

ЭНЕРГЕТИКА И ЭЛЕКТРОТЕХНИКА
ENERGY AND ELECTRICAL ENGINEERING

УДК 621.592

DOI: 10.21822/2073-6185-2025-52-2-27-41



Оригинальная статья /Original article

Модификация цикла Mixed Fluid Cascade с рекуперацией теплоты обратных потоков рабочих веществ и оптимизированным давлением потока природного газа

А.Ю. Иконникова, А.Ю. Баранов, Ю.А. Кравченко, Д.В. Кравченко

Национальный исследовательский университет ИТМО,
197101, г. Санкт-Петербург, Кронверкский проспект, д. 49, Россия,
ООО «НПП «КРИОН»,
197349, г. Санкт-Петербург, Макулатурный пр., 4, литера А, Россия

Резюме. Цель. В работе представлены результаты исследования целесообразности рекуперации теплоты обратных потоков рабочих веществ цикла Mixed Fluid Cascade. Показано положительное влияние рекуперации теплоты на величину удельных затрат энергии на получение сжиженного природного газа. **Метод.** Исследование выполнено в формате математического моделирования работы цикла. Исследована работа цикла Mixed Fluid Cascade в базовом и модифицированном вариантах. Для организации рекуперации теплоты перегрева обратных потоков рабочих веществ в модифицированный вариант были добавлены теплообменные аппараты, расположенные в ступенях сжижения и переохлаждения, в которых обратные потоки рабочих веществ нагревались за счет подвода теплоты от прямых потоков. Также для дополнительного повышения энергоэффективности процесса был добавлен дожимающий компрессор сырьевого потока природного газа. **Результат.** В численном эксперименте изучено влияние выбора значения давления сырьевого потока природного газа, степени недорекуперации теплоты в дополнительных теплообменных аппаратах, выбора варианта включения теплообменных аппаратов в цикл на величину удельных затрат энергии и массового расхода рабочих веществ в ступенях внешнего охлаждения цикла. **Вывод.** Результаты исследования показали возможность перераспределения тепловой нагрузки цикла в сторону высокотемпературных ступеней, а также снижение удельных затрат энергии на получение сжиженного природного газа.

Ключевые слова: недорекуперация, энергоэффективность, сжиженный природный газ, повышенное давление, потери энергии

Для цитирования: А.Ю. Иконникова, А.Ю. Баранов, Ю.А. Кравченко, Д.В. Кравченко. Модификация цикла Mixed Fluid Cascade с рекуперацией теплоты обратных потоков рабочих веществ и оптимизированным давлением потока природного газа. Вестник Дагестанского государственного технического университета. Технические науки. 2025;52(2):27-41. DOI:10.21822/2073-6185-2025-52-2-27-41.

Modification of the Mixed Fluid Cascade cycle with heat recovery of the working fluid reverse flows and optimised natural gas flow pressure

A.Yu. Ikonnikova, A.Yu. Baranov, Yu.A. Kravchenko, D.V. Kravchenko

National Research University ITMO,
49 Kronverksky Ave., St. Petersburg 197101, Russia,
LLC "NPP "KRION",
4 Makulaturny Ave., litera A, St. Petersburg 197349, Russia

Abstract. Objective. The paper investigates the feasibility of heat recovery from reverse flows in the Mixed Fluid Cascade cycle, highlighting its positive impact on specific energy consumption for liquefied natural gas (LNG) production. **Method.** The study employs mathematical modeling to analyze both the basic and modified cycle operations. The modified version incorporates heat exchangers in the liquefaction and subcooling stages, allowing reverse flows to be heated

by direct flow heat. Additionally, a booster compressor for the feed natural gas flow is introduced to enhance energy efficiency. **Result.** The numerical experiments assess how variations in feed flow pressure, heat under-recovery in heat exchangers, and their configuration affect specific energy consumption and mass flow rates in the cycle's external cooling stages. Results indicate that thermal load can be redistributed towards high-temperature stages, leading to a reduction in specific energy consumption for LNG production. **Conclusion.** Overall, the research demonstrates the potential benefits of implementing heat recovery strategies in the Mixed Fluid Cascade cycle, contributing to more efficient LNG production processes.

Keywords: underrecovery, energy efficiency, liquefied natural gas, high pressure, energy losses

For citation: A.Yu. Ikonnikova, A.Yu. Baranov, Yu.A. Kravchenko, D.V. Kravchenko. Modification of the Mixed Fluid Cascade cycle with heat recovery of the working fluid reverse flows and optimised natural gas flow pressure. Herald of Daghestan State Technical University. Technical Sciences. 2025;52(2):27-41. (In Russ.) DOI:10.21822/2073-6185-2025-52-2-27-41

Введение. Развитие рынка мирового рынка сжиженного природного газа (СПГ) ставит перед российской отраслью ряд вызовов, среди которых ключевое место занимает потребность в разработке новых и совершенствование существующих технологических решений. Модификация известных и апробированных технологий производства СПГ представляет собой более рациональный подход по сравнению с созданием полностью новых систем. Во-первых, отечественная промышленность обладает значительным опытом в эксплуатации традиционных криогенных циклов сжижения природного газа, что позволяет совершенствовать и модернизировать технологические процессы без необходимости создания дополнительных производственных мощностей. Это способствует эффективному использованию существующей инфраструктуры. Во-вторых, такие усовершенствования могут быть реализованы с меньшими временными и финансовыми затратами, что особенно важно в условиях конкуренции с международными компаниями, продолжающими активное развитие своих технологий.

Для разработки и внедрения конкурентоспособных технологических решений, а также для снижения эксплуатационных издержек требуется минимизировать энергетические затраты за счет повышения общей эффективности технологических процессов. Модификация существующих технологий позволяет гибко адаптировать производственные процессы под специфические условия эксплуатации цикла получения СПГ в различных регионах России. В частности, для арктических проектов, где уже функционируют крупные СПГ-заводы, такие усовершенствования способствуют рациональному использованию специфических условий климата для повышения энергоэффективности процессов ожижения природного газа, повышению срока службы оборудования и улучшению его эксплуатационных характеристик.

Разработка и оптимизация криогенных циклов получения СПГ должна основываться на глубоком анализе основных источников энергетических потерь. Теория разработки криогенных циклов ожижения указывает [1,2] что причиной низкой эффективности технологических решений может быть недостаточная рекуперацией теплоты между обратными и прямыми потоками рабочих веществ цикла. На основе анализа энергетических потерь при ожижении криогенных газов установлены достаточно жесткие требования по допустимому значению разности температур прямого и обратного потоков, особенно для низкотемпературных ступеней охлаждения [3,4]. В то же время, обзор современной литературы посвященный анализу термодинамической эффективности циклов производства сжиженного природного газа, показывает что в ряде технологических решений рабочее вещество цикла поступает на сжатие в компрессор при температуре, которая существенно ниже температуры окружающей среды, что ведет к неизбежным и суще-

ственным энергетическим потерям от необратимости процессов. Тепловой анализ существующих циклов отвода теплоты, направленный на повышение эффективности процессов рекуперации и более рациональное использование энергии, могут существенно повысить рентабельность производства СПГ с использованием известных и апробированных технологических решений, что особенно важно в условиях ограниченного доступа зарубежным технологиям.

Постановка задачи. В качестве примера эффективности подобного подхода в данной работе рассматриваются тепловые процессы, протекающие при получении сжиженного природного газа в относительно новом цикле Mixed Fluid Cascade (MFC), который хорошо адаптируется к климатическим условиям северных регионов Российской Федерации и уже нашел практическое применение на отечественных предприятиях. В связи с этим цикл представляет оптимальную технологическую базу для поиска возможностей повышения энергоэффективности циклов производства СПГ, в том числе за счет сокращения потерь энергии, вызванных необратимыми термодинамическими процессами.

Особенностью цикла MFC является сочетание в одном технологическом решении двух альтернативных подходов к организации отвода теплоты при получении СПГ. Этот цикл использует классический каскадный принцип отвода теплоты с трех разных температурных уровней, в сочетании с использованием в ступенях каскада смешанных рабочих веществ, что позволяет реализовать многоступенчатое охлаждение природного газа с более низкими энергетическими затратами по сравнению с традиционными циклами сжижения. Однако, несмотря на признанное термодинамическое совершенство данного цикла [5], все еще существуют возможности повышения его энергетической эффективности за счет снижения негативного влияния необратимых процессов. Основным источником потерь энергии в нем является недостаточная рекуперация теплоты между обратными и прямыми потоками смешанных рабочих веществ цикла.

Максимальная рекуперация между прямым и обратным потоками рабочего вещества является одним из основных условий высокой степени термодинамической эффективности криогенных циклов [3,6]. Эффективное использование теплоотводящей способности обратного потока для снижения теплосодержания потока высокого давления существенно уменьшает удельные затраты энергии в цикле. Для классических криогенных циклов сжижения газов эффективная рекуперация теплоты на всех ступенях охлаждения является определяющим фактором энергоэффективности. Однако, как показывает обзор научных работ посвященных получению СПГ [7-11], для внешних циклов отвода теплоты от природного газа, особенно для каскадных, высокие требования по степени рекуперации теплоты не считаются обязательными.

Основание для таких выводов дает анализ современных каскадных циклов ожижения природного газа, таких как Mixed Fluid Cascade, Арктический каскад и т.д. Из доступных в научных публикациях схем технологических процессов [12, 13] и их параметров видно, что в большинстве случаев при выходе из основного теплообменного аппарата низкотемпературной ступени охлаждения рабочее вещество направляется в компрессорную установку без предварительного подогрева до уровня близкого к температуре окружающей среды. В результате рабочее вещество поступает на сторону низкого давления компрессора с температурой, которая значительно ниже температуры потока высокого давления, который направляется в цикл после сжатия компрессором.

Более того, опубликованные данные о конструкции компрессорных установок проекта «Арктический каскад» [14] показывают, что компрессор разработан с учетом того, что температура этана на стороне впуска составляет не выше 170 К.

Возможно, пренебрежение потерями энергии из-за недорекуперации теплоты оправдано, с точки зрения разработчика компрессорного агрегата, некоторыми положительными

эффектами которые дает снижение температуры газового потока на входе в динамическую компрессорную машину. К таким позитивным эффектам можно отнести:

1. Увеличение производительности и напора компрессорной установки связанное с повышенной плотностью газа на входе в компрессор.

2. Отказ от использования сложных многопоточных теплообменных аппаратов, в которых обратный поток разогревается до температуры близкой к температуре окружающей среды. Например, в простом каскадном цикле получения СПГ для организации полноценной рекуперации теплоты всех рабочих веществ необходимо пропустить через теплообменник ступени предварительного охлаждения не менее 7 материальных потоков. Проектирование, производство и эксплуатация таких сложных теплообменных аппаратов представляет собой сложную теплотехническую задачу.

3. При заданной степени сжатия, подача на сторону низкого давления компрессора холодного потока рабочего вещества обеспечивает снижение температуры газа на стороне нагнетания, что уменьшает тепловую нагрузку на АВО. Также сжатие холодного потока позволяет избежать скачков температуры в компрессоре.

С другой стороны, нельзя не учитывать негативные последствия низкой степени рекуперации теплоты – потери холодопроизводительности из-за реализации необратимых процессов. Учитывая высокую теплоемкость рабочих веществ используемых в циклах внешнего охлаждения, разность температур между прямым и обратным потоками в 10 К, вызывает удельные потери холодопроизводительности порядка 20 кДж/кг. При этом, в Mixed Fluid Cascade рабочее вещество нижней ступени охлаждения поступает в компрессор с температурой, которая минимум на 100 К ниже температуры окружающей среды, т.е. удельные потери холодопроизводительности составляют не менее 200 кДж/кг.

Методы исследования. Предлагаемая модификация. При анализе цикла ожижения природного газа Mixed Fluid Cascade, обнаружены значительные потери теплоотводящей способности обратных потоков рабочего вещества. Так, в соответствии со схемой, изображенной на рис. 1, потоки смешанных рабочих веществ (СРВ) на входе в компрессор каждой ступени имеют температуру значительно ниже температуры окружающей среды (рис. 1 точки 11, 17, 22, 26).

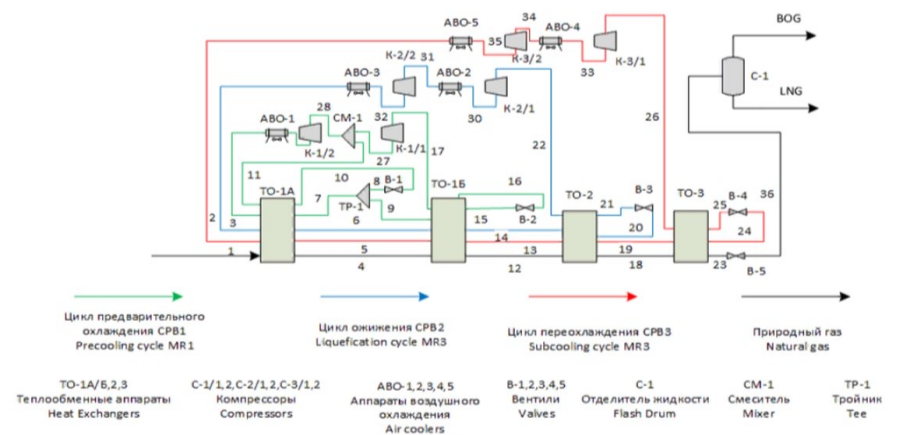


Рис. 1 - Технологическая схема цикла Mixed Fluid Cascade
Fig. 1 - Process flow diagram of the Mixed Fluid Cascade cycle

Точные значения температур потоков СРВ в этих узловых точках взяты из источника [15] и приведены в табл. 1. Величина недорекуперации обратных потоков в ступени предварительного охлаждения (точки 11 и 17) находится в пределах технологических рекомендаций ($15 \leq \Delta T_i = (T_{oc} - T_i) \leq 25 \text{ K}$) [16], в оставшихся низкотемпературных ступенях обратные потоки рабочих веществ поступают в компрессор с большим недогревом ($\Delta T_{22} > 60 \text{ K}$, $\Delta T_{26} > 120 \text{ K}$). Можно предположить, что выбор параметров потока рабочего вещества на входе в компрессорную установку обоснован изложенными выше рациональными соображениями. Но, в соответствии с теорией проектирования криогенных циклов, потери

холодопроизводительности от недорекуперации наряду с поступлением теплоты из окружающей среды оказываю определяющее влияние на энергоэффективность циклов ожижения газов [17], поэтому следует проанализировать возможность снижения величины недорекуперации теплоты в низкотемпературных ступенях внешнего охлаждения цикла ожижения природного газа.

Таблица 1. Значения температур обратных потоков СРВ на выходе из ступени 1, 2 и 3 ступеней цикла, и расчетные значения потерь от недорекуперации при температуре окружающей среды $T_{o.c}=308\text{ K}$

Table 1. Temperature values of MR reverse flows at the outlet of stage 1, 2 and 3 stages of the cycle, and calculated values of losses from under-recovery, at ambient temperature $T_{o.s}=308\text{ K}$

Номер узловой точки цикла Cycle point number	Температура потока в узловой точке, К The temperature of the flow at the point, K	Недорекуперация потока, К Underrecovery of flow, K	Потери от недорекуперации, кДж/кг Losses from underrecovery, kJ/kg
26	186	122	188,93
22	241	67	102,36
17	279	29	49,79
11	298	10	1,02

С этой целью можно внести изменения в технологическую схему ожижения природного газа. Для снижения потерь холодопроизводительности от недорекуперации использовать для подогрева обратного потока рабочего вещества дополнительные двухпоточные теплообменные аппараты ТО-4 и ТО-5 (рис. 2), в которых источником теплоты будет часть прямого потока рабочего вещества. Это позволит не только отогреть обратные потоки до рекомендованного уровня, но и снизит тепловую нагрузку на ступени предварительного охлаждения.

Кроме этого, энергоэффективность модернизированного цикла получения СПГ можно увеличить за счет, повышения давления сырьевого потока на входе в цикл получения сжиженного природного газа. Показано [18], что оптимальное значение давления сырьевого потока для рассматриваемого цикла получения СПГ значительно выше 5–6 МПа, на которые обычно рассчитываются циклы ожижения. Увеличение давления сырьевого потока не только повышает энергоэффективность процесса получения СПГ, но и улучшает эксплуатационные условия для работы вспомогательного оборудования. При повышении давления интенсифицируются процессы сорбции высококипящих примесей в аппаратах блока подготовки сырьевого потока к сжижению, уменьшаются размеры теплообменных аппаратов и т.д. При этом, часть энергии затраченной при дожатии сырьевого потока возвращается при редуцировании товарного СПГ в гидравлических турбинах на выходе из блока ожижения [19].

Вариант модернизации цикла MFC с учетом высказанных выше рекомендаций представлен на рис. 2. В схему цикла получения СПГ включены дополнительные теплообменные аппараты ТО-4 и ТО-5, в которых обеспечивается отвод теплоты от прямых потоков и повышение температуры обратного потока в узловых точках 26 и 22. Схема дополнена дожимающим компрессором потока природного газа КПП. Температура сырьевого потока природного газа после компрессора КПП снижается до номинального уровня за счет внедрения в технологическую схему дополнительного конечного холодильника ХПП.

Для подтверждения целесообразности предложенных технологических изменений был поставлен численный эксперимент по оценке энергоэффективности модернизированной схемы получения СПГ.

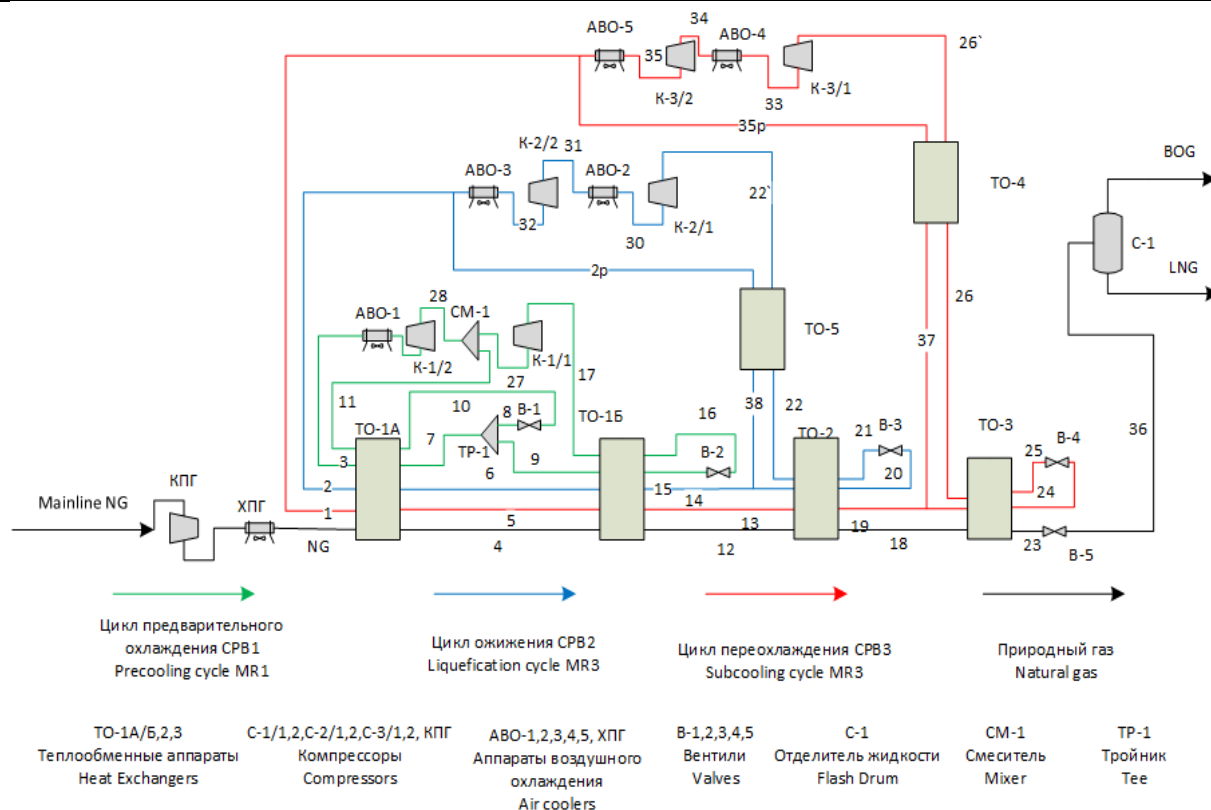


Рис. 2 - Технологическая схема оптимизированного цикла Mixed Fluid Cascade с теплообменными аппаратами для рекуперации теплоты обратных потоков
Fig. 2 - Process flow diagram of the optimised Mixed Fluid Cascade cycle with heat exchangers for heat recovery of reverse flows

Для проведения анализа энергоэффективности предложенной технологической схемы приняты следующие допущения:

1. Цикл ожижения получает сырьевой поток из экспортного магистрального газопровода с давлением 9,8 МПа. При этом, для сравнения показателей со стандартным вариантом цикла в эксперимент включена расчетная точка с давлением потока 5 МПа.
2. Температура и давление узловых точек, состав смешанных рабочих веществ приняты в соответствии данными приведёнными в [15].
3. Приток теплоты в дополнительных теплообменных аппаратах (ТО-4 и ТО-5) не учитывается.
4. Изотермический КПД компрессорных машин цикла принят равным 0,7.
5. Средняя степень повышения давления одной компрессорной ступени динамического типа принята равной 1,2. Для конечных ступеней степень повышения давления рассчитывается.

При проведении численного эксперимента по оценке эффективности предложенных изменений температура обратного потока смешанного рабочего вещества (СРВ) на входе в компрессорную установку изменялась с шагом 5 К. Выполнено две серии эксперимента. В первой серии исследовалась работа цикла с использованием дополнительного теплообменника ТО-4 только в низкотемпературной ступени охлаждения. Во второй серии эксперимента рассмотрено включение двух теплообменных аппаратов ТО-5 и ТО-4. Вариант с включением только одного теплообменного аппарата ТО-5 не рассматривался.

Определение степени рекуперации теплоты обратного потока. Доли массовых расходов, направляемых в теплообменные аппараты ТО-5 и ТО-4 вычисляются с учетом переменных значений температуры потоков СРВ2 и СРВ3 в точках 22' и 26' соответственно.

Доли температуры вычисляются исходя из энергетического баланса теплообменных аппаратов.

$$g_3 \cdot (h_{26'} - h_{26}) = g_3 \cdot x_3 \cdot (h_{35p} - h_{37}), \quad (1)$$

$$g_2 \cdot (h_{22'} - h_{22}) = g_2 \cdot x_2 \cdot (h_{2p} - h_{38}), \quad (2)$$

где g_3, g_2 — значения массового расхода потоков СРВ 3 и СРВ2 соответственно, x_3, x_2 — доли массовых потоков СРВ3 и СРВ2, направляемые в ТО-4 и ТО-5 соответственно.

Результаты расчета представлены в табл. 2 и 3.

Таблица 2. Доля прямого потока СРВ2, направляемая в ТО-5 при разных значениях температуры обратного потока на выходе из дополнительного теплообменника Т22'
Table 2. Fraction of direct flow of MR2 directed to TO5 at different values of reverse flow temperature at the outlet of the additional heat exchanger T22'

T 22'	241	251	261	271	281	291	301
x ₂	0	0,04	0,07	0,11	0,15	0,19	0,23

Таблица 3. Доля прямого потока СРВ3, направляемая в ТО-4 при разных значениях температуры обратного потока на выходе из дополнительного теплообменника Т26'
Table 3. Fraction of direct flow of MR3 directed to TO4 at different values of reverse flow temperature at the outlet of the additional heat exchanger T26'

T 26'	186	196	206	216	226	236	246	256	266	276	286	296	306
x ₃	0	0,03	0,07	0,1	0,14	0,17	0,2	0,24	0,27	0,31	0,34	0,38	0,42

Выбор оптимального решения. Для определения оптимальной степени рекуперации теплоты был выбран критерий минимизации энергетических затрат цикла. Потребителями энергии в цикле являются только компрессорные машины и аппараты воздушного охлаждения. Поскольку затраты энергии на АВО сравнительно малы, принято решение не учитывать их при расчете и не конкретизировать способ охлаждения потоков после сжатия. С учетом допущения оптимизация проводилась по мощности сжатия.

Поскольку сжатие производится в несколько ступеней с промежуточным охлаждением, затрачиваемая мощность в каждой ступени рассчитывалась отдельно. Сжатие в рамках одной ступени принято адиабатным, тогда удельная работа ступени:

$$l_i = \frac{k}{k-1} R T_n \left(\left(\frac{p_k}{p_n} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right), \quad (3)$$

где T_n — температура начала сжатия, p_k, p_n — конечное и начальное давления потока, $\eta_{из}$ — изотермический КПД компрессора (условно принятый равным 0,7), g — массовый расход сжимаемого потока.

Для определения количества ступеней сжатия n задана средняя степень повышения давления в одной ступени $z = 1,3$ исходя из того, что степень сжатия в одной ступени турбокомпрессора не превышает значений 1,2 – 1,3 при стандартных окружных скоростях. Тогда суммарная потребляемая мощность сжатия в одной ступени охлаждения:

$$N = \eta_{из} g \sum_{i=1}^n l_i, \quad (4)$$

где $\eta_{из}$ — изотермический КПД компрессора (условно принятый равным 0,7), g — массовый расход сжимаемого потока.

Для корректного определения затрат энергии и учета возможного позитивного влияния пониженной температуры потока на входе в ступень сжатия расчет был проведен по алгоритму представленному на рис. 3. Такая методика позволяет учесть влияние температуры на входе в компрессор на суммарное количество отводимой теплоты сжатия.

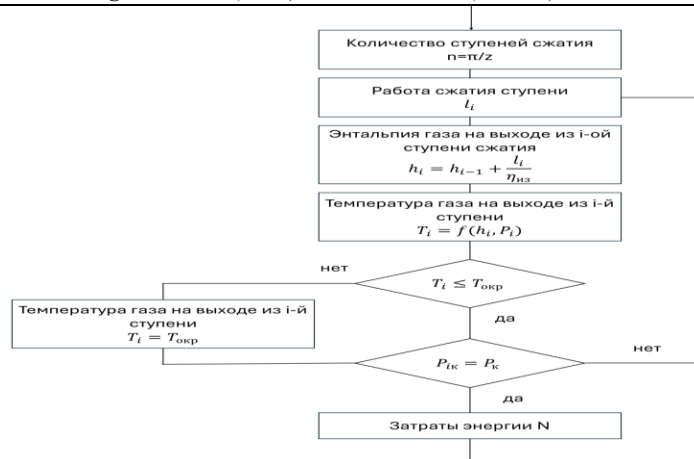


Рис. 3 - Алгоритм определения энергозатрат по ступеням сжатия

Fig. 3 - Algorithm for determining energy consumption by compression stages

Значения массового расхода смешанных рабочих веществ определялись из системы уравнений массовых балансов трех ступеней охлаждения:

$$\begin{cases} g_{\text{ПГ}} \cdot (h_{23} - h_{18}) = g_3 \cdot (h_{23} - h_{18} + h_{25} - h_{24}) \\ g_{\text{ПГ}} \cdot (h_{18} - h_{12}) + g_3 \cdot (1 - x_3) \cdot (h_{19} - h_{13}) = g_2 \cdot (h_{14} - h_{22} + h_{21} - h_{20}) \\ g_{\text{ПГ}} \cdot (h_4 - h_{\text{NG}}) + g_3 \cdot (1 - x_3) \cdot (h_5 - h_1) + g_2 \cdot (h_6 - h_2) = g_1 \cdot x_1 \cdot (h_{10} - h_{11}) + g_1 \cdot (h_3 - h_7) \end{cases} \quad (5)$$

где $g_{\text{ПГ}}, g_1, g_2, g_3$ – расходы потоков природного газа и СРВ1, СРВ2, СРВ3, x_1 – доля массового потока СРВ1, подаваемая на дроссельный вентиль В-1 (по заданным условиям 0,6) .

Система уравнений (5) справедлива для варианта включения только теплообменника ТО-4, в случае параллельного включения ТО-5 и ТО-4 необходимо скорректировать уравнение баланса ТО1-А с учетом уменьшенного массового расхода потока СРВ2. Тогда система выглядит следующим образом :

$$\begin{cases} g_{\text{ПГ}} \cdot (h_{23} - h_{18}) = g_3 \cdot (h_{23} - h_{18} + h_{25} - h_{24}) \\ g_{\text{ПГ}} \cdot (h_{18} - h_{12}) + g \cdot (1 - x_3) \cdot (h_{19} - h_{13}) = g_2 \cdot (h_{14} - h_{22} + h_{21} - h_{20}) \\ g_{\text{ПГ}} \cdot (h_4 - h_{\text{NG}}) + g_3 \cdot (1 - x_3) \cdot (h_5 - h_1) + g_2 \cdot (1 - x_2) \cdot (h_6 - h_2) = g_1 \cdot x_1 \cdot (h_{10} - h_{11}) + g_1 \cdot (h_3 - h_7) \end{cases} \quad (6)$$

Из совместного решения уравнений (1)–(6) были получены зависимости затрат энергии каждой ступени и цикла в целом от значений температуры обратных потоков на входе в компрессорную установку.

Обсуждение результатов. Включение в цикл теплообменного аппарата рекуперации ступени переохлаждения. В соответствии с представленными в табл. 3 параметрами потока в точке 26', произведено моделирование работы цикла с включением теплообменного аппарата ТО-4. Для каждого из вариантов давления сырьевого потока и степени рекуперации теплоты определены расходы смешанных рабочих веществ (СРВ) и энергетические затраты ступеней внешнего охлаждения.

В результате, полученные значения полных энергетических затрат, учитывающих также затраты энергии на дожатие потока сырьевого газа представлены на рис. 4. Включение в цикл теплообменного аппарата ТО-4 теоретически позволяет снизить удельные энергетические затраты на производство единицы СПГ. Так, при стандартном базовом давлении потока сырьевого газа (5 МПа) [20] при максимальной степени рекуперации теплоты обратного потока СРВ3 можно снизить удельные затраты энергии с от исходных 0,35 кВтч/кг СПГ [21] до 0,25 кВтч/кг СПГ, а при повышении давления потока сырьевого газа до 15 МПа -удельные затраты энергии уменьшаются до уровня 0,2 кВтч/кг .

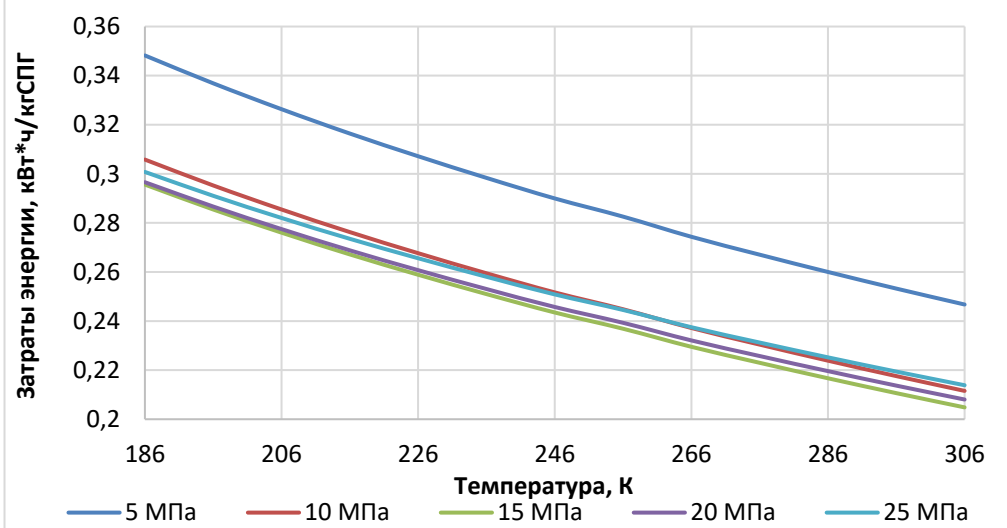


Рис. 4 - Суммарные затраты энергии цикла при различных значениях степени рекуперации теплоты между прямым и обратным потоками СРВ3
Fig. 4 - Total cycle energy input at different values of the degree of heat recovery between the forward and reverse flows of MR3

В то же время с ростом давления сырьевого потока на входе в цикл ожижения уменьшается относительный энергетический выигрыш. Включение дополнительного ТО в ступень переохлаждения (СРВ 3) приводит к снижению удельных энергетических затрат в ступени на 24% вне зависимости от давления сырьевого потока.

При этом наименьшее значение удельных затрат энергии достигается в случае максимальной рекуперации теплоты обратного потока СРВ 3 и дожатии потока природного газа до уровня 25 МПа (рис.5).

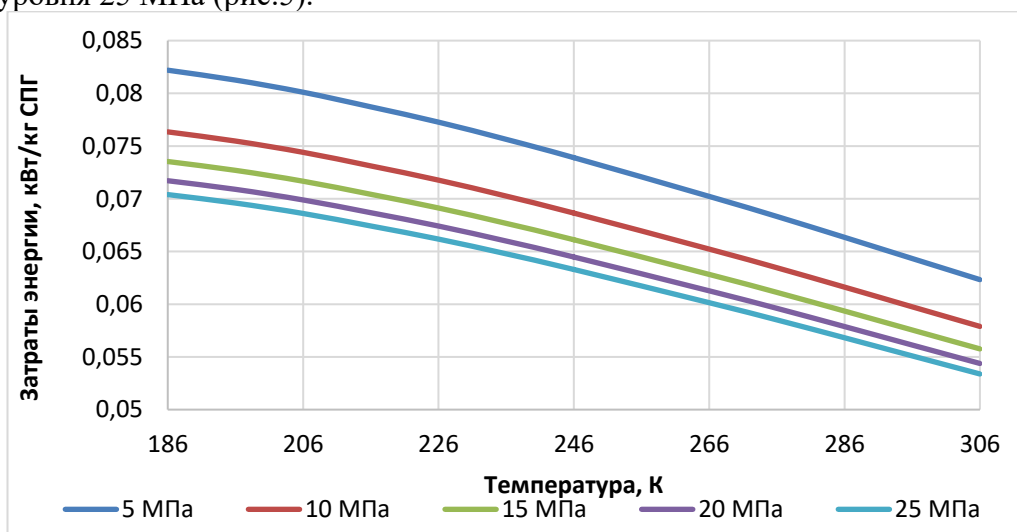


Рис. 5 - Зависимость энергетических затрат ступени переохлаждения от степени рекуперации теплоты между прямым и обратным потоками СРВ3
Fig. 5 - Dependence of energy costs of the subcooling stage on the degree of heat recovery between direct and reverse flows of MR3

При увеличении степени рекуперации теплоты между прямым и обратным потоками СРВ 3 в других ступенях также наблюдается заметное снижение удельной мощности привода компрессоров.

Так, для ступени сжижения максимальное снижение минимальная величина затрат энергии наблюдается при достижении постигается в варианте когда температуры потока в точке 26' максимально близка к температуре окружающей среды (рис. 6). Повышение давления сырья от 5 МПа до 25 МПа до позволяет снизить удельные затраты энергии на 29% – 38% .

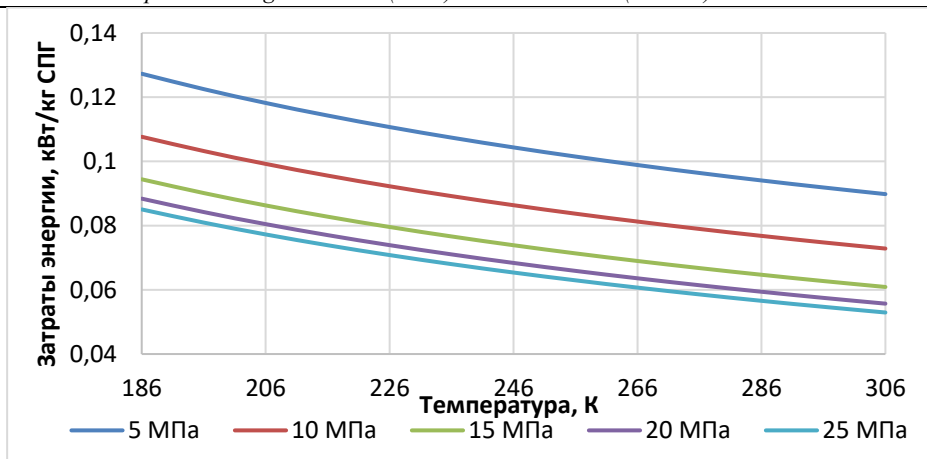


Рис. 6 - Зависимость энергетических затрат ступени от степени рекуперации теплоты между прямым и обратным потоками СРВ 3

Fig. 6 - Dependence of stage energy costs on the degree of heat recovery between direct and reverse flows of MR3

Повышение степени рекуперацией теплоты обратного потока смешанного рабочего вещества аналогично влияет на энергоэффективность работы ступени предварительного охлаждения, как видно из рис. 7. При поступлении смешанного рабочего вещества в компрессорную установку на более высоком температурном уровне затраты энергии снижаются существеннее. По мере увеличения давления сырья величина снижения энергетических затрат возрастает от 32% до 38% при условии максимальной рекуперации между потоками СРВ3.

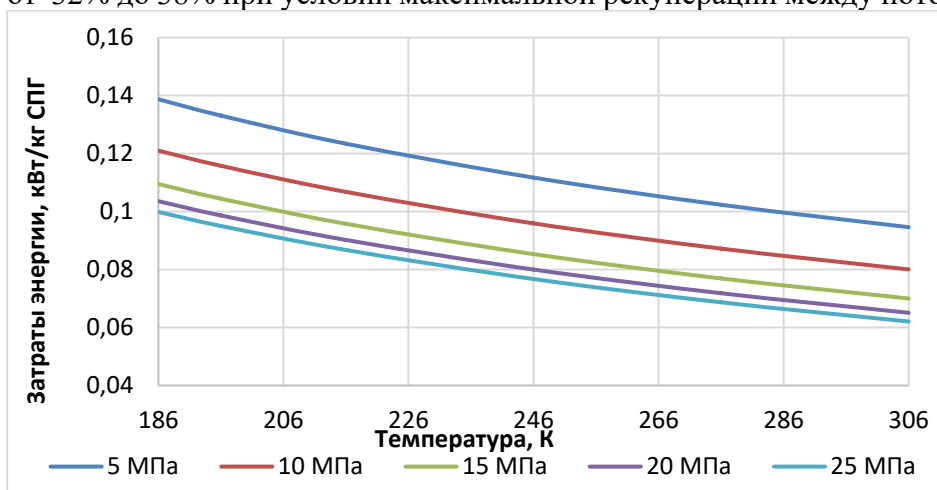


Рис. 7 - Зависимость энергетических затрат ступени предварительного охлаждения от степени рекуперации теплоты между прямым и обратным потоками СРВ 3

Fig. 7 - Dependence of energy costs of the pre-cooling stage on the degree of heat recovery between the forward and reverse flows of MR3

Одновременное включение в цикл теплообменных аппаратов для рекуперации в ступенях переохлаждения и сжижения. Для анализа влияния рекуперации теплоты потоков СРВ2 было необходимо определить оптимальный вариант рекуперации теплоты потоков СРВ3 и зафиксировать определенный температурный уровень потока в точке 26'. Несмотря на то, что максимальное снижение затрат энергии достигается при $T_{26'} = 306$ К, следует признать, что достижения недорекуперации всего и получение разности температур потоков на уровне в 2 К на высоком температурном уровне технологически недостижимо и неоправданно практически, поэтому на основе технологических рекомендации по проектированию криогенных циклов [1] температура потока СРВ в точке 26' зафиксирована на уровне 296 К. Результаты определения суммарных энергетических затрат при одновременном включении в цикл ТО-4 и ТО-5 представлены на рис. 8.

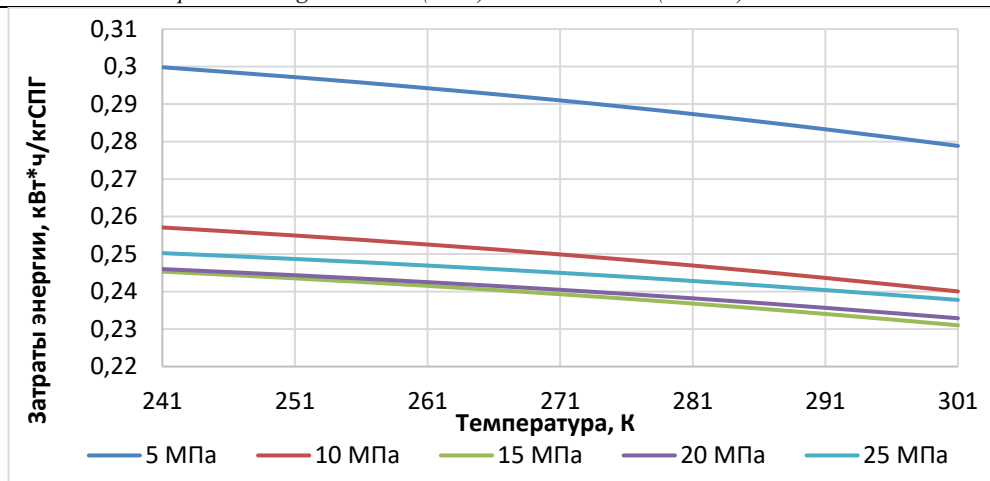


Рис. 8 - Суммарные удельные затраты энергии цикла от степени рекуперации теплоты между прямым и обратным потоками СРВ 2

Fig. 8 - Total specific cycle energy inputs from the degree of heat recovery between the forward and reverse flows of MR2

В результате рекуперации теплоты обратного потока СРВ 2 удельные энергозатраты возможно снизить на 5% – 7% . При этом наибольший относительный выигрыш в энергии наблюдается при давлении 5 МПа. В то же время, наименьшее значение затрат энергии соответствует варианту с максимальной рекуперацией теплоты потоков СРВ 3 и давлением сырьевого потока 15 МПа.

На рис. 9 представлены результаты расчета удельных энергозатрат в ступени сжижения.

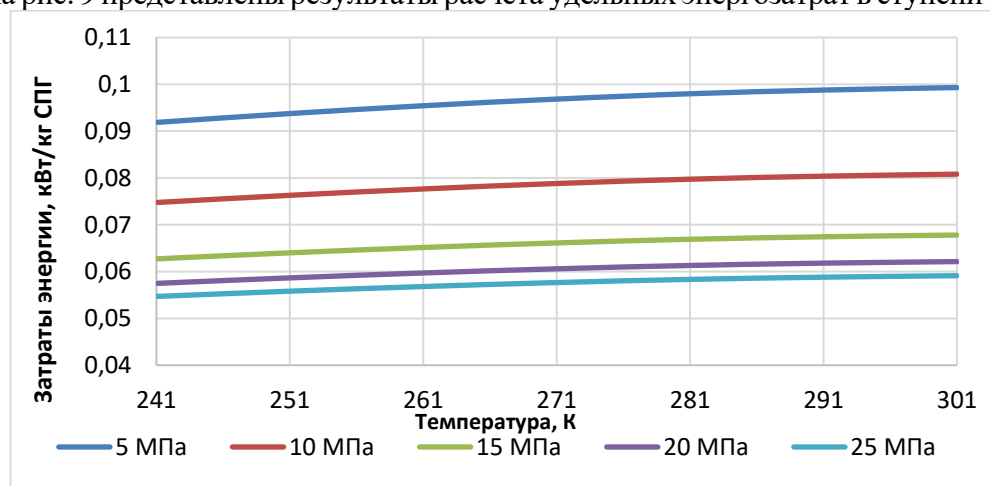


Рис. 9 - Зависимость энергетических затрат ступени сжижения от степени рекуперации теплоты обратного потока СРВ2

Fig. 9 - Dependence of energy costs of the liquefaction stage on the degree of heat recovery of reverse flow MR2

Увеличение температуры потока СРВ на входе в компрессорную установку ступени внешнего охлаждения вызывает рост удельных затрат энергии в компрессоре на 8%. Незначительный рост энергозатрат может быть обусловлен увеличением массового СРВ2.

В то же время, перераспределение материальных и тепловых потоков связанное с внедрением в цикл дополнительной теплообменной аппаратуры, позитивно сказывается на энергетических показателях ступени предварительного охлаждения (рис. 10).

При базовом давлении сырьевого потока 5 МПа [15] снижение удельных затрат энергии составило порядка 18% – 20%, что несколько меньше, чем при увеличении степени рекуперации потока СРВ3 (рис. 7). Сопоставление результатов исследования двух вариантов рекуперации теплоты представлено на рис. 11.

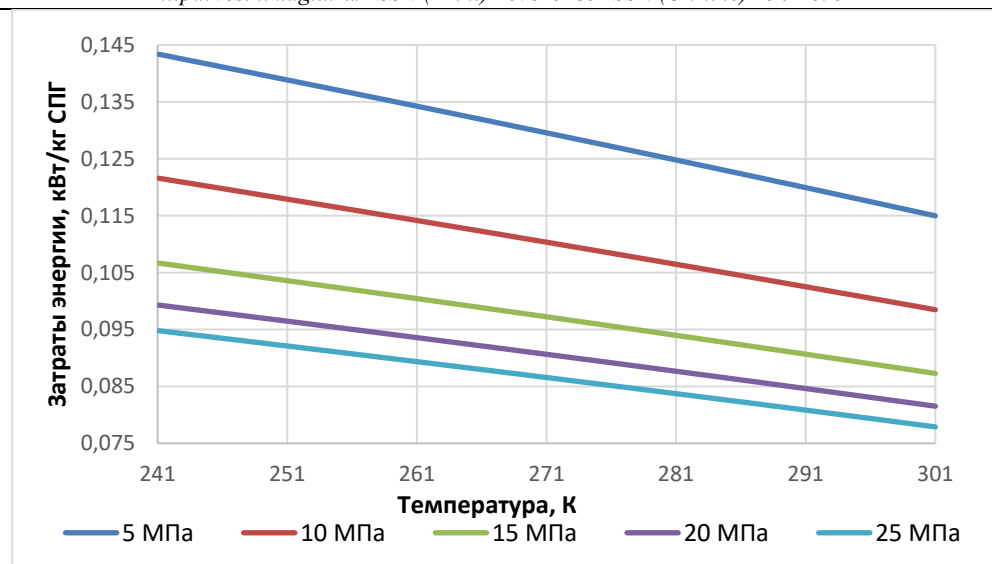


Рис. 10 - Зависимость энергетических затрат ступени предварительного охлаждения от степени рекуперации теплоты обратного потока СРВ2

Fig. 10 - Dependence of energy costs of the pre-cooling stage on the degree of heat recovery of reverse flow MR2

Исходя из наблюдаемых зависимостей становится понятным, что наблюдаемое ранее снижение энергозатрат при рекуперации теплоты потока СРВ2 в действительности является только относительным. Неэффективность рекуперации теплоты обратного потока ступени сжижения вызвана перераспределением тепловой нагрузки в сторону высокотемпературных ступеней.

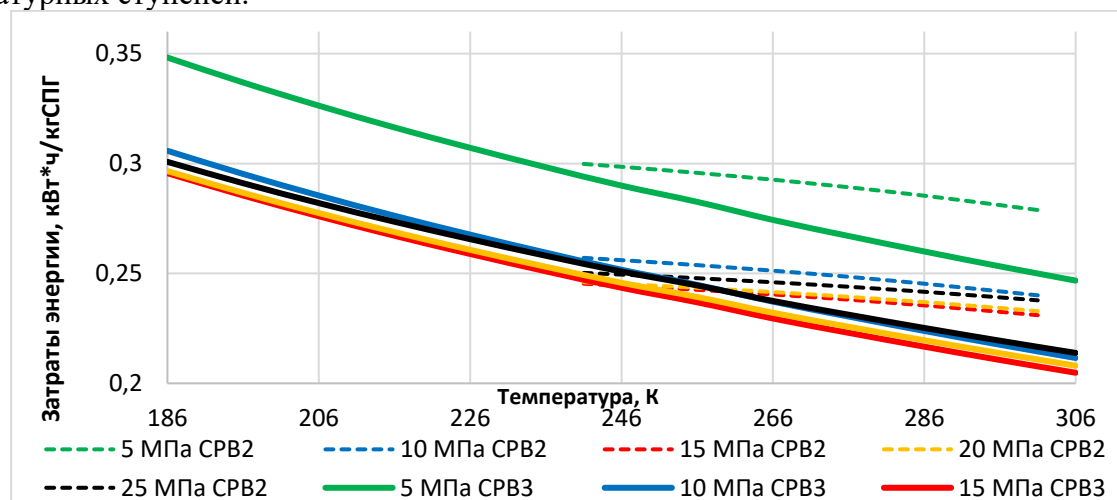


Рис. 11 - Определение оптимальной степени рекуперации теплоты обратных потоков СРВ2 и СРВ3

Fig. 11 - Determination of the optimum degree of heat recovery of reverse flows MR2 and MR3

Суммарные энергозатраты на сжатие в цикле с рекуперацией теплоты только потоков СРВ3 имеют меньшие значения. В то же время для обоих вариантов оптимальное значение давления сырьевого потока лежит в диапазоне от 15 МПа до 20 МПа, что значительно выше стандартного давления 5 МПа [15].

Наименьшее технически достижимое значение затрат энергии при рекуперации потока СРВ3 составляет 0,21 кВт час/кг СПГ, соответствует температуре в точке 26` 296 К и давлению потока природного газа 15 МПа. Аналогично, при рекуперации также потока СРВ2 затраты энергии составят 0,23 кВт ч/ кг СПГ при температуре в точке 22` 301 К и давлении сырья 16 МПа.

Вывод. По результатам исследования были получены зависимости удельных затрат энергии на получение СПГ при включении в технологическую схему дополнительных теплообменных аппаратов ТО-5 и ТО-4, обеспечивающих различную степень рекуперации теплоты между прямыми и обратными потоками СРВ3 и СРВ2.

Рекуперация теплоты между прямыми и обратными потоками СРВ позволяет существенно сократить удельные затраты энергии на получение СПГ, что является следствием снижения тепловой нагрузки ступеней внешнего охлаждения за счет использования теплоотводящей способности обратных потоков и снижения доли прямых потоков, направляемых через теплообменную аппаратуру высокотемпературных ступеней.

Рекуперация между прямыми и обратными потоками СРВ3 существенно снижает энергетическую нагрузку ступеней предварительного охлаждения и сжижения. В то же время включение в цикл теплообменного аппарата ТО-5 негативно сказывается на энергетических показателях цикла.

Давление потока сырья дополнительно увеличивает энергоэффективность цикла, что с учётом ранее выполненных исследований позволяет говорить об универсальной эффективности этого технологического приема. Несмотря на то, что в настоящее время активно высказывается мнение о необходимости построения упрощенных технологических решений даже при условиях снижения энергоэффективности процессов [23], что оправдывается сложившейся тяжелой ситуацией в отрасли в связи с отсутствием импортного или отечественного оборудования. Однако, с точки зрения перспективы и с учетом увеличения темпов реинжиниринга и конструирования новых собственных машин и аппаратов стоит продолжать поиск технологических решений, направленных на повышение энергетической эффективности производства.

Включение дополнительных теплообменных аппаратов и сырьевой компрессорной установки не представляет высокой технологической сложности, но позволяет существенно снизить затраты энергии на производство СПГ.

Библиографический список:

1. Архаров И.А., Александров А.А., Навасардян Е.С. Теория и расчет циклов криогенных систем. 2009.
2. Новотельнов В.Н. Криогенные машины / В.Н. Новотельнов, Суслов А.Д., Полтараус В.Б. – СПб.: Политехника, 1991. – 335 с.
3. Архаров А.М., Сычев В.В., Архаров И.А. Сопоставление результатов термодинамического анализа энергетических потерь в высокотемпературных и низкотемпературных системах, машинах и установках//Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана, спецвыпуск «Холодильная и криогенная техника, системы кондиционирования и жизнеобеспечения. – 2008.
4. Kronberg A. et al. Theoretical limits on the heat regeneration degree//International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2020. – Т. 161. – С. 120282. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120282>
5. Pereira M.A.M. et al. Energy and economic comparison of five mixed-refrigerant natural gas liquefaction processes//Energy Conversion and Management. – 2022. – Т. 272. – С. 116364 <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2022.116364>
6. Streit J.R., Razani A. Second-law analysis and optimization of reverse brayton cycles of different configurations for cryogenic applications//AIP Conference Proceedings. – American Institute of Physics, 2012. – Т. 1434. – №. 1. – С. 1140-1148. <https://doi.org/10.1063/1.4707035>
7. Люгай Д.В., Шайхутдинов А.З., Мутовин Ю.Г., Одишария Г.Э. Проблемные вопросы разработки и реализации проектов СПГ//Вести газовой науки. 2017. № 1 (29).
8. Andress D.L., Watkins R.J. Beauty of simplicity: Phillips optimized cascade LNG liquefaction process //Advances in Cryogenic Engineering: Transactions of the Cryogenic Engineering Conference-CEC. – 2004. – Т. 49. – С. 91-100. <https://doi.org/10.1063/1.1774671>
9. Wu X. et al. A critical analysis of natural gas liquefaction technology//Fluid Dynamics and Materials Processing. – 2021. – Т. 18. – №. 1. – С. 145-158. <https://doi.org/10.32604/fdmp.2022.018227>.
10. Nagy M. Techno-economic analysis of LNG production alternatives. – 2016.(электронный ресурс) URL : <https://thesis.unipd.it/handle/20.500.12608/28143?mode=simple> .
11. Федорова Е.Б. Современное состояние и развитие мировой индустрии сжиженного природного газа: технологии и оборудование. – 2011.

12. Василевич В.В., Федосеев П.О., Бричка К.М., Шотиди К.Х. Сравнительный анализ современных технологий крупнотоннажного производства сжиженного природного газа. // Газовая промышленность. 2017. № 9 (757). С. 53–57 :
13. Zhang J. et al. Comprehensive review of current natural gas liquefaction processes on technical and economic performance // *Applied Thermal Engineering*. – 2020. – Т. 166. – С. 114736. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114736>
14. Merkulov V.I. Analysis of Russian Arctic LNG projects and their development prospects // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. – IOP Publishing, 2020. – Т. 940. – №. 1. – С. 012114. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/940/1/012114>
15. Vatani A., Mehrpooya M., Palizdar A. Advanced exergetic analysis of five natural gas liquefaction processes // *Energy conversion and management*. – 2014. – Т. 78. – С. 720-737. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.11.050>
16. Архаров А.М., Буткевич И.К. Криогенные машины и инструменты. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2015.
17. Архаров А.М. Основы криологии. Энтропийно-статистический анализ низкотемпературных систем. – 2014.
18. Автор (2024) Optimization of Mixed Fluid Cascade Natural Gas Liquefaction Plant Feed Stream Pressure // *Problemele Energeticii Regionale*. – 2024. – Т. 61. – №. 1. – С. 111-126. <https://doi.org/10.52254/1857-0070.2024.1-61.10>
19. Helgestad D.E. Modelling and optimization of the C3MR process for liquefaction of natural gas // *Process Systems Engineering*. – 2009. – Т. 44. (электронный ресурс) URL: https://skoge.folk.ntnu.no/diplom/prosjekt09/helgestad/Helgestad_project.pdf
20. Bauer H.C. Mixed fluid cascade, experience and outlook // Paper 25a, 12th Topical Conference on Gas Utilization, AIChE 2012 Spring Meeting, Houston, Texas. – 2012; 2. electronic resource) URL: https://www.researchgate.net/profile/Heinz-Bauer/publication/277191917_Mixed_Fluid_Cascade_Experience_and_Outlook/links/55644f2108ae9963a11f246f/Mixed-Fluid-Cascade-Experience-and-Outlook.pdf
21. Waldmann I.B. Evaluation of process systems for floating LNG production units. In: Tekna conference; 2008
22. Иванова, К.С. Перспективы и проблемы развития производства и сбыта СПГ в России / К.С. Иванова // *Проблемы экономики и управления нефтегазовым комплексом*. – 2019. – № 7(175). – С. 46-50. – [https://doi.org/10.33285/1999-6942-2019-7\(175\)-46-50](https://doi.org/10.33285/1999-6942-2019-7(175)-46-50)

References:

1. Arkharov I.A., Aleksandrov A.A., Navasardyan E.S. Theory and calculation of cycles of cryogenic systems. S. Theory and calculation of cycles of cryogenic systems. - 2009. (In Russ)
2. Novotel'nov, V.N. Cryogenic machines / V.N. Novotel'nov, A.D. Suslov, V.B. Poltarau - SPb.: Politehnika, 1991. - 335 с. (In Russ)
3. Arkharov A.M., Sychev V.V., Arkharov I.A. Comparison of the results of thermodynamic analysis of the energy losses in the high-temperature and low-temperature systems, machines and installations // *Vestnik of the Moscow State Technical University named after N.E. Bauman, special issue 'Refrigerating and cryogenic engineering, air-conditioning and life-support systems*. - 2008. (In Russ)
4. Kronberg A. et al. Theoretical limits on the heat regeneration degree. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2020;161:120282. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120282>
5. Pereira M.A.M. et al. Energy and economic comparison of five mixed-refrigerant natural gas liquefaction processes. *Energy Conversion and Management*. 2022;272:116364 <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2022.116364>
6. Streit J.R., Razani A. Second-law analysis and optimization of reverse brayton cycles of different configurations for cryogenic applications // *AIP Conference Proceedings. American Institute of Physics*, 2012; 1434(1):1140-1148. <https://doi.org/10.1063/1.4707035>
7. Lyugai D.V., Shaikhutdinov A.Z., Mutovin Yu.G.G., Odisharia G.E. Problematic issues of development and implementation of LNG projects. *Vesti gazovoy nauki*. 2017;1(29). (In Russ)
8. Andress D.L., Watkins R.J. Beauty of simplicity: Phillips optimized cascade LNG liquefaction process // *Advances in Cryogenic Engineering: Transactions of the Cryogenic Engineering Conference-CEC*. 2004; 49: 91-100. <https://doi.org/10.1063/1.1774671>
9. Wu X. et al. A critical analysis of natural gas liquefaction technology. *Fluid Dynamics and Materials Processing*. 2021;18(1):145-158. <https://doi.org/10.32604/fdmp.2022.018227>.
10. Nagy M. Techno-economic analysis of LNG production alternatives. – 2016. (electronic resource) URL: <https://thesis.unipd.it/handle/20.500.12608/28143?mode=simple>.
11. Fedorova E.B. Current state and development of the global industry of liquefied natural gas: technologies and equipment. - 2011. (In Russ)
12. Vasilevich V.V., Fedoseev P.O.O., Brichka K.M., Shotidi K.H. Comparative analysis of modern technologies of large-capacity production of liquefied natural gas. *Gas Industry*. 2017;9(757):53-57 (In Russ)

13. Zhang J. et al. Comprehensive review of current natural gas liquefaction processes on technical and economic performance. *Applied Thermal Engineering*. 2020;166:114736. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114736>
14. Merkulov V.I. Analysis of Russian Arctic LNG projects and their development prospects //IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – IOP Publishing, 2020;940(1):012114. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/940/1/012114>
15. Vatani A., Mehrpooya M., Palizdar A. Advanced exergetic analysis of five natural gas liquefaction processes. *Energy conversion and management*. 2014;78:720-737. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.11.050>
16. Arkharov A.M., Butkevich I.K. Cryogenic machines and tools//M.: Bauman Moscow State Technical University. - 2015. (In Russ)
17. Arkharov A.M. Fundamentals of Cryology. Entropy-statistical analysis of low-temperature systems. - 2014. (In Russ)
18. Autor (2024) Optimisation of Mixed Fluid Cascade Natural Gas Liquefaction Plant Feed Stream Pressure *Problemele Energeticii Regionale*. 2024;61(1): 111-126. <https://doi.org/10.52254/1857-0070.2024.1-61.10> (In Russ)
19. Helgestad D.E. Modelling and optimization of the C3MR process for liquefaction of natural gas//*Process Systems Engineering*. 2009;44. (electronic resource) URL: https://skoge.folk.ntnu.no/diplom/prosjekt09/helgestad/Helgestad_project.pdf
20. Bauer H.C. Mixed fluid cascade, experience and outlook //Paper 25a, 12th Topical Conference on Gas Utilization, AIChE 2012 Spring Meeting, Houston, Texas. – 2012;2. electronic resource) URL:https://www.researchgate.net/profile/Heinz-Bauer/publication/277191917_Mixed_Fluid_Cascade_Experience_and_Outlook/links/55644f2108ae9963a11f246f/Mixed-Fluid-Cascade-Experience-and-Outlook.pdf
21. Waldmann I.B. Evaluation of process systems for floating LNG production units. In: Tekna conference; 2008
22. Ivanova, K.S. Prospects and problems of development of LNG production and sales in Russia / K.S. Ivanova. *Problems of economics and management of oil and gas complex*. 2019;7(175):46-50. – [https://doi.org/10.33285/1999-6942-2019-7\(175\)-46-50](https://doi.org/10.33285/1999-6942-2019-7(175)-46-50)

Сведения об авторах:

Анастасия Юрьевна Иконникова, старший лаборант, ассистент, аспирант, образовательный центр «Энергоэффективные инженерные системы», aikonnikova@itmo.ru; ORCID 0000-0003-2665-5788

Александр Юрьевич Баранов, доктор технических наук, профессор, образовательный центр «Энергоэффективные инженерные системы»; abaranov@itmo.ru; ORCID 0000-0002-9263-8153

Юлия Андреевна Кравченко, аспирант, ассистент, образовательный центр «Энергоэффективные инженерные системы»; jasolonina@itmo.ru; ORCID 0000-0002-5564-9312

Денис Владимирович Кравченко, аспирант, ассистент, образовательный центр «Энергоэффективные инженерные системы»; dvkravchenko@itmo.ru; ORCID 0000-0003-3675-5678

Information about authors:

Anastasia Yu. Ikonnikova, Senior Lab Assistant, Assistant, Postgraduate Student, Educational Center "Energy Efficient Engineering Systems", aikonnikova@itmo.ru; ORCID 0000-0003-2665-5788

Alexander Yu. Baranov, Dr. Sci. (Eng.), Prof., Educational Center "Energy Efficient Engineering Systems"; abaranov@itmo.ru; ORCID 0000-0002-9263-8153

Yulia A. Kravchenko, Postgraduate Student, Assistant, Educational Center "Energy Efficient Engineering Systems"; jasolonina@itmo.ru; ORCID 0000-0002-5564-9312

Denis V. Kravchenko, Postgraduate Student, Assistant, Educational Center "Energy Efficient Engineering Systems"; dvkravchenko@itmo.ru; ORCID 0000-0003-3675-5678

Конфликт интересов/Conflict of interest.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов/The authors declare no conflict of interest.

Поступила в редакцию/Received 19.03.2025.

Одобрена после рецензирования/Revised 25.04.2025.

Принята в печать/Accepted for publication 25.06.2025.