

## Optimization of Mixed Fluid Cascade Natural Gas Liquefaction Plant Feed Stream Pressure

<sup>1</sup>Ikonnikova A. Yu.,<sup>1,2</sup> Baranov A. Yu.,<sup>1</sup> Kravchenko D. V.,<sup>1</sup> Seredenko E. S.

<sup>1</sup>ITMO University

<sup>2</sup>Scientific and Production Enterprise «KRYON»  
Saint Petersburg, Russian Federation

**Abstract.** This paper presents the results of a study on optimising the feed stream pressure of the Mixed Fluid Cascade natural gas liquefaction cycle. The objective is to optimise the pressure of the feed stream to distribute heat effectively over the cooling stages and reduce the energy cost of the cycle. To achieve the goal, the following tasks have been done: constructing the mathematical model of the cycle, performing the calculation experiment for different values of the feed stream pressure to determine energy characteristic values, and determining the optimal values of feed stream pressure. The flow characteristics of the working substances in the cycle are determined based on the Peng–Robinson–Stryjek–Vera equations of state and Benedict–Webb–Rubin. The mass flow of the working substance is calculated for each cycle's stage heat load, at both constant and different values of the working point temperatures. The distribution of heat load for liquefying 1 kg of natural gas by stages is displayed, and achievable working point temperatures of the feed flow are determined. The energy consumed by the compressor units and the amount of compression heat dissipated are calculated. The study's main finding is that the optimal feed pressure in the Mixed Fluid Cascade cycle is higher than the standard pressure. The significance of the obtained results lies in the significant reduction of energy costs of the Mixed Fluid Cascade cycle at a feed stream pressure of 13 MPa.

**Keywords:** liquefied natural gas, mainline gas, energy efficiency, pressure increase.

DOI: <https://doi.org/10.52254/1857-0070.2024.1-61.10>

UDC: 621.593

### Optimizarea presiunii fluxului de alimentare a unei instalații de lichefiere a gazelor naturale care funcționează pe ciclul Mixed Fluid Cascade

<sup>1</sup>Ikonnikova A.Yu.,<sup>1,2</sup>Baranov A.Yu.,<sup>1</sup>Kravchenko D.V.,<sup>1</sup>Seredenko E.S.

<sup>1</sup>Universitatea ITMO

<sup>2</sup>Întreprinderea de cercetare și producție „KRION”  
Sankt Petersburg, Federația Rusă

**Rezumat.** Această lucrare prezintă rezultatele unui studiu privind optimizarea presiunii fluxului de alimentare a ciclului de lichefiere a gazelor naturale în cascadă de fluide mixte. Obiectivul este de a optimiza presiunea fluxului de alimentare pentru a distribui eficient căldura pe etapele de răcire și pentru a reduce costul energiei ciclului. Pentru atingerea scopului, au fost realizate următoarele sarcini: construirea modelului matematic al ciclului, efectuarea experimentului de calcul pentru diferite valori ale presiunii fluxului de alimentare pentru a determina valorile caracteristice energetice și determinarea valorilor optime ale presiunii curentului de alimentare. Caracteristicile de curgere ale substanțelor de lucru în ciclu sunt determinate pe baza ecuațiilor de stare Peng–Robinson–Stryjek–Vera și Benedict–Webb–Rubin. Debitul masic al substanței de lucru este calculat pentru sarcina termică a fiecărei etape a ciclului, atât la valori constante, cât și la valori diferite ale temperaturilor punctului de lucru. Este afișată distribuția încărcăturii termice pentru lichefierea a 1 kg de gaz natural pe trepte și se determină temperaturile de lucru realizabile ale fluxului de alimentare. Se calculează energia consumată de unitățile compresoare și cantitatea de căldură de compresie disipată. Principala constatare a studiului este că presiunea optimă de alimentare în ciclul Mixed Fluid Cascade este mai mare decât presiunea standard. Semnificația rezultatelor obținute constă în reducerea semnificativă a costurilor energetice ale ciclului Mixed Fluid Cascade la o presiune a fluxului de alimentare de 13 MPa.

**Cuvinte-cheie:** gaz natural lichefiat, gaz principal, eficiență energetică, creșterea presiunii.

## Оптимизация давления сырьевого потока установки ожижения природного газа работающей по циклу Mixed Fluid Cascade

<sup>1</sup>Иконникова А.Ю., <sup>1,2</sup>Баранов А.Ю., <sup>1</sup>Кравченко Д.В., <sup>1</sup>Середенко Е.С.

<sup>1</sup>Университет ИТМО

<sup>2</sup> ООО Научно-производственное предприятие «КРИОН»

Санкт-Петербург, Российская Федерация

**Аннотация.** В работе представлены результаты исследования по оптимизации давления сырьевого потока цикла ожижения природного газа Mixed Fluid Cascade. Целью данной работы является оптимизация давления сырьевого потока ожижаемого газа в цикле Mixed Fluid Cascade, обеспечивающая эффективное распределение тепловой нагрузки по ступеням охлаждения и снижение общих энергетических затрат цикла. Для достижения поставленной цели были решены следующие задачи: построение математической модели цикла, проведение вычислительного эксперимента для различных значений давления потока сырья с определением значения энергетических характеристик цикла, определение оптимальных значений давлений сырьевого потока. В рамках исследования смоделирован цикл Mixed Fluid Cascade. Свойства потоков рабочих веществ цикла определены на основании уравнений состояния Пенга–Робинсона в модификации Стрижека–Веры и Бенедикта–Вебба–Рубина. Для каждой ступени цикла рассчитаны тепловая нагрузка, массовый расход рабочего вещества при значениях давления сырьевого потока от 5 МПа до 25 МПа при постоянных значениях температур рабочих точек. Показано распределение общей тепловой нагрузки на ожижение 1 кг природного газа по ступеням. Рассчитаны достижимые температуры рабочих точек потока природного газа при постоянстве расходов рабочих веществ, соответствующих стандартному варианту цикла. Полученные значения использованы для определения энергетических затрат цикла. Определено количество энергии, потребляемое компрессорными установками ступеней и количество отводимой теплоты сжатия. В результате выявлено наличие оптимальных значений давления сырьевого потока, соответствующих минимальным энергетическим затратам на ожижение природного газа. Наиболее важным результатом исследования является определение оптимального значения давления сырьевого потока цикла Mixed Fluid Cascade, превышающее стандартное. Значимость полученных результатов состоит в значительном снижении энергетических затрат цикла Mixed Fluid Cascade при давлении сырьевого потока 13 МПа. Обоснована целесообразность применения дополнительного дожатия сырьевого потока газа в цикле Mixed Fluid Cascade. Предложены решения по оптимизации работы цикла.

**Ключевые слова:** сжиженный природный газ, магистральный газ, энергоэффективность, повышение давления.

## ВВЕДЕНИЕ

Резкое падение трубопроводных поставок природного газа [1] последних лет и прогнозируемое продолжение роста мирового рынка сжиженного природного газа заставляет производителей разрабатывать новые технологические решения. Повышение энергоэффективности производства позволит значительно снизить себестоимость получаемого СПГ, поскольку от 35% до 40 % общих затрат на производство СПГ приходится на эксплуатацию и строительство установок ожижения, что отмечается в [2,3]. В условиях быстроразвивающегося рынка поиск принципиально новых технологических решений рационально заменить, совершенствованием хорошо изученных классических технологий. В то время как большая часть исследований ведется в области получения СПГ на плавучих заводах и малых месторождениях [4], необходимо продолжать развивать крупнотоннажные технологии. Пример внедрения в

производство технологии «Арктический каскад» [5] показывает, что разработка новых технологических решений «с нуля» неизбежно сопровождается преодолением ряда проектных, технологических и производственных трудностей связанных с необходимостью организации производства новых видов оборудования. Усовершенствование хорошо апробированных на практике технологий сводит к минимуму указанные проблемы, так как большинство классических циклов получения СПГ может быть реализовано с использованием уже применяемого оборудования. Такое усовершенствование предполагает прежде всего улучшение энергетических показателей циклов сжижения природного газа.

В настоящее время технология сжижения природного газа Mixed Fluid Cascade (MFC) компаний Linde и Statoil остается одной из самых востребованных в мире [6]. Процесс ожижения природного газа MFC представляет собой вариант классического каскада,

состоящего из трех ступеней охлаждения, работающих на смешанных рабочих веществах (СРВ) [7]. Такой подход позволяет существенно сократить потери энергии в процессе сжижения за счет приближения температуры рабочего вещества внешней ступени охлаждения к кривой конденсации природного газа. В работах по повышению энергоэффективности различных циклов сжижения природного газа отмечается наибольшее влияние оптимизации составов смешанных рабочих веществ [8,9]. Для совпадения профиля линии кипения смешанного СРВ и линии конденсации природного газа необходимо подбирать состав СРВ с учетом состава сырьевого природного газа и особенностей теплоотводящего цикла. Учитывая многообразие состава природного газа, а также способность природного газа менять свой состав по мере истощения месторождения, задача выбора и последующей коррекции состава одного или двух СРВ представляется достаточно сложной. Однако использование СРВ позволяет имитировать работу многоступенчатого каскадного цикла и сокращать действительное число ступеней охлаждения.

Как и другие многотоннажные технологии сжижения природного газа процесс МФС постоянно оптимизируется. В современной научной литературе рассмотрено множество методов оптимизации цикла МФС. Как правило методики рассматривают комплексную оптимизацию всего цикла, поскольку попытки изменения одного из параметров в найденном оптимальном решении приводят к возникновению большого количества ошибок [10]. Для решения этой проблемы как правило применяют различные упрощенные модели и методики, например как в работе [11], где предлагается оптимизировать ступени охлаждения по отдельности. При оптимизации ступеней, которые представляют собой пароконденсационные холодильные машины, стоит учитывать результаты исследования [12] показывающие зависимость между количеством возможных параметров для оптимизации и количеством компрессоров и вентилях в ступени (без учета составов СРВ). Другой подход продемонстрирован авторами [13], применившими многомерный алгоритм Коггинса для оптимизации и минимизации потерь энергии.

Поскольку цикл работает с применением смешанных рабочих веществ, основная часть исследований рассматривает оптимизацию их компонентных составов. Как отмечалось ранее, корректный подбор составов СРВ позволяет достичь наибольшей эффективности. Однако, из-за высокой чувствительности работы цикла к компонентам СРВ оптимизация составов представляет собой серьезную проблему. Как отмечается в работе [14], основную трудность вызывает возникновение температурных засечек в теплообменных аппаратах. Для решения этой проблемы авторы приводят новую комбинированную методику с применением методов машинного обучения для полноценного проектирования систем, использующих СРВ, учитывающую термодинамику процессов и позволяющую избежать возникновения засечек за счет применения псевдо-холодного потока.

Также в многих работах особое внимание уделяется компактности установок и возможности расположения на плавучих заводах [15].

В работе [16] отмечается ранее упомянутое влияние температуры окружающей среды. Авторами указывается что оптимизация с учетом температурных условий может снизить потребление энергии на 3–4%. В то же время, авторами [17,18] указывается на то, что процессы производства СПГ, расположенные в теплом климате потребуют на 20–26% больше энергии чем аналогичные, расположенные в Арктике.

В исследовании [11] проводился анализ влияния давления природного газа на потребление энергии циклом. Авторы отмечают возможность снижения затрат энергии, однако не рассматривают давления сырьевого потока выше 9,5 МПа. Также указывается на снижение массовых расходов рабочих веществ. Как правило более высокие давления не рассматриваются, поскольку уже превышают давление магистрального газа.

Практически все реализуемые технологии крупнотоннажного производства СПГ являются криогенными циклами среднего давления, в которых давление сырьевого потока в среднем не превышает 5–6 МПа. Такие решения объясняются, с одной стороны достаточно высокими энергетическими затратами на сжатие, а с другой расположением заводов СПГ в непосредственной близости от

месторождений. Однако существуют заводы, использующие в качестве сырья магистральный газ высокого давления. Поскольку в основном на магистральных газопроводах располагаются малотоннажные предприятия, использующие перепад давлений на газораспределительных станциях, исследования как правило ведутся с точки зрения эффективности редуцирования магистрального газа для производства СПГ [19,20,21].

Поскольку в настоящее время некоторые крупнотоннажные производства могут располагаться не вблизи месторождения и использовать в качестве сырья магистральный газ, принято решение рассмотреть оптимизацию давления сырьевого потока цикла MFC в более широком диапазоне давлений (до 25 МПа). Использование технологии MFC на таком производстве потребовало бы снижения давления сырьевого газа в два раза, при этом терялась бы скрытая в сырьевом газе холодопроизводительность.

Использование для получения СПГ цикла с более высоким давлением потока сырьевого газа позволит снизить удельные затраты энергии на ожижение получить дополнительный источник повышения энергоэффективности. Учитывая то, что к примеру балтийские заводы по производству СПГ находятся в непосредственной близости от компрессорных станций Портовая и Славянская, которые способны сжимать газ до 22 МПа, рационально оценить насколько эффективно сжижение сырьевого газа с повышенным давлением.

Можно предположить, что повышение давления позволит перенести существенную часть тепловой нагрузки ожижения природного газа на более высокий температурный уровень, за счет повышения температуры конденсации высококипящих компонентов сырьевого потока газа.

Затраты энергии на то, чтобы повысить давление сжатого газа в 2–3 раза относительно невелики, поскольку, величина работы компрессора зависит от степени сжатия газового потока. Используя магистральный газ давлением от 7 до 10 МПа, можно с небольшими затратами энергии доводить давление сырьевого потока на входе в блок ожижения до уровня 20–22 МПа. Очевидно, что повышение давления сырьевого потока будет оправдано только в том случае, если оно

приведет к снижению затрат энергии на получение единицы массы СПГ.

Определить оптимальное давление потока можно используя метод численного эксперимента выполненному на математической модели реального цикла ожижения природного газа MFC. Оптимальное давление сырьевого потока должно определяться из минимума затрат энергии на ожижение единицы массы продукта согласно [22]

### **МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ПОЛУЧЕНИЯ СЖИЖЕННОГО ПРИРОДНОГО ГАЗА ПРИ ПОВЫШЕННОМ ДАВЛЕНИИ СЫРЬЕВОГО ПОТОКА**

В ходе исследования рассмотрен каскадный цикл на смешанных рабочих веществах MFC (Mixed Fluid Cascade) компаний Linde и Statoil, схема цикла изображена на рис.1. Установка представляет собой каскад из 3 паровых циклов, работающих на смешанных рабочих веществах. Рис.1. Схема установки, работающей по циклу Mixed Fluid Cascade1. [23]

Каждое рабочее вещество циркулирует в отдельной ступени внешнего охлаждения, которые последовательно охлаждают (MR-1), сжижают (MR-2) и переохлаждают (MR-3) сырьевой поток природного газа.

После ступени переохлаждения полученная жидкость дросселируется в сепаратор С-1, в котором жидкая фракция выделяется из потока и направляется в хранилище, LNG.

Для численного эксперимента:

- был выбран следующий состав рабочих веществ для всех ступеней охлаждения приведенный в таблице 1;
- начальные параметры рабочих точек цикла приняты в соответствии с данными таблицы 2;
- состав сырьевого потока природного газа (табл. 3) принят в соответствии с данными о составе газа в газопроводе Ухта-Грязовец;
- теплопритоки от окружающей среды приняты равными нулю.

Математический эксперимент проведен в два этапа:

1. Определение зависимости удельной тепловой нагрузки на внешние ступени охлаждения от величины давления сырьевого природного газа.

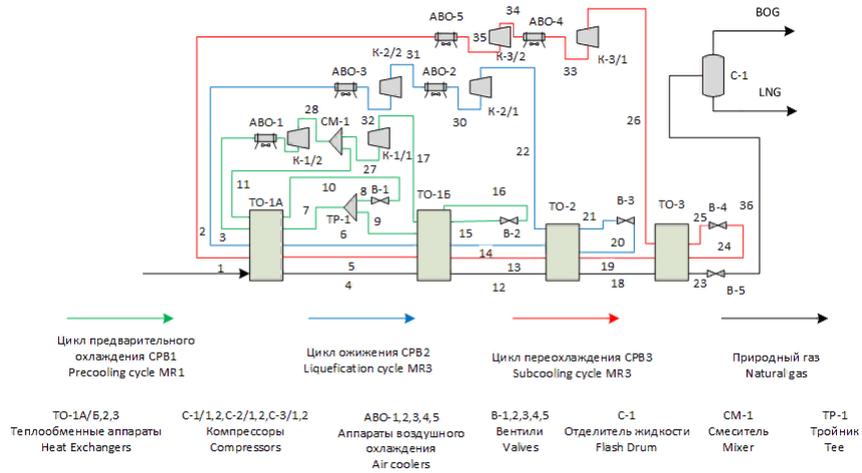


Рис.1. Схема установки, работающей по циклу Mixed Fluid Cascade<sup>1</sup> [23].

2. Определение удельных энергетических показателей цикла MFC при различных давлениях сырьевого природного газа.

Определение термодинамических параметров рабочих точек производилось на основе уравнений Пенга–Робинсона в

модификации Стрижека–Веры и Бенедикта–Вебба–Рубина [24,25].

При сравнении рассчитанных энергетических характеристик, используемые уравнения показали расхождение не более 4%, уменьшающееся с ростом давления и падением температуры.

Таблица 1<sup>2</sup>.

Состав смешанных рабочих веществ в ступенях цикла<sup>3</sup> [23]

| CPB<br>Mixed Refrigerant     | C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> ,<br>мольн %<br>(mol.%) | C <sub>2</sub> H <sub>4</sub> ,<br>мольн %<br>(mol.%) | C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> ,<br>мольн %<br>(mol.%) | CH <sub>4</sub> ,<br>мольн %<br>(mol.%) | n-C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> ,<br>мольн %<br>(mol.%) | N <sub>2</sub> ,<br>мольн %<br>(mol.%) |
|------------------------------|---|---|---|---|--|--|
| ПО<br>Precooling             | 0   | 40.24   | 0   | 42.45                                   | 0  | 17.31                                  |
| Сжижение<br>Liquefaction     | 32.92   | 27.77   | 26.66   | 12.65                                   | 0  | 0                                      |
| Переохлаждение<br>Subcooling | 73.57   | 11.29   | 0.01  | 0                                       | 15.13  | 0                                      |

Таблица 2<sup>4</sup>.

Параметры рабочих точек цикла<sup>5</sup> [23].

| №  | T, K (K) | P, МПа (MPa) | №  | T, K (K) | P, МПа (MPa) | №   | T, K (K) | P, МПа (MPa) |
|----|----------|--------------|----|----------|--------------|-----|----------|--------------|
| NG | 286.15   | 6.00         | 13 | 246.15   | 3.39         | 26  | 184.03   | 0.35         |
| 1  | 308.15   | 3.39         | 14 | 246.15   | 2.79         | LNG | 108.55   | 0.1013       |
| 2  | 308.15   | 2.79         | 15 | 251.15   | 1.69         | 27  | 306.55   | 0.67         |
| 3  | 308.15   | 1.69         | 16 | 243.57   | 0.3          | 28  | 301.26   | 0.67         |
| 4  | 276.15   | 6.00         | 17 | 269.86   | 0.3          | 29  | 347.62   | 1.69         |
| 5  | 276.15   | 3.39         | 18 | 187.95   | 6.00         | 30  | 331.31   | 1.5          |
| 6  | 276.15   | 2.79         | 19 | 187.95   | 3.39         | 31  | 308.15   | 1.5          |
| 7  | 281.95   | 1.69         | 20 | 191.65   | 2.79         | 32  | 350.09   | 2.79         |
| 8  | 281.95   | 1.69         | 21 | 181.06   | 0.31         | 33  | 327.77   | 2.5          |
| 9  | 281.95   | 1.69         | 22 | 237.19   | 0.31         | 34  | 308.15   | 2.5          |
| 10 | 272.62   | 0.67         | 23 | 111.15   | 6.00         | 35  | 336.18   | 3.39         |
| 11 | 297.72   | 0.67         | 24 | 114.15   | 3.39         | 36  | 108.55   | 0.1013       |
| 12 | 246.15   | 6.00         | 25 | 106.94   | 0.35         | BOG | 108.55   | 0.1013       |

Для определения основных энергетических характеристик использовалось уравнение энергетического баланса:

$$\sum_{i=1}^n q_{vh_i} = \sum_{i=1}^n q_{vyh_i}, \quad (1)$$

где  $q_{vh_i}$  – тепловой поток, входящий в контур цикла  $i$ -ой ступени,  $q_{vyh_i}$  – тепловой

поток, выходящий из контура цикла  $i$ -ой ступени.

**Расчет величины удельной тепловой нагрузки на внешние ступени охлаждения**

Расчет значений удельных тепловых нагрузок проводился при условии постоянства температур во всех рабочих точках цикла (табл.3).

Таблица 3<sup>6</sup>.

Состав и параметры потока сырьевого газа<sup>7</sup>

| Компонент<br>Component                     | Молярная доля<br>Mole fraction |
|--|--------------------------------|
| CH <sub>4</sub>                            | 0.94                           |
| C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>              | 0.02                           |
| C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>              | 0.01                           |
| C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>             | 0.01                           |
| N <sub>2</sub>                             | 0.02                           |
| Параметры<br>Parameters                    |                                |
| Давление, МПа<br>Pressure, MPa             | 9.8                            |
| Температура, К<br>Temperature, K           | 286.15                         |
| Массовый расход, кг/с<br>Mass flow, kg/sec | 1.0                            |

Полезная нагрузка  $q_{pol}$  ступени определялась как количество теплоты, которое необходимо отвести от потока природного газа для охлаждения до заданной температуры:

$$q_{pol_i} = g_{ng} (h_{vh_i} - h_{vyh_i}), \quad (2)$$

где  $g_{ng}$  – массовый расход потока природного газа,  $g_{ng} = 1$  кг/с (kg/sec),  $h_{vh_i}$  и  $h_{vyh_i}$  – значения энтальпий потока природного газа на входе и выходе из  $i$ -ой ступени соответственно, например (табл. 4):

$$q_{pol_1} = g_{ng} (h_{NG} - h_{12}). \quad (3)$$

Таблица 4<sup>8</sup>.

Расчет удельной полезной тепловой нагрузки на ступени охлаждения при давлении 5.0 МПа<sup>9</sup>.

| № ступени<br>охлаждения<br>Stage № | Вход<br>Inlet | Выход<br>Outlet | Температура,<br>К<br>Temperature, K | Давление,<br>МПа<br>Pressure,<br>MPa | Энтальпия,<br>кДж/кг<br>Enthalpy,<br>kJ/kg | Нагрузка,<br>кВт/кг<br>Heat load,<br>kW/kg |
|------------------------------------|---------------|-----------------|-------------------------------------|--------------------------------------|--|--|
| 1                                  | NG            |                 | 286.15                              | 6                                    | 783.87                                     | 106.87                                     |
|                                    |               | 12              | 246.15                              | 6                                    | 677  |  |
| 2                                  | 12            |                 | 246.15                              | 6                                    | 677  | 397.97                                     |
|                                    |               | 18              | 187.95                              | 6                                    | 279.03                                     |  |
| 3                                  | 18            |                 | 187.95                              | 6                                    | 279.03                                     | 294.483                                    |
|                                    |               | 23              | 111.15                              | 6                                    | -15.453                                    |  |

Результаты расчета представлены расчета удельной тепловой нагрузки на ступени цикла при разных значениях. давления сырьевого потока газа представлены на рисунке 2. График показывает что увеличение давления сырьевого потока сопровождается снижением тепловой нагрузки на ступени  $q_{sg}$  сжижения и переохлаждения  $q_{per}$ . Нагрузка ступени сжижения изменяется в пределах  $200 \leq q_{sg} \leq 400$  кВт/кг (kW/kg) т.е. в два раза. Нагрузка ступени переохлаждения изменяется менее существенно  $250 \leq q_{sg} \leq 300$  кВт/кг (kW/kg) (-17%), однако с учетом низкого температурного уровня отвода теплоты

(111,15 K), это небольшое снижение может существенно влиять на показатели энергоэффективности цикла.

В то же время происходит рост нагрузки ступени предварительного охлаждения ( $q_{po}$ ), которая возрастает в пределах  $100 \leq q_{po} \leq 160$  кВт/кг (kW/kg), при повышении давления сырьевого потока от 5 до 14 МПа (МПа).

Дальнейший рост давления природного газа сопровождается снижением значения  $q_{po}$ , которое связано с падением удельного теплосодержания сырьевого потока при высоких давлениях.

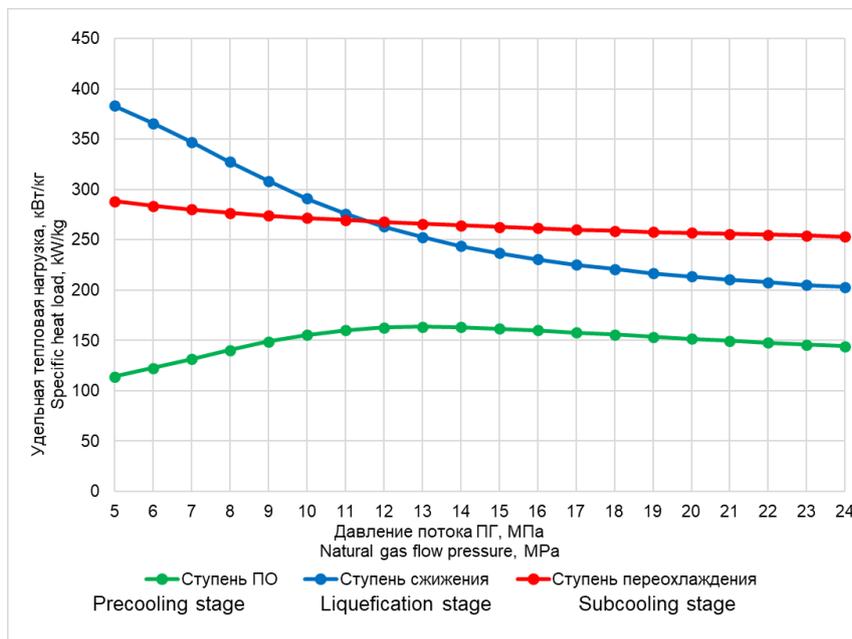


Рис.2.Зависимость величины полезной удельной тепловой нагрузки на ступени цикла от значения давления сырьевого потока газа.<sup>10</sup>

Дальнейший рост давления природного газа сопровождается снижением значения  $q_{po}$ , которое связано с падением удельного теплосодержания сырьевого потока при высоких давлениях. Из-за падения величины удельного теплосодержания газа в точке входа сырьевого потока в цикл (NG) суммарная тепловая нагрузка на цикл ожижения при увеличении давления сырьевого потока от 6,0 до 25,0 МПа (МПа) уменьшается на 25 % (рисунок 3). Суммарная удельная тепловая нагрузка на ступень охлаждения определялась с учетом тепловой нагрузки от потоков рабочих тел, проходящих сквозь данную ступень.

Из уравнения баланса ступени переохлаждения:

$$\begin{aligned}
 g_{NG}h_{18} + g_{SRV3}h_{19} + g_{SRV3}h_{25} &= \\
 &= g_{NG}h_{23} + g_{SRV3}h_{24} + g_{SRV3}h_{26} \\
 g_{NG}(h_{18} - h_{23}) + g_{SRV3}(h_{19} - h_{24}) &= \\
 &= g_{SRV3}(h_{26} - h_{25}) \quad , \quad (4)
 \end{aligned}$$

где  $g_{NG}(h_{18} - h_{23}) = q_{pol3}$  – полезная тепловая нагрузка ступени,  $g_{NG}(h_{18} - h_{23}) = q_{pol3}$  – полезная тепловая нагрузка ступени,  $g_{SRV}(h_{26} - h_{25}) = q_{pol3}$  – полная тепловая нагрузка ступени,  $g_{SRV3}(h_{19} - h_{24}) = q_{SRV3}$

<sup>10</sup> Appendix 1

Аналогично для ступени ожижения:

$$g_{NG}h_{12} + g_{SRV3}h_{13} + g_{SRV2}h_{14} + g_{SRV2}h_{21} =$$

$$= g_{NG}h_{18} + g_{SRV3}h_{19} + g_{SRV2}h_{20} + g_{SRV2}h_{22},$$

$$g_{NG}(h_{12} - h_{18}) + g_{SRV3}(h_{13} - h_{19}) +$$

$$+ g_{SRV2}(h_{14} + h_{20}) = g_{SRV2}(h_{22} - h_{21}), \quad (5)$$

где:

$$g_{NG}(h_{12} - h_{18}) = q_{pol2},$$

$$g_{SRV2}(h_{22} - h_{21}) = q_{poln3},$$

$$g_{SRV3}(h_{13} - h_{19}) = q_{SRV3},$$

$$g_{SRV2}(h_{14} + h_{20}) = q_{SRV2}.$$

При составлении баланса ступени предварительного охлаждения ступень упрощена до одного теплообменного аппарата без разделения потока.

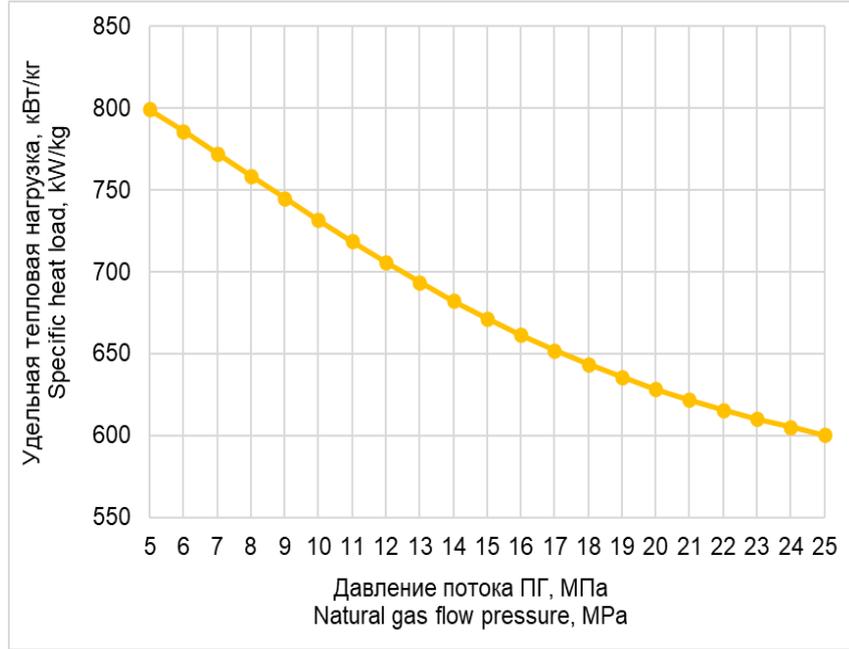


Рис. 3. Зависимость удельной полезной тепловой нагрузки на цикл ожижения МФС от давления потока природного газа.<sup>11</sup>

$$g_{NG}h_{NG} + g_{SRV3}h_1 + g_{SRV2}h_2 +$$

$$+ g_{SRV1}h_3 + g_{SRV1}h_{16} = g_{NG}h_{12} + g_{SRV3}h_{13} +$$

$$+ g_{SRV2}h_{14} + g_{SRV1}h_{15} + g_{SRV1}h_{11}$$

$$g_{NG}(h_{NG} - h_{12}) + g_{SRV3}(h_1 - h_{13}) +$$

$$+ g_{SRV2}(h_2 + h_{14}) + g_{SRV1}(h_3 + h_{15}) =,$$

$$= g_{SRV1}(h_{11} - h_{15}) \quad (6)$$

где:

$$g_{NG}(h_{NG} - h_{12}) = q_{pol1},$$

$$g_{SRV1}(h_{11} - h_{15}) = q_{poln1},$$

$$g_{SRV3}(h_1 - h_{13}) = q_{SRV3},$$

$$g_{SRV2}(h_2 + h_{14}) = q_{SRV2},$$

$$g_{SRV1}(h_3 + h_{15}) = q_{SRV1}.$$

Таким образом полная тепловая нагрузка на ступень охлаждения :

$$q_{poln} = q_{pol} + \sum_{n=1}^i q_{SRVi}, \quad (7)$$

где  $q_{SRVi}$  – количество теплоты, отводимое от потока  $i$ -го смешанного рабочего вещества проходящего сквозь ступень :

$$q_{SRVi} = g_{SRVi}(h_{vhi} - h_{vyhi}), \quad (8)$$

где  $g_{SRVi}$  – удельный расход  $i$ -го СРВ,  $h_{vhi}$  и  $h_{vyhi}$  – энтальпии на входе и выходе потока  $i$ -го СРВ в рассматриваемой ступени соответственно.

Результаты расчета величины суммарной удельной нагрузки на каждую из ступеней охлаждения представлены на рисунке 4.

Исходя из полученных результатов, общая тепловая нагрузка каждой ступени снижается. Такой эффект объясняется снижением массовых расходов потоков рабочих веществ и соответственно нагрузок на их охлаждение.

<sup>11</sup> Appendix 1

Зависимость расходов СРВ от давления сырьевого потока представлена на рисунке 5.

Полученные значения расходов СРВ при стандартных значениях давления потока соответствуют приведенным в [23]. Для

определения теоретически возможных температур потока природного газа на выходе из каждой ступени ожижения произведен обратный расчет по уравнениям (1) – (8).

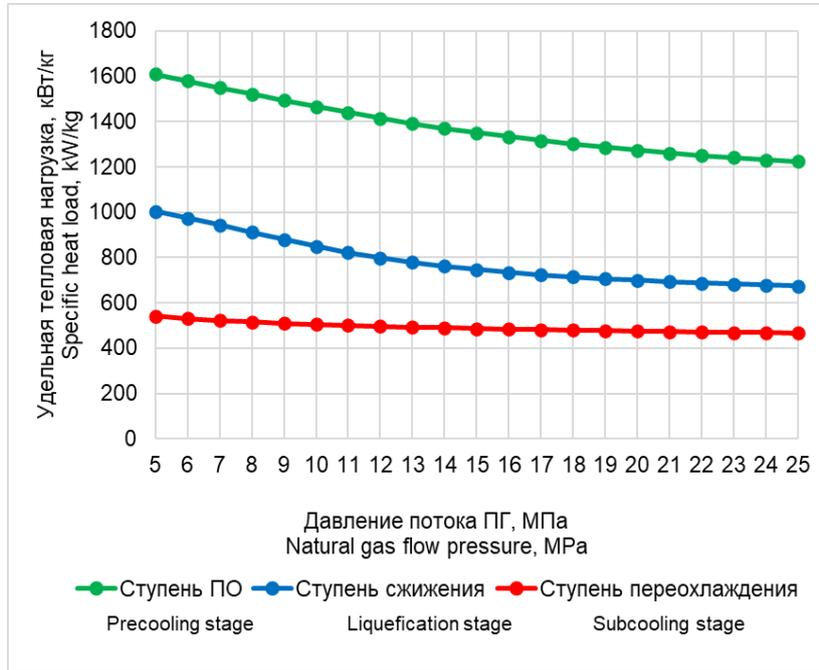


Рис. 4. Зависимость величины суммарной удельной нагрузки на каждую из ступеней охлаждения от значения давления сырьевого потока.<sup>12</sup>

В качестве основного допущения принято постоянство расходов СРВ во всех ступенях, соответствующих стандартному варианту цикла, работающему при давлении сырьевого потока 5 МПа (МПа).

Температура потока сырьевого газа определялась как функция от энтальпии и давления:

$$T_{vyhi} = f(h_i, P_i), \quad (10)$$

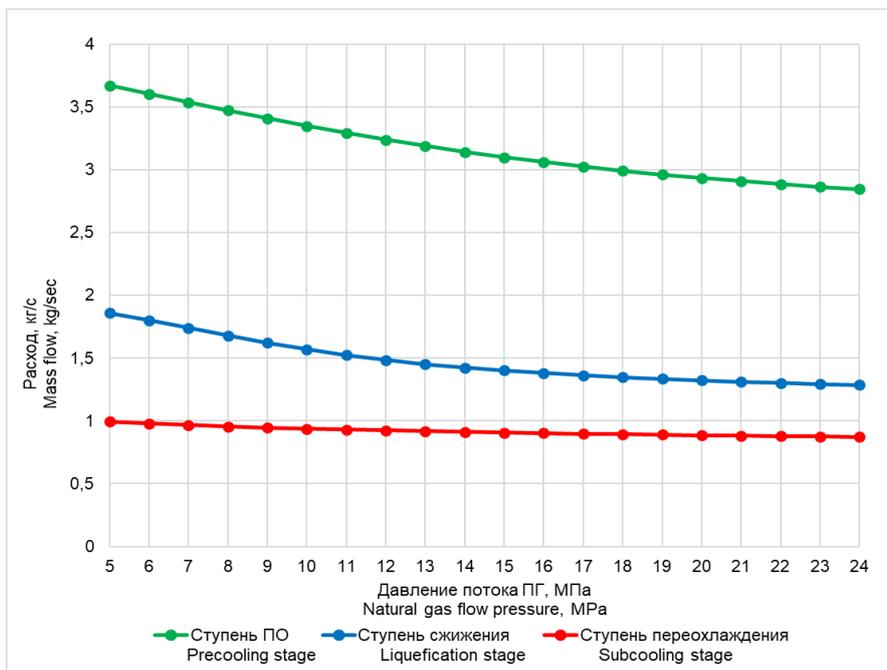


Рис.5. Зависимость расхода СРВ ступени от давления потока природного газа.<sup>13</sup>

Результаты расчета значений температур на выходе из ступеней цикла представлены на рисунке 6. Уменьшение суммарной тепловой нагрузки и повышение температурного уровня отвода теплоты, создают условия, в которых холодопроизводительность низкотемпе-

ратурных ступеней превышает подвод теплоты от сырьевого потока.

Это вызывает снижение расчетных значений температуры сырьевого потока газа на выходе ступеней сжижения и переохлаждения до технически возможного предела (рис. 6).

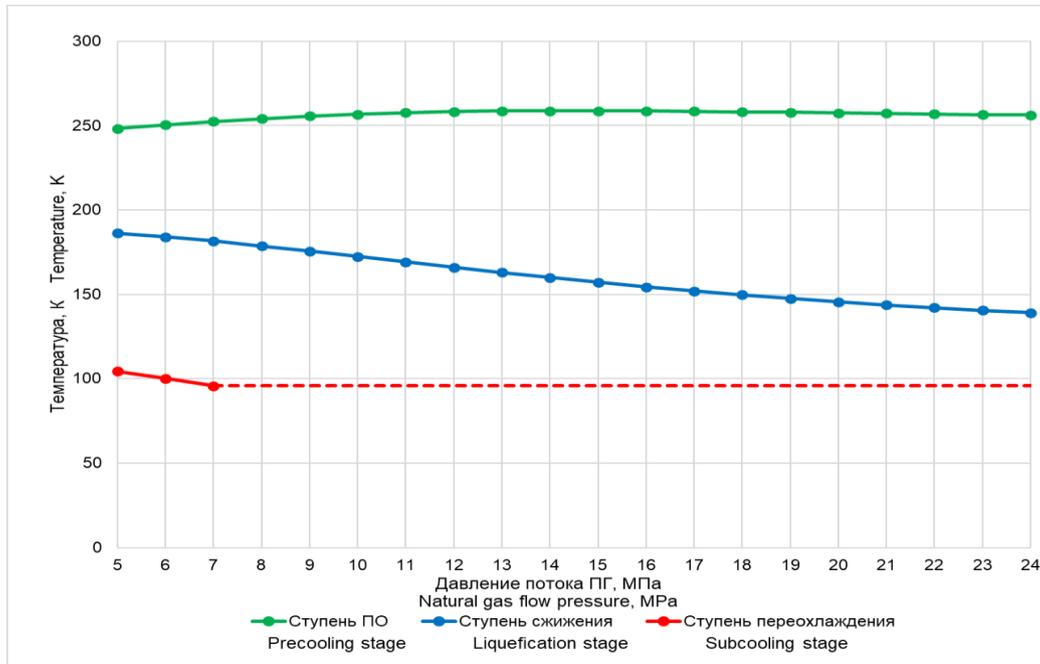


Рис.6. Зависимость температуры потока природного газа на выходе из ступени от давления.<sup>14</sup>

Для устранения переизбытка холодопроизводительности целесообразно увеличить подвод теплоты за счет увеличения расхода сырьевого потока газа или снизить холодопроизводительность низкотемпературных ступеней охлаждения за счет уменьшения расхода СРВ. Выполнение этих мероприятий снизит удельные затраты энергии при производстве единицы массы СПГ.

**Расчет энергетических характеристик цикла**

Основными потребителями энергии в цикле являются компрессорные машины ступеней охлаждения и компрессор повышающий давление сырьевого потока газа.

Теплота, отведенная от потока сырьевого газа, сбрасывается в окружающую среду через концевые холодильники ступеней охлаждения и дожимающего компрессора сырьевого потока.

На рисунке 7 представлены зависимости величины работы сжатия СРВ совершаемой компрессорами ступеней внешнего

охлаждения и дожимным компрессором сырьевого потока природного газа.

Удельные затраты энергии в дожимном компрессоре по мере увеличения давления сырьевого потока на входе в цикл ожижения возрастают до 163 кДж/кг (kJ/kg).

По мере роста давления сырьевого потока природного газа происходит снижение работы сжатия СРВ в ступенях внешнего охлаждения.

Наибольшее снижение величины совершенной работы наблюдается в ступени предварительного охлаждения, где совершаемая работа сжатия убывает с начальных 329 кДж/кг (kJ/kg). до 263 кДж/кг (kJ/kg). при максимальном давлении сырьевого потока.

Зависимость суммарной работы сжатия всех компрессорных машин от выбора величины давления сырьевого потока газа  $q_{\Sigma} = f(P_c)$  представлена на рисунке 8.

На графике зависимости есть экстремум, который соответствует диапазону давления от 13 до 14 МПа (MPa).

<sup>14</sup>Appendix 1

В этом диапазоне давлений суммарная работа сжатия компрессорных машин имеет минимальные значения, соответственно его следует рекомендовать для промышленного использования. Учитывая то, что давление

природного газа в некоторых магистралях достигает уровня 11 МПа (МПа), повышение давления до оптимального диапазона не потребует значительных энергозатрат.

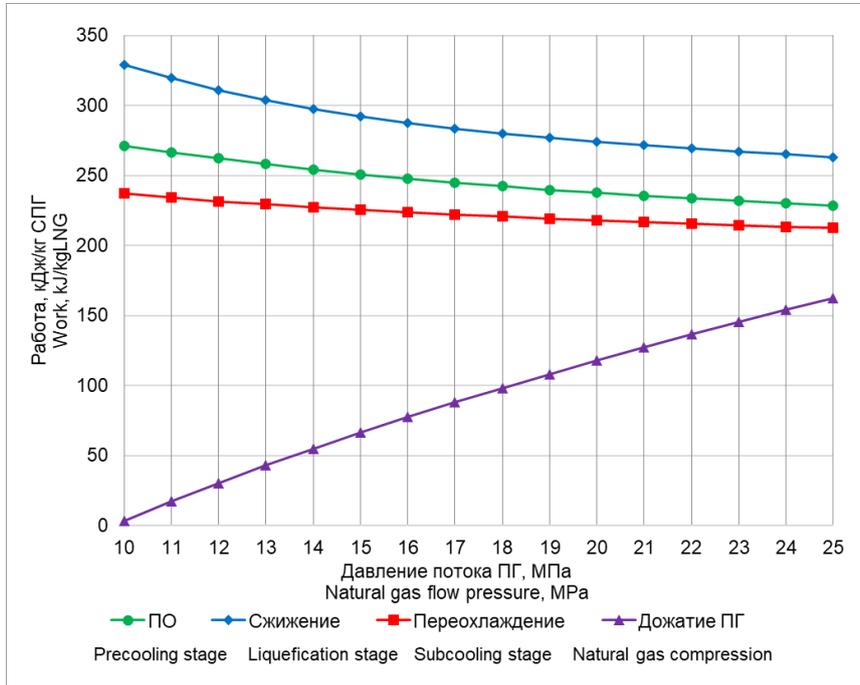


Рис. 7. Зависимость работы сжатия ступени от давления потока природного газа.<sup>15</sup>

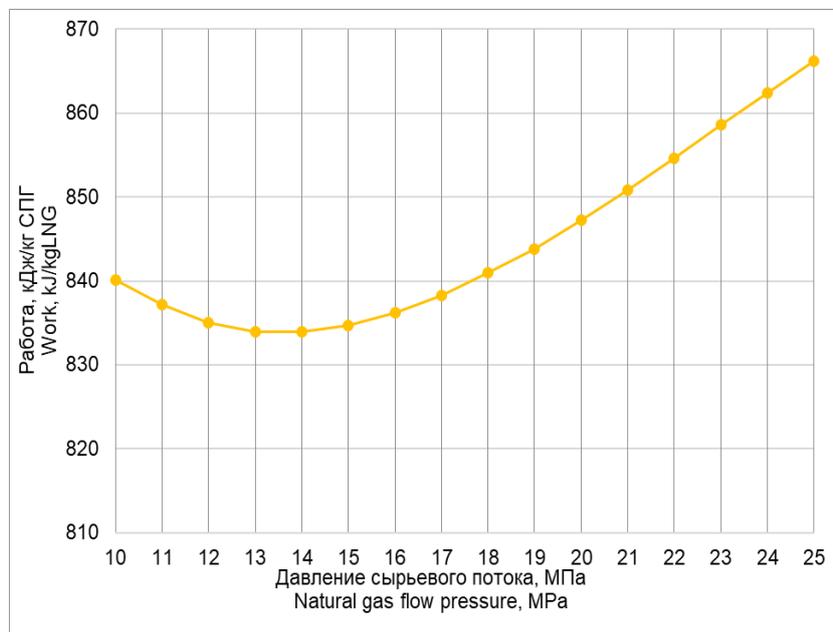


Рис. 8. Зависимость суммарной работы сжатия цикла от давления сырьевого потока.<sup>16</sup>

**Расчет тепловой нагрузки**

В оригинальном варианте цикла MFC для отвода теплоты сжатия СРВ в ступенях внешнего охлаждения использованы аппараты воздушного охлаждения (АВО) [26].

Учитывая то, что производительность циклов ожижения природного газа достаточно велика, использование вторичной тепловой энергии, которую необходимо отвести из

цикла, может представлять коммерческий интерес.

Для оценки перспектив использования теплоты сжатия, проанализированы зависимости интенсивности тепловых потоков в конечных теплообменниках.

ступеней охлаждения, которые в графическом виде представлены на рисунке 9. Основное количество теплоты отводится через конечной холодильник ступени предварительного охлаждения, в которой конденсируются СРВ двух низкотемпературных ступеней.

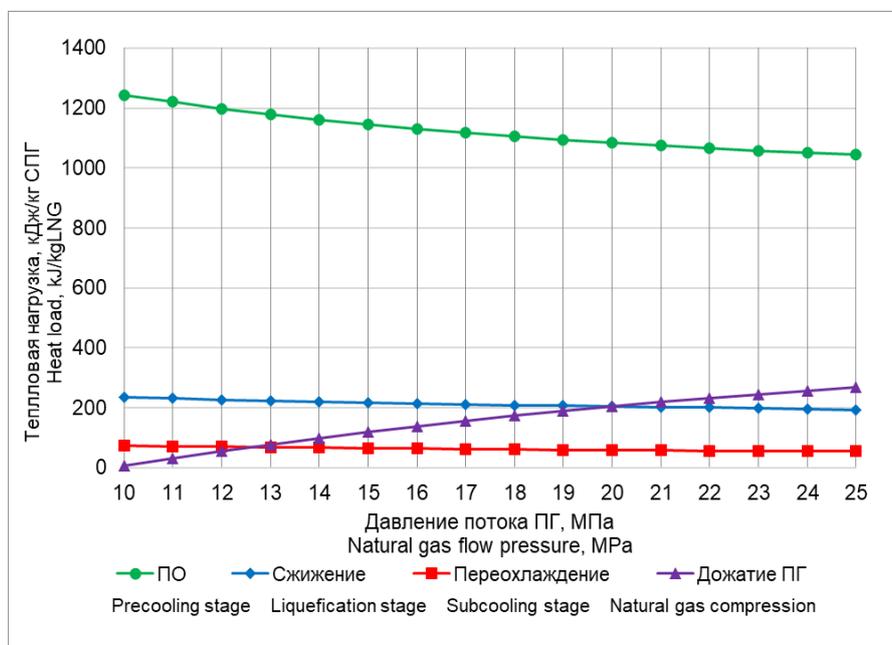


Рис.9. Зависимость тепловой нагрузки конечных холодильников от давления потока природного газа.<sup>17</sup>

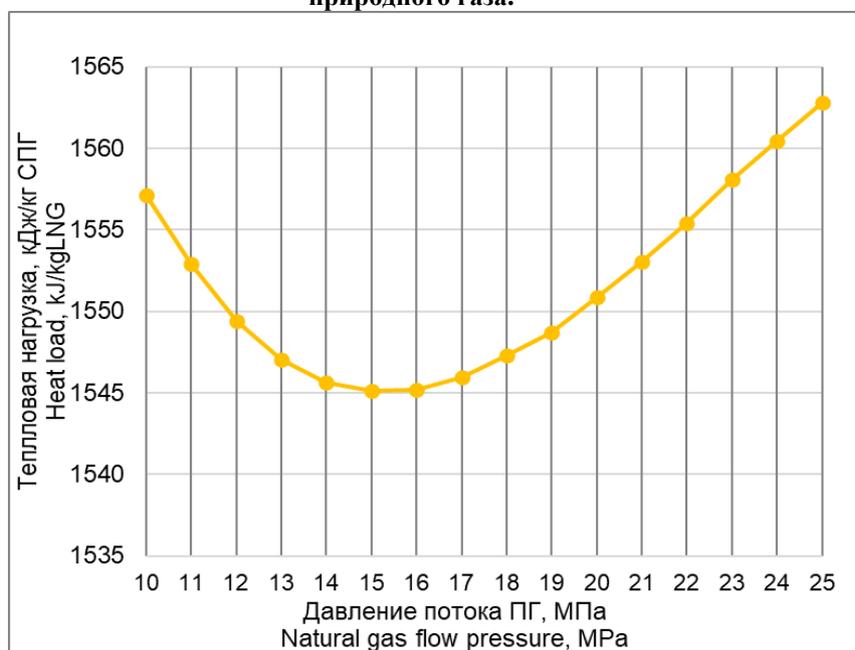


Рис. 10. Зависимость суммарной тепловой нагрузки конечных холодильников от давления потока природного газа.<sup>18</sup>

Это упрощает процесс рекуперации и использования вторичной тепловой энергии цикла ожижения ПГ, так как можно отводить основное количество теплоты через одно

теплообменное устройство.

По мере роста давления сырьевого потока количество теплоты, выделенной в холодильниках ступеней охлаждения убывает,

<sup>17,18</sup> Appendix 1

а тепловыделения в конечном холодильнике дожимающего компрессора возрастают. В результате зависимость величины суммарных тепловыделений от выбора давления сырьевого потока меняется по сложному закону (рисунок 10) и имеет минимум в диапазоне давлений от 15 до 16 МПа (МПа). Следует отметить, что разность между максимальным и минимальным значением суммарной теплоты отведенной в окружающую среду невелика и составляет 1,1%, в то время как тепловая нагрузка на конечной теплообменник ступени предварительного охлаждения при повышении давления от 10 до 25 МПа (МПа) увеличивается на 20% (рисунок 9).

Незначительное изменение количества суммарной теплоты отведенной в окружающую среду указывает на то, что увеличение давления сырьевого потока природного газа вызывает перераспределение тепловой нагрузки за счет роста теплоты, отведенной в конечном холодильнике дожимающего компрессора. Энергоэффективность сжижения природного газа при повышенном давлении сырьевого потока подтверждается данными, которые приведены в таблице 5, где наряду энергетическими показателями цикла ожижения, полученными при повышенном давлении ПГ приведены аналогичные показатели, рассчитанные для давления 6,0 МПа (МПа).

Таблица 5<sup>19</sup>.

Сравнение удельных (отнесенных на 1 кг потока природного газа) значений расходных и энергетических показателей цикла ожижения природного газа при разных давлениях сырьевого потока<sup>20</sup>.

| Значения показателей<br>Values of indices  | Давление потока ПГ, МПа<br>Flow pressure, MPa |        |        |
|--|---|--------|--------|
|  | 6   | 13     | 14     |
| Расход СРВ по ступеням охлаждения, кг/кг<br>MR flow by cooling stages, kg/kg                       |   |        |        |
| Предварительного охлаждения Precooling   | 3.74  | 3.29   | 3.24   |
| Сжижения Liquefaction  | 1.92  | 1.52   | 1.49   |
| Переохлаждения Subcooling  | 1.02  | 0.93   | 0.92   |
| Полезная тепловая нагрузка, кДж/кг<br>Effective thermal load, kJ/kg                                | 785.8   | 693.7  | 682.21 |
| Работа сжатия компрессора, кДж/кг<br>Compressor work, kJ/kg  | 917.2   | 833.97 | 833.91 |
| Суммарная тепловая нагрузка конечных холодильников, кДж/кг<br>Total thermal load of coolers, kJ/kg | 1686.2  | 1547.0 | 1545.6 |

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Выполненный анализ влияния величины давления сырьевого потока газа на расходные и сырьевые показатели цикла Mixed Fluid Cascade показал, возможность снижения удельных затрат энергии при получении сжиженного природного газа.

Повышение давления сырьевого потока газа уменьшает количество теплоты, которое этот поток вносит в цикл ожижения. При увеличении давления сырьевого потока до 25 МПа удельная тепловая нагрузка на ступени внешнего охлаждения снижается до уровня 600 кДж/кг. Это существенно меньше удельных затрат энергии при номинальном давлении цикла Mixed Fluid Cascade 6 МПа. При этом часть теплоты ожижения сырьевого

потока газа отводится в дожимающем компрессоре, за счет дополнительных затрат энергии на совершение работы сжатия.

Наиболее эффективное сочетание параметров цикла достигается при выборе конечного давления дожимающего компрессора в диапазоне значений от 13 до 14 МПа, в этом случае удельные затраты энергии на получение СПГ снижаются до уровня 833.91 кДж/кг.

Учитывая позитивный эффект, который достигается за счет повышения давления сырьевого потока природного газа, следует рекомендовать этот технологический прием к широкому применению, особенно для производителей получающих сырьевой газ по

<sup>19,20</sup> Appendix 1

магистральным трубопроводам высокого давления.

Повышенное давление сырьевого потока природного газа дает дополнительные технологические преимущества, связанные с подготовкой сырья к сжижению, так как при повышенном давлении газового потока улучшаются условия для абсорбции кислых газов [27,28,29] и адсорбционной осушки и очистки [30,31,32]. Повышенное парциальное давление примесей увеличивает поглощающую способность сорбентов, высокая плотность газового потока позволяет существенно уменьшить проходное сечение сорбционных аппаратов. Повышение давления существенно снизит металлоемкость всей установки за счет увеличения компактности тепло и массообменных аппаратов.

Высокое давление сырьевого потока газа улучшает условия для извлечения «тяжелых»

компонентов природного газа: этана, пропана, бутана и получения ШФЛУ, которые производители СПГ стремятся реализовывать в виде самостоятельного продукта.

Учитывая гамму положительных результатов связанных с повышением давления сырьевого газа поступающего в блок ожижения, следует рекомендовать этот технологический прием для использования во всех проектируемых циклах получения СПГ.

Исследование показало, что реализация установки, работающей по циклу Mixed Fluid Cascade, при стандартных параметрах вызывает значительные энергетические потери. Учет особенностей условий организации производства позволяет получить дополнительное снижение затрат энергии и увеличить производительность.

#### APPENDIX 1 (ПРИЛОЖЕНИЕ 1)

<sup>1</sup>**Fig.1** Mixed Fluid Cascade cycle diagram

<sup>2,3</sup>**Table 1.** Composition of mixed refrigerants in cycle stages

<sup>4,5</sup>**Table 2.** Cycle operating point parameters

<sup>6,7</sup>**Table 3.** Composition and parameters of the feed gas flow

<sup>8,9</sup>**Table 4.** Calculation of the specific effective heat load at the cooling stage at a pressure of 5.0 MPa

<sup>10</sup>**Fig.2** Dependence of the value of effective specific heat load on the cycle stage on the feed gas flow pressure value

<sup>11</sup>**Fig.3** Dependence of specific effective heat load per MFC liquefaction cycle on natural gas flow pressure

<sup>12</sup>**Fig.4** Dependence of the value of the total specific load on each of the cooling stages on the raw material flow pressure value

<sup>13</sup>**Fig.5** Dependence of MR stage flow rate on natural gas flow pressure

<sup>14</sup>**Fig.6** Dependence of natural gas flow temperature at the stage outlet on pressure

<sup>15</sup>**Fig.7** Dependence of stage compression work on natural gas flow pressure

<sup>16</sup>**Fig.8** Dependence of total cycle compression work on feed material flow pressure

<sup>17</sup>**Fig.9** Dependence of cooler heat load on natural gas flow pressure

<sup>18</sup>**Fig.10** Dependence of total heat load of end coolers on natural gas flow pressure

<sup>19,20</sup>**Table 5.** Comparison of specific (per 1 kg of natural gas flow) consumption and energy values of the natural gas liquefaction cycle at different feed stream pressures

#### Литература (References)

- [1] Вр. В. P. Statistical review of world energy 2023. Available at: <https://www.energyinst.org/statistical-review> (accessed 03.01.2024)
- [2] Jamieson D., Johnson P., Targeting and achieving lower cost liquefaction plants, Proceedings of LNG 12, Perth, Australia, 1998
- [3] Dinapoli R. N., LNG plant cost: present and future trends, Proceedings of LNG 12, Perth, Australia, 1998
- [4] Wonsub Lim, Kwangho Choi, and Il Moon. Industrial & Engineering Chemistry Research 2013, vol. 52, no. 9, pp. 3065-3088 doi: 10.1021/ie302877g (accessed 08.11.2023)
- [5] Merkulov V. I. Analysis of Russian Arctic LNG projects and their development prospects. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2020, vol. 940, no. 1, p. 012114 doi:10.1088/1757-899X/940/1/012114 (accessed 07.10.2023)
- [6] Venkatarathnam G., & Timmerhaus K. D. Cryogenic mixed refrigerant processes, 2008, New York: Springer
- [7] Choi M. LNG for Petroleum Engineers. SPE Projects, Facilities & Construction, 6(04), 255–263. doi:10.2118/133722-pa (accessed 07.12.2023)
- [8] He T., Mao N., Liu Z., Qyum M. A., Lee M., & Pravez A. M. Impact of mixed refrigerant selection on energy and exergy performance of natural gas liquefaction processes. Energy, 2020, no.199, pp. 117378, doi: 10.1016/j.energy.2020.117378 (accessed 20.10.2023)
- [9] Sayadmosleh E., Soleimani M., Shirazi L., & Sarmad, M. Mixed refrigerant components

- selection criteria in LNG processes; thermodynamic analysis and prioritization guidelines. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 2022, no. 49, pp. 101788, doi:10.1016/j.seta.2021.101788 (accessed 20.12.2023)
- [10] Austbø, B. Use of optimization in evaluation and design of liquefaction processes for natural gas, 2015. Available at: <https://ntnuopen.ntnu.no/ntnu-xmlui/handle/11250/280210> (accessed 03.01.2024)
- [11] Ding H., Sun H., Sun S., & Chen C. Analysis and optimisation of a mixed fluid cascade (MFC) process. *Cryogenics*, 2017, vol.83, pp. 35-49, doi: 10.1016/j.cryogenics.2017.02.002 (accessed 11.11.2023)
- [12] Jensen J. B., & Skogestad S. Optimal operation of a mixed fluid cascade LNG plant. *Computer Aided Chemical Engineering*, 2006, vol.26, pp. 1569–1574. doi:10.1016/s1570-7946(06)80271-3 (accessed 10.01.2023)
- [13] Nawaz A., Qyyum M. A., Qadeer K., Khan M. S., Ahmad A., Lee S., & Lee M. Optimization of mixed fluid cascade LNG process using a multivariate Coggins step-up approach: Overall compression power reduction and exergy loss analysis. *International Journal of Refrigeration*, vol. 104, pp. 189-200.
- [14] Lee G. C., Smith R., & Zhu X. X. Optimal Synthesis of Mixed-Refrigerant Systems for Low-Temperature Processes. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, vol. 41(20), pp. 5016–5028. doi:10.1021/ie020057p (accessed 17.10.2023)
- [15] Zhang J., Meerman H., Benders R., & Faaij A. Comprehensive review of current natural gas liquefaction processes on technical and economic performance. *Applied Thermal Engineering*, 2020, vol. 166, p. 114736, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.114736 (accessed 20.10.2023)
- [16] Brodal E., Jackson S., & Eiksund O. Performance and design study of optimized LNG Mixed Fluid Cascade processes. *Energy*, 2019, vol. 189, p. 116207, doi:10.1016/j.energy.2019.116207 (accessed 20.10.2023)
- [17] Jackson S., Eiksund O., & Brodal E. Impact of Ambient Temperature on LNG Liquefaction Process Performance: Energy Efficiency and CO<sub>2</sub> Emissions in Cold Climates. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 2017, vol. 56(12), pp. 3388–3398. doi:10.1021/acs.iecr.7b00333 (accessed 20.10.2023)
- [18] Park K., Won W., & Shin D. Effects of varying the ambient temperature on the performance of a single mixed refrigerant liquefaction process. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, 2016, vol. 34, pp. 958-968. doi: 10.1016/j.jngse.2016.07.069 (accessed 20.10.2023)
- [19] Tan H., Zhao Q., Sun N., & Li Y. Proposal and design of a natural gas liquefaction process recovering the energy obtained from the pressure reducing stations of high-pressure pipelines. *Cryogenics*, 2016, vol. 80, pp. 82-90, doi: 10.1016/j.cryogenics.2016.09.010 (accessed 17.12.2023)
- [20] He T. B., & Ju Y. L. Design and optimization of natural gas liquefaction process by utilizing gas pipeline pressure energy. *Applied Thermal Engineering*, 2013, vol. 57(1-2), pp. 1-6, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2013.03.044 (accessed 11.11.2023)
- [21] Tan, H., Zhao, Q., Sun, N., & Li, Y. (2016). Proposal and design of a natural gas liquefaction process recovering the energy obtained from the pressure reducing stations of high-pressure pipelines. *Cryogenics*, 2016, vol. 80, pp. 82-90. doi: 10.1016/j.cryogenics.2016.09.010 (accessed 11.11.2023)
- [22] Sun H., Geng J., Na F., Rong G., & Wang C. Performance evaluation and comparison of commonly used optimization algorithms for natural gas liquefaction processes. *Energy Reports*, 2022, vol. 8, pp. 4787-4800 doi: 10.1016/j.egy.2022.03.164 (accessed 11.11.2023)
- [23] Vatani A., Mehrpooya M., & Palizdar A. Advanced exergetic analysis of five natural gas liquefaction processes. *Energy conversion and management*, 2014, vol. 78, pp.720-737, doi: 10.1016/j.enconman.2013.11.050 (accessed 20.12.2023)
- [24] Bosma P., & Nagelvoort R. K. Liquefaction technology; developments through history. In *Proceedings of the 1st annual gas processing symposium*, 2009, pp. 19-31, doi:10.1016/B978-0-444-53292-3.50006-7 (accessed 11.11.2023)
- [25] Sokolov M., Sadovsky N., Zuev A., Gileva L., & Nguyen M. H. Real gas state equations comparative analysis for low-temperature calculations. In *E3S Web of Conferences*, 2019, vol. 140, p. 05007, doi:10.1051/e3sconf/201914005007 (accessed 23.10.2023)
- [26] Vatani A., Mehrpooya M., & Palizdar A. Energy and exergy analyses of five conventional liquefied natural gas processes. *International journal of energy research*, 2014, vol. 38(14), pp. 1843-1863doi: 10.1002/er.3 (accessed 11.11.2023)
- [27] Hairul N. A. H., Shariff A. M., & Bustam M. A. Process behaviour in a packed absorption column for high pressure CO<sub>2</sub> absorption from natural gas using PZ+ AMP blended solution. *Fuel Processing Technology*, 2017, vol. 157, pp. 20-28. doi:10.1016/j.fuproc.2016.11.008 (accessed 20.12.2023)
- [28] Halim H. N. A., Shariff A. M., & Bustam M. A. High pressure CO<sub>2</sub> absorption from natural gas using piperazine promoted 2-amino-2-methyl-1-

- propanol in a packed absorption column. Separation and Purification Technology, 2015, vol. 152, pp. 87-93. doi: 10.1016/j.seppur.2015.08.004 (accessed 20.12.2023)
- [29] Tan L. S., Shariff A. M., Lau K. K., & Bustam M. A. Impact of high pressure on high concentration carbon dioxide capture from natural gas by monoethanolamine/N-methyl-2-pyrrolidone solvent in absorption packed column. International Journal of Greenhouse Gas Control, 2015, vol. 34, pp.25-30, doi:10.1016/j.ijggc.2014.12.020 (accessed 20.12.2023)
- [30] Chareonsuppanimit, P., Mohammad S. A., Robinson Jr R. L., & Gasem K. A. High-pressure adsorption of gases on shales: Measurements and modeling. International Journal of Coal Geology, 2012, vol. 95, pp. 34-46, doi: 10.1016/j.coal.2012.02.005 (accessed 17.12.2023)
- [31] Dreisbach F., Staudt R., & Keller J. U. High pressure adsorption data of methane, nitrogen, carbon dioxide and their binary and ternary mixtures on activated carbon. Adsorption, 1999, vol. 5, pp. 215-227. doi: 10.1023/A:1008914703884 (accessed 17.12.2023)
- [32] Preston Mason, J., & Cooke Jr, C. E. (1966). Adsorption of hydrocarbon gas mixtures at high pressure. AIChE Journal, 1966, vol. 12(6), pp. 1097-1103. doi: 10.1002/aic.690120612 (accessed 17.12.2023)

**Сведения об авторах.**



**Иконникова Анастасия Юрьевна**

Аспирант, область научных интересов: криогенная техника, технологии сжиженного природного газа, энергоэффективность.  
E-mail: [aikonnikova@itmo.ru](mailto:aikonnikova@itmo.ru)



**Кравченко Денис Владимирович**

Аспирант, область научных интересов: техника и технологии сжижения природного газа, вакуумные технологии в криогенной технике  
E-mail: [dvkravchenko@itmo.ru](mailto:dvkravchenko@itmo.ru)



**Баранов Александр Юрьевич**

Д.т.н., профессор, область научных интересов: технологии сжиженного природного газа, криомедицинская техника и технологии  
E-mail: [abaranov@itmo.ru](mailto:abaranov@itmo.ru)



**Середенко Елена Сергеевна**

Аспирант, область научных интересов: технологии хранения и транспортирования сжиженного природного газа  
E-mail: [Seredenko\\_alena@mail.ru](mailto:Seredenko_alena@mail.ru)