке до испарителя, возрастает с 3 Вт при 0,1 МПа до 175 Вт при 0,6 МПа, то есть примерно в 58 раз. Таким образом, повышенное давление обеспечивает возможность использования для организации подводящего участка, к примеру, холоднодеформированную бесшовную трубу из нержавеющей стали по ГОСТ 9941–2022¹⁰ без дополнительной изоляции. Из формулы (8) предельная

¹⁰ ГОСТ 9941–2022. Трубы бесшовные холоднодеформированные из коррозионно-стойких высоколегированных сталей. Технические условия: принят Межгосударственным советом по стандартизации, метрологии и сертификации, протокол от 26 декабря 2022 г. № 157-П. М.: Российский институт стандартизации, 2023. 19 с.

эквивалентная длина участка трубы без теплоизоляции типоразмера 25 × 2,0 мм составит около 1,0 м.

Также необходимо отметить, что повышение рабочего давления до 0,6 МПа при сохранении температуры хранения СПГ обеспечивает значительное переохлаждение жидкости.

Термодинамический анализ. Результаты расчета полной холодопроизводительности в зависимости от давления регазификации представлены на рис. 3.

Установлено, что с ростом давления от 0,1 до 0,6 МПа полная холодопроизводительность системы с СПГ монотонно снижается на 3,8 % с 1331 до 1280 Вт. Доля фазового перехода падает с 55,0 % до 48,8 %. Вклад перегрева пара также снижается до 40 %. Зависимость эксергетического КПД второго рода от давления носит обратный характер и возрастает с увеличением давления, что отражено на рис. 4. При давлении СПГ ниже 0,3 МПа эффективность системы для перевозки охлажденных и замороженных грузов не превышает 6 %.

Повышение давления до 0,6 МПа приводит к росту температуры фазового перехода, что приближает про-

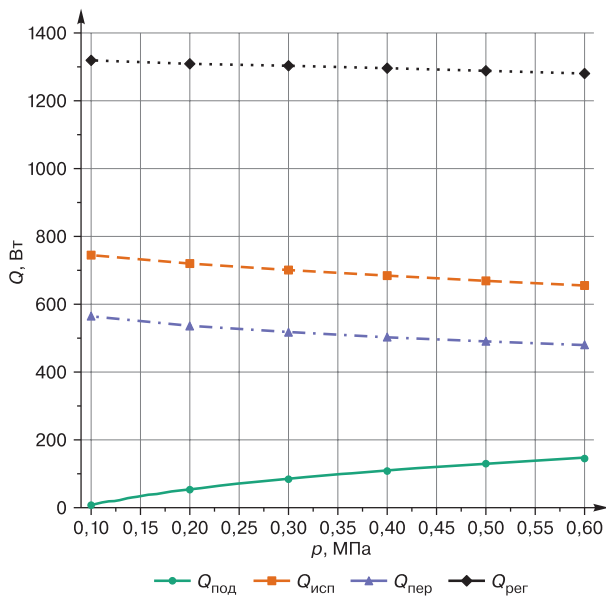


Рис. 3. Зависимость составляющих мощности холодопроизводительности регазификации СПГ от давления (МПа)*:
 $Q_{\text{под}}$ — теплота подогрева жидкости, Вт; $Q_{\text{исп}}$ — скрытая теплота парообразования, Вт; $Q_{\text{пер}}$ — теплота перегрева пара, Вт;
 $Q_{\text{рег}}$ — полная холодопроизводительность, Вт
 * Источник: данные авторов

Fig. 3. Dependence of LNG regasification cooling capacity components on pressure (MPa)*:
 $Q_{\text{под}}$ — liquid heating heat, V; $Q_{\text{исп}}$ — latent heat of vaporisation, V;
 $Q_{\text{пер}}$ — vapor superheating heat, V; $Q_{\text{рег}}$ — total cooling capacity, V
 * Source: authors' data

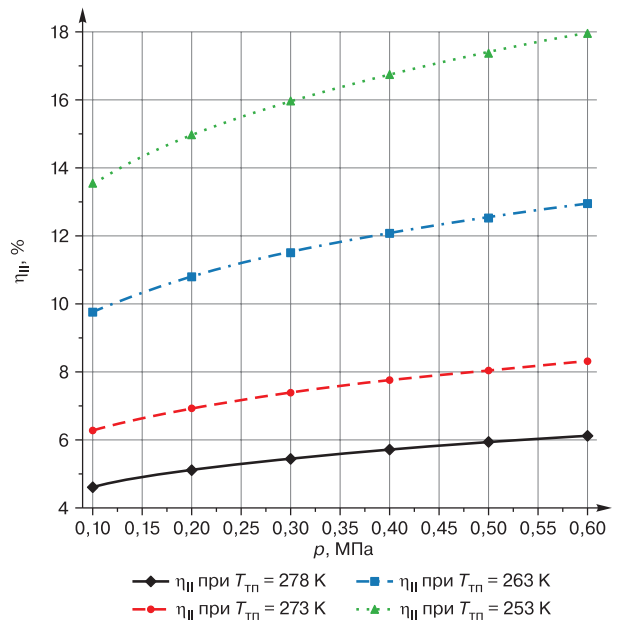


Рис. 4. Эксергетическая эффективность системы рекуперации холода относительно давления в системе*:
 $T_{\text{тп}}$ — температура теплоносителя (воздуха грузового помещения);
 η_{II} — эксергетический КПД второго рода
 * Источник: данные авторов

Fig. 4. Exergetic efficiency of cold recovery system relative to system pressure*:
 $T_{\text{тп}}$ — heat transfer medium temperature (cargo area air); η_{II} — second-law exergetic efficiency
 * Source: authors' data

цесс регазификации к температурному уровню потребителя. Эксергетический КПД возрастает до ~20 % при температуре в грузовом помещении 253 К (–20 °С).

Параметры теплообменного аппарата для регазификации. Для предварительной инженерной оценки требуемая длина теплообменника из гладких труб $L_{\text{гл}}$, м, для регазификации жидкого СПГ по описанной в статье схеме определяется выражением (9)¹¹:

$$L_{\text{гл}} = \frac{Q_{\text{рег}}}{k_{\text{гл}} \pi d_{\text{н}} \Delta T_{\text{ср}}}, \quad (9)$$

где $k_{\text{гл}}$ — коэффициент теплопередачи теплообменника из гладких труб, Вт/(м²·К);

$d_{\text{н}}$ — наружный диаметр трубы, м;

$\Delta T_{\text{ср}}$ — средний температурный напор между грузовым помещением и энергоносителем, К.

Коэффициент теплопередачи теплообменника из гладких труб принимается¹²:

$$k_{\text{гл}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{в}}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (10)$$

¹¹ Исаченко В. П., Сукомел А. С., Осипова В. А. Теплопередача: учеб. для студентов вузов. 4-е изд. М.: Энергоиздат, 1981. 416 с.

¹² Там же.

где α_1 — коэффициент теплоотдачи гладкой трубы со стороны СПГ, Вт/(м²·К);

α_2 — коэффициент теплоотдачи гладкой трубы со стороны окружающей среды, Вт/(м²·К);

d_y — внутренний диаметр трубы, м.

Длина теплообменника из оребренных труб L_{op} , м, определяется выражением¹³:

$$L_{op} = \frac{Q_{пер}}{k_{op} \pi d_n \Delta T_{cp}}, \quad (11)$$

где k_{op} — коэффициент теплопередачи теплообменника с оребрением, Вт/(м²·К), принимаемый как¹⁴:

$$k_{op} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \frac{d_n}{d_y} + \frac{1}{\alpha_2^{op}} \frac{F_{гл}}{F_{op}}}, \quad (12)$$

где α_2^{op} — коэффициент теплоотдачи оребренной трубы со стороны окружающей среды, Вт/(м²·К);

$F_{гл}$ — площадь гладкой трубы, м²;

F_{op} — площадь оребрения, м².

Необходимо отметить, что в формуле (10) расчет ведется для гладкой трубы, у которой площадь теплообмена совпадает с наружной поверхностью трубы. В формуле (12) вводится отношение площадей гладких и оребренных участков труб, поскольку оребрение увеличивает площадь теплообмена внешней стороны трубы по сравнению с гладкой трубой. Соотношение

площадей гладкой и оребренной поверхностей трубы принимается исходя из геометрического соотношения трубы и оребрения:

$$\frac{F_{гл}}{F_p} = \frac{1}{1 - \frac{\delta_p}{s_p} + \frac{h_p(d_p + d_n)}{d_n s_p}} \leq 1, \quad (13)$$

где δ_p — толщина ребра, м;

s_p — шаг оребрения трубы;

h_p — высота ребра, м;

d_p — диаметр оребрения, м.

Ограничение соотношения площадей следует из определения отношения площади гладкой поверхности к полной оребренной поверхности и не является эмпирическим коэффициентом.

Для труб по ГОСТ 9941–2022 выполнена предварительная оценка требуемых длин труб гладкотрубного и оребренного теплообменников (табл. 1). Расчет проведен для расхода СПГ 5,2 кг/ч при $Q_{пер} = 1280$ Вт и среднем температурном напоре $\Delta T_{cp} = 114,5$ К, $\alpha_2^{op} = \alpha_2 = 10$ Вт/(м²·К). Для оребренных труб приняты $\delta_p = 1$ мм, $s_p = 10$ мм, $h_p = 15$ мм.

При регазификации СПГ в грузовом помещении, подогрев газа до температуры сжигания в ДВС производится в газовом коллекторе за счет теплопритоков в машинном отделении АРВ. Расчет длины и диаметра коллектора производится с учетом параметров, необходимых для обеспечения стабильного давления

Таблица 1

Укрупненная оценка длин теплообменников*

Table 1

Approximate estimation of heat exchanger lengths*

Труба ГОСТ 9941–2022	Внутренний диаметр трубы d_y , м	Наружный диаметр трубы d_n , м	Диаметр оребрения d_p , м	Соотношение $F_{гл}/F_p$	Коэффициент теплопередачи теплообменника из гладких труб $k_{гл}$, Вт/(м ² ·К)	Длина теплообменника из гладких труб $L_{гл}$, м	Коэффициент теплопередачи теплообменника с оребрением k_{op} , Вт/(м ² ·К)	Длина теплообменника из оребренных труб L_{op} , м
20 × 2,0 мм	0,016	0,02	0,05	0,163	10,24	8,76	57,9	1,55
28 × 2,5 мм	0,023	0,028	0,058	0,18	10,24	6,26	52,34	1,22
32 × 2,5 мм	0,027	0,032	0,062	0,188	10,24	5,47	50,63	1,11
38 × 3,0 мм	0,032	0,038	0,068	0,197	10,24	4,61	48,62	0,97
45 × 3,0 мм	0,039	0,045	0,075	0,204	10,25	3,89	47,04	0,85
50 × 3,5 мм	0,043	0,05	0,08	0,208	10,25	3,5	46,11	0,78
65 × 3,5 мм	0,058	0,065	0,095	0,218	10,25	2,69	44,3	0,62
76 × 3,5 мм	0,069	0,076	0,106	0,224	10,25	2,30	43,41	0,54
108 × 4,0 мм	0,100	0,108	0,138	0,237	10,26	1,62	41,83	0,40

* Источник: данные авторов; ГОСТ 9941–2022

* Source: authors' data; GOST 9941–2022

¹³ Там же.

¹⁴ Там же.

перед ДВС, и исходя из мощности двигателя. Температура поступающего в коллектор испаренного СПГ будет соответствовать температуре внутри грузового помещения АРВ. На участке донагрева газа коэффициент теплоотдачи снизится относительно коэффициента теплоотдачи на участке фазового перехода. Увеличение диаметра коллектора приводит к дополнительному уменьшению коэффициента теплоотдачи на внутренней стенке теплообменника. Тогда длина коллектора $L_{\text{гл(ор)}}^{\text{К}}$ (гладкого или оребренного), м, определяется из выражений (3), (9) и (11):

$$L_{\text{гл(ор)}}^{\text{К}} = G_{\text{СПГ}} \frac{c_{p,\text{Г}}(T_{\text{вых,Г}} - T_{\text{вх,Г}})}{k_{\text{гл(ор)}} \pi d_{\text{н}} \Delta T_{\text{ср,лг}}}, \quad (14)$$

где $k_{\text{гл(ор)}}$ — коэффициент теплопередачи теплообменника из гладких труб или с оребрением, Вт/(м² · К);

$T_{\text{вх,Г}}$ — температура газа на входе в коллектор, К;

$\Delta T_{\text{ср,лг}}$ — средний логарифмический температурный напор для донагрева газа в машинном отделении, определяемый по формуле как¹⁵

$$\Delta T_{\text{ср,лг}} = \frac{(T_{\text{возд}} - T_{\text{вх,Г}}) - (T_{\text{возд}} - T_{\text{вых,Г}})}{\ln \left(\frac{T_{\text{возд}} - T_{\text{вх,Г}}}{T_{\text{возд}} - T_{\text{вых,Г}}} \right)}, \quad (15)$$

где $T_{\text{возд}}$ — температура воздуха в машинном отделении, К.

Для сокращения записи вводится вспомогательный коэффициент C , м, выражающий протяженность участка донагрева и определяемый как

$$C = \frac{G_{\text{СПГ}} c_{p,\text{Г}}}{k_{\text{гл(ор)}} \pi d_{\text{н}}}. \quad (16)$$

При подстановке коэффициента C в (14) получим

$$L_{\text{гл(ор)}}^{\text{К}} = C \ln \left(\frac{T_{\text{возд}} - T_{\text{вх,Г}}}{T_{\text{возд}} - T_{\text{вых,Г}}} \right). \quad (17)$$

Для труб меньшего диаметра коэффициент C будет ниже из-за увеличения скорости газа и, как следствие, повышения интенсивности теплообмена через стенку трубы. Чем выше C , тем больше длина участка донагрева.

Время донагрева газа в коллекторе $\tau_{\text{под}}$, с, зависит от плотности фазы:

$$\tau_{\text{под}} = \frac{L_{\text{гл(ор)}}^{\text{К}} \rho_{\text{Г}} \pi d_{\text{н}}^2}{4 G_{\text{СПГ}}}. \quad (18)$$

Для расчета приняты трубы с номинальными диаметрами 45 × 3,0 мм и 76 × 3,5 мм, чьи протяженности участков донагрева будут равны 4,48 м и 7,11 м соответственно. Предел температуры нагрева газа +20 °С, но воздух в отделении может нагреваться до +60 °С во время стоянок на АРВ или при движениях с низкими скоростями. Расчетные данные для указанных параметров приведены в табл. 2.

Для обеспечения устойчивости подачи газа в качестве коллектора достаточно гладкотрубного регистра с внешним диаметром 40 мм при длине не более 9,5 м, размещение которого в машинном отделении АРВ возможно без вмешательства в конструкцию кузова вагона и с сохранением возможности регазификации вне грузового помещения. Для снижения габаритов теплообменника потребуется оребрение или обдув его внешней поверхности. В случае оребрения

Таблица 2

Сравнительные характеристики коллекторов различных типоразмеров при изменении температурных режимов АРВ*

Table 2

Comparative characteristics of gas manifolds of various sizes under varying autonomous refrigerated car temperature regimes*

Температура воздуха в машинном отделении $T_{\text{возд}}, \text{°C}$	Температура газа на входе в коллектор $T_{\text{вх}}, \text{°C}$	Температура газа на выходе из коллектора $T_{\text{вых}}, \text{°C}$	Труба 45 × 3,0 мм ($C \approx 4,48$)		Труба 76 × 3,5 мм ($C \approx 7,11$)	
			$L, \text{м}$	$\tau, \text{с}$	$L, \text{м}$	$\tau, \text{с}$
20	-20	до +15	9,31	33	14,79	163
		до +18	13,41	47	21,31	235
	+5	до +15	4,92	17	7,81	86
		до +18	9,02	32	14,33	158
60	-20	до +15	2,57	9	4,09	45
		до +18	2,88	10	4,58	50
	+5	до +15	0,90	3	1,43	16
		до +18	1,21	4	1,92	21

* Источник: данные авторов

* Source: authors' data

¹⁵ Там же.

с параметрами $\delta_p = 1$ мм, $s_p = 10$ мм, $h_p = 15$ мм, длина теплообменника уменьшится до 1,8 м, при этом коллектор сохранит свои качества в качестве буфера для выравнивания давления газа перед подачей топлива в двигатель. Обеспечение постоянного обдува со скоростью не менее 2 м/с позволит сократить расчетное значение до 3 м гладкой трубы. Также расчетный теплообменник будет значительно меньше, если принять температуру подачи газа +5 °С, что соответствует стандартным параметрам для сжигания газа. Однако, в таком случае незначительно уменьшится полная холодопроизводительность схемы регазификации.

Результаты исследования. Выполнен расчет параметров для топливной системы холодильного агрегата с ДВС мощностью 24 кВт с принятым диапазоном топливной линии от 0,1 до 0,6 МПа для различных температурных режимов перевозки грузов (табл. 3).

При повышении давления с 0,1 до 0,6 МПа температура кипения СПГ возрастает с 111,6 до 145,2 К, что и является основной причиной роста эффективности. При этом эксергетическая эффективность возрастает за счет снижения температурного напора.

Согласно расчетным данным, при повышении давления в топливной линии с 0,1 до 0,6 МПа полная холодопроизводительность системы при заданном массовом расходе снижается с 1331 до 1280 Вт, что соответствует относительному снижению на 3,8 %.

Таблица 3

Расчетные показатели эффективности цикла регазификации*

Table 3

Calculated efficiency indicators of regasification cycle*

Параметр	$p = 0,1$ МПа	$p = 0,6$ МПа	Изменение, %
Температура кипения $T_{кип}$, К	111,6	145,2	+30,1
Удельная холодопроизводительность $q_{рег}$, Дж/кг	$911,6 \cdot 10^3$	$876,7 \cdot 10^3$	-3,8
Полная холодопроизводительность $Q_{рег}$, Вт	1331	1280	-3,8
Доля фазового перехода в рекуперации, %	55,0	48,8	-11,3
η_{II} , %, при $T_{тп} = 278$ К (охлажденные продукты)	4,6	6,1	+32,6
η_{II} , %, при $T_{тп} = 253$ К (замороженные продукты)	13,5	17,9	+32,6
Среднее арифметическое значение по всему диапазону η_{II} , %	9,0	12,0	+33,3

* Источник: данные авторов

* Source: authors' data

Проведенный анализ подтвердил, что режим работы при давлении 0,6 МПа обеспечивает компромисс между сохранением энтальпийного потенциала и минимизацией эксергетических потерь, а замена дизельного топлива на СПГ целесообразна не только с экономической и экологической позиций, но также энергетически при условии рекуперации холода [12].

Также определено, что предлагаемая схема регазификации СПГ за счет теплопоступлений из грузового помещения и машинного отделения АРВ через стенку гладкотрубного или оребренного теплообменника реализуема в пределах габаритов АРВ.

Заключение и обсуждение. По результатам проведенного исследования выполнена термодинамическая оценка потенциала рекуперации холода регазификации СПГ в АРВ, определены границы эффективности и обоснован выбор рабочих параметров системы. Предложен подход к оценке потенциала рекуперации холода регазификации СПГ для нужд АРВ на основе энергетического и эксергетического анализа с учетом предотвращения условий вскипания СПГ до испарителя. В качестве модели принят АРВ с холодильным агрегатом со встроенным ДВС мощностью до 24 кВт, расходующий до 5,2 кг/ч СПГ.

Установлено, что повышение избыточного давления подачи СПГ до 0,6 МПа ведет к росту температуры кипения с 111,6 до 145,2 К и обеспечивает увеличение среднего эксергетического КПД системы вплоть до двукратного. При этом полная холодопроизводительность снижается на 3,8 %, с 1331 до 1280 Вт, а максимальная эксергетическая эффективность достигает 17,9 %.

Предварительный оценочный расчет теплообменного аппарата из гладких и оребренных труб показал, что при расходе СПГ 5,2 кг/ч требуемая длина теплообменника находится в диапазоне, допускающем его монтаж в составе грузового помещения АРВ. При этом процесс регазификации может быть организован как в грузовом помещении, так и в машинном отделении АРВ. Согласно предложенной схеме, регазификацию до температуры подачи в ДВС допустимо рассматривать как отдельный этап, который не обязательно совмещать с испарением в одном аппарате, в случае использования холода от регазификации СПГ для охлаждения воздуха в грузовом помещении АРВ.

Практическая реализация схемы с криогенным насосом позволяет рекуперировать до 1280 Вт холода от регазификации СПГ для охлаждения воздуха в грузовом отсеке АРВ. При этом обеспечивается гидравлическая устойчивость системы и гарантируется отсутствие двухфазного потока в регулирующей арматуре, что позволяет упростить схему регазификации с рекуперацией, повысить эксплуатационную надежность и унифицировать систему подачи топлива относительно применяемых в рефрижераторных перевозках ДВС.

В реальных условиях эксплуатации температура СПГ в криогенном баке и на входе в расчетный участок, как правило, растет вследствие бездренажного хранения и роста давления в емкости. Ввиду этого, абсолютные значения удельной и полной холодопроизводительности, полученные в работе, следует рассматривать как верхнюю оценку, характерную для СПГ после заправки, тогда как установленная зависимость эксергетической эффективности и гидравлической устойчивости от давления сохраняет качественный характер.

Полученные данные количественно характеризуют термодинамический потенциал рекуперации холода регазификации СПГ в АРВ и позволяют оценить замену дизельного топлива на СПГ с теплотехнических позиций, а не только с точки зрения экономии при эксплуатации в качестве топлива [5, 12]. Кроме того, результаты позволяют определить требования к оборудованию топливной линии с СПГ, включая конструктивные требования к теплообменнику с применением труб по ГОСТ 9941–2022, и гарантировать безопасность эксплуатации топлива как с рекуперацией, так и без нее.

Финансирование: авторы заявляют об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследования.

Funding: the authors received no financial support for the research, authorship, and publication of this article.

Конфликт интересов: авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов и не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах.

Conflict of interest: the authors declare no conflict of interest and no financial interests in any material discussed in this article.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ / REFERENCES

1. Колин С. А., Кондратенко С. Е., Бортников Н. А. К вопросу оценки экономических издержек от загрязнения воздуха городским транспортом (на примере Санкт-Петербурга) // Газовая промышленность. 2021. № 6 (817). С. 98–104. EDN: <https://elibrary.ru/psnndf>.
2. Kolin S. A., Kondratenko S. E., Bortnikov N. A. Evaluation of the economic costs of air pollution by urban transport (a case study of Saint Petersburg). *Gas Industry*. 2021;(6(817)):98–104. (In Russ.). EDN: <https://elibrary.ru/psnndf>.
3. Banaszkiwicz T., Chorowski M., Gizicki W., Jedrusyna A., Kiellar J., et al. Liquefied natural gas in mobile applications — opportunities and challenges. *Energies*. 2020;13(21):5673. <https://doi.org/10.3390/en13215673>.
4. Ворон О. А. Использование сжиженного природного газа в комбинированной энергосиловой установке автономного рефрижераторного вагона // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2019. Т. 78, № 3. С. 188–192. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2019-78-3-188-192>. EDN: <https://elibrary.ru/rocdwh>.
5. Voron O. A. The use of liquefied natural gas in the combined power unit of autonomous refrigerated car. *Russian Railway Science Journal*. 2019;78(3):188–192. (In Russ.). <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2019-78-3-188-192>. EDN: <https://elibrary.ru/rocdwh>.

6. Бродянский В. М., Фратшер В., Михалек К. Эксергетический метод и его приложения. М.: Энергоатомиздат, 1988. 288 с.
7. Brodyanskiy V. M., Fratscher V., Mikhalek K. *Exergetic method and its applications*. Moscow: Energoatomizdat; 1988. 288 p. (In Russ.).
8. Khor J. O., Walnum H. T., Ertesvåg I. S., Romagnoli A. Recovery of cold energy from LNG regasification. *Energy Conversion and Management*. 2018;174:539–555. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.08.028>.
9. Dorosz P., Wojcieszak P., Malecha Z. Exergetic analysis, optimization and comparison of LNG cold exergy recovery systems for transportation. *Entropy*. 2018;20(1):59. <https://doi.org/10.3390/e20010059>.
10. Noor Akashah M. H., Mohammad Rozali N. E., Mahadzir S., Liew P. Y. Utilization of cold energy from LNG regasification process: A review of current trends. *Processes*. 2023;11(2):517. <https://doi.org/10.3390/pr11020517>. EDN: <https://elibrary.ru/jsuvbv>.
11. Zonfrilli M., Facchino M., Serinelli R., Chesti M., De Falco M., Capocelli M. Thermodynamic analysis of cold energy recovery from LNG regasification. *Journal of Cleaner Production*. 2023;420(4):138443. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2023.138443>. EDN: <https://elibrary.ru/jjbxhu>.
12. Wang Yu., Ren J. J., Bi M. Sh. Analysis on the heat transfer performance of supercritical liquified natural gas in horizontal tubes during regasification process. *Energy*. 2023;262:125444. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.125444>. EDN: <https://elibrary.ru/diisus>.
13. Chen B., Zou T., Li H., He W. Simulative and experimental research on the heat exchanger for cold energy recovery of liquefied natural gas. *Applied Thermal Engineering*. 2024;237:121798. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.121798>. EDN: <https://elibrary.ru/djffly>.
14. Wei A., Yu L., Qiu L., Zhang X. Cavitation in cryogenic fluids: A critical research review. *Physics of Fluids*. 2022;34(10):101303. <https://doi.org/10.1063/5.0102876>. EDN: <https://elibrary.ru/ejevgt>.
15. Киселев И. Г., Комиссаров С. Б., Моностырский Д. Я. О целесообразности использования сжиженного природного газа на рефрижераторных контейнерах с навесными дизель-генераторами // Бюллетень результатов научных исследований. 2021. № 4. С. 104–113. <https://doi.org/10.20295/2223-9987-2021-4-104-113>. EDN: <https://elibrary.ru/gqvuyv>.
16. Kiselev I. G., Komissarov S. B., Monastyrsky D. Ya. On the expediency of using liquefied natural gas in refrigerated containers with mounted diesel generators. *Bulletin of scientific research results*. 2021;(4):104–113. (In Russ.). <https://doi.org/10.20295/2223-9987-2021-4-104-113>. EDN: <https://elibrary.ru/gqvuyv>.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Дмитрий Ярославович МОНАСТЫРСКИЙ, аспирант, кафедра «Теоретические основы электротехники и энергетики», Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I (ПГУПС, 190031, Санкт-Петербург, Московский пр., 9), SPIN-код: 1010-3575, <https://orcid.org/0009-0009-3528-8490>

Владимир Викторович ГАЛОВ, канд. техн. наук, доцент; доцент кафедры «Теоретические основы электротехники и энергетики», Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I (ПГУПС, 190031, Санкт-Петербург, Московский пр., 9), SPIN-код: 2819-1311, <https://orcid.org/0009-0004-7959-2930>

Игорь Георгиевич КИСЕЛЕВ, д-р техн. наук, профессор; профессор кафедры «Теоретические основы электротехники и энергетики», Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I (ПГУПС, 190031, Санкт-Петербург, Московский пр., 9), SPIN-код: 7398-3334, <https://orcid.org/0000-0002-0862-9669>

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Dmitrii Ya. MONASTYRSKII,

Postgraduate, Department of Theoretical Foundations of Electrical Engineering and Energy, Emperor Alexander I St. Petersburg State Transport University (190031, Saint Petersburg, 9, Moskovsky Ave.), SPIN-code: 1010-3575, <https://orcid.org/0009-0009-3528-8490>

Vladimir V. GALOV,

Cand. Sci. (Eng.), Associate Professor, Department of Theoretical Foundations of Electrical Engineering and Energy, Emperor Alexander I St. Petersburg State Transport University (190031, Saint Petersburg, 9, Moskovsky Ave.), SPIN-code: 2819-1311, <https://orcid.org/0009-0004-7959-2930>

Igor G. KISELEV,

Dr. Sci. (Eng.), Professor, Department of Theoretical Foundations of Electrical Engineering and Energy, Emperor Alexander I St. Petersburg State Transport University (190031, Saint Petersburg, 9, Moskovsky Ave.), SPIN-code: 7398-3334, <https://orcid.org/0000-0002-0862-9669>

ВКЛАД АВТОРОВ

Дмитрий Ярославович МОНАСТЫРСКИЙ. Подготовка графических материалов и текста статьи, разработка модели термодинамических процессов цикла регазификации (50 %).

Владимир Викторович ГАЛОВ. Обоснование инженерных решений, научное редактирование, проверка численных расчетов (30 %).

Игорь Георгиевич КИСЕЛЕВ. Формирование концепции исследования, постановка целей и задач (20 %).

CONTRIBUTION OF THE AUTHORS

Dmitrii Ya. MONASTYRSKII. Preparation of graphic materials and article text, development of the model of thermodynamic processes of the regasification cycle, substantiation of engineering solutions (50 %).

Vladimir V. GALOV. Substantiation of engineering solutions, scientific editing, verification of numerical calculations (30 %).

Igor G. KISELEV. Research concept formation, goals and objectives setting (20 %).

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

The authors have read and approved the final manuscript.

Статья поступила в редакцию 14.01.2026, рецензия от первого рецензента получена 13.02.2026, рецензия от второго рецензента получена 13.03.2026, рецензия от третьего рецензента получена 30.03.2026, принята к публикации 30.04.2026.

The article was submitted 14.01.2026, first review received 13.02.2026, second review received 13.03.2026, third review received 30.03.2026, accepted for publication 30.04.2026.