

УДК 621.592, 661.91

## Характеристики газового азотного цикла для малотоннажного производства СПГ

Канд. техн. наук С. В. ВИЗГАЛОВ<sup>1</sup>, д-р техн. наук И. Г. ХИСАМЕЕВ  
Казанский национальный исследовательский технологический университет

<sup>1</sup>E-mail: sv\_kstu@rambler.ru

*Развитие малотоннажного производства СПГ, наблюдаемое в России в последнее десятилетие, обусловило активизацию научных исследований в данной области в направлении энергетического и технического совершенства установок, оптимизации логистических цепочек поставок СПГ и его потребления. В данной работе рассмотрена методика термодинамического расчета малотоннажной установки сжижения природного газа с использованием азотного газового цикла, применяемого на ряде заводов. Представлены некоторые результаты расчетов в виде графических зависимостей удельного расхода азота, мощности установки от температуры предварительного охлаждения азота, его давления на прямом потоке, а также степени переохлаждения жидкого природного газа в теплообменнике. Получено, что с увеличением переохлаждения жидкого природного газа на выходе из теплообменника требуется увеличение расхода азота, а также это приводит к увеличению потребляемой мощности установки. Снижение давления на прямом потоке азота ведет к росту как его расхода, так и мощности установки.*

**Ключевые слова:** СПГ, малотоннажное производство СПГ, цикл с азотным газовым охлаждением, термодинамический расчет, характеристики цикла.

### Информация о статье:

Поступила в редакцию 05.01.2023, одобрена после рецензирования 17.02.2023, принята к печати 10.03.2023

DOI: 10.17 586/1606-4313-2023-22-2-34-39

Язык статьи — русский

### Для цитирования:

Визгалов С. В., Хисамеев И. Г. Характеристики газового азотного цикла для малотоннажного производства СПГ. // Вестник Международной академии холода. 2023. № 2. С. 34–39. DOI: 10.17 586/1606-4313-2023-22-2-34-39

## Characteristics of the nitrogen gas cycle for small scale LNG production

Ph. D. S. V. VIZGALOV<sup>1</sup>, D. Sc. I. G. KHISAMEEV

Kazan National Research Technological University

<sup>1</sup>E-mail: sv\_kstu@rambler.ru

*The development of small-scale LNG production in Russia over the past decade has led to the intensification of scientific research in this area in the direction of energy and technical excellence of installations, optimization of logistics supply chains for LNG, and its consumption. In this paper, we consider a method for thermodynamic calculation of a small-tonnage natural gas liquefaction plant using a nitrogen gas cycle used at a number of plants. Some calculation results are presented in the form of graphical dependences of the specific nitrogen consumption, plant power on the nitrogen pre-cooling temperature, its pressure in the forward flow, and the degree of liquid natural gas supercooling in the heat exchanger. It has been found that, with an increase in the subcooling of liquid natural gas at the outlet of the heat exchanger, an increase in the flow rate of nitrogen is required, and this also leads to an increase in the power consumption of the installation. A decrease in pressure in the direct flow of nitrogen leads to an increase in both its flow rate and the power of the plant.*

**Keywords:** small scale LNG, cycle with nitrogen gas cooling, thermodynamic calculation, cycle characteristics.

### Article info:

Received 05/01/2023, approved after reviewing 17/02/2023, accepted 10/03/2023

DOI: 10.17 586/1606-4313-2023-22-2-34-39

Article in Russian

### For citation:

Vizgalov S. V., Khisameev I. G. Characteristics of the nitrogen gas cycle for small scale LNG production. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2023. No 2. p. 34–39. DOI: 10.17 586/1606-4313-2023-22-2-34-39

### Введение

Расширение сферы применения природного газа, переведенного в сжиженное состояние (СПГ), в частности в качестве газомоторного топлива на грузовом автотранспорте или речных, морских судах, а также как энергоносителя, удобного для доставки в регионы с неразвитой магистральной трубопроводной сетью требует непрерывного развития и расширения производства этого вида энергоресурса на всей территории России, что осуществляется в рамках строительства мини или малотоннажных заводов СПГ. Годовая производительность таких заводов или комплексов по оценкам, базирующимся на опыте большинства крупных мировых международных компаний в данной области, составляет до 0,5 млн тонн [1]. В России создаются установки, производительность которых заметно меньше, в частности одна линия СПГ может иметь производительность порядка 0,35...1,5 т/ч или до 10–15 тыс. тонн СПГ в год [2, 3]. Их главными особенностями являются возможность рассредоточения по регионам и территориям, достаточная простота и эффективность цикла, применение по возможности серийного оборудования, блочная поставка на место монтажа в состоянии заводской готовности и минимальное время на ввод в эксплуатацию при относительно невысоких капитальных затратах.

Также для развития области применения СПГ внутри страны немаловажно рационально разместить как производство, так и пункты отгрузки, а также наладить логистику. В работе [4] представлена математическая модель для принятия решений по размещению малотоннажных цепочек поставок СПГ, в частности вдоль береговой линии Финляндии, что может быть полезным и для условий России.

В установках малотоннажного производства нашли применение главным образом две группы криогенных циклов [2, 3, 5, 7, 8]: циклы, в которых природный газ охлаждается внешним источником — хладагентом, циркулирующим

в замкнутом контуре и циклы с использованием части самого природного газа как хладагента, без привлечения, либо с минимальным использованием внешних источников охлаждения. При этом в ряде циклов природный газ сжимается в компрессоре, а в ряде используется исходный располагаемый перепад давления из магистрали, при этом затраты энергии сокращаются [9, 10].

Начиная с первой половины 2010-х годов в России вводятся заводы малотоннажного производства СПГ, работающие по азотному газовому циклу, их преимуществами являются довольно низкие удельные затраты энергии на единицу жидкого продукта. Среди них можно назвать объекты ООО «Газпром СПГ технологии» — завод СПГ в Пермском крае (н. п. Канюсята), введенный в 2014 г. и комплекс по производству, хранению и отгрузке сжиженного природного газа (КСПГ) в Республике Татарстан (н. п. Садилово), введенный в 2022 г.

Данные заводы отличает высокая степень автономности, в качестве потребляемого ресурса выступает лишь природный газ, поступающий на завод, в частности, от узла замера, редуцирования и подготовки газа или аналогичных объектов. Также они имеют высокую степень заводской готовности отдельных блоков, сокращающую сроки ввода в эксплуатацию.

Принципиальная схема КСПГ, работающего по технологии полного сжижения природного газа с внешним азотным охлаждением представлена на рис. 1 [2], термодинамический цикл по сжижаемому продукту показан на рис. 2.

Природный газ поступает в установку при давлении порядка 3–4 МПа, проходит очистку, осушку в БКО, затем охлаждается, переходит в жидкое состояние и переохлаждается в многопоточном теплообменнике ТО1 за счет газобразного азота и обратного потока паров из сепаратора Сеп, далее природный газ дросселируется в РВ1 до давления 0,15–0,3 МПа и в состоянии влажного пара поступает в се-

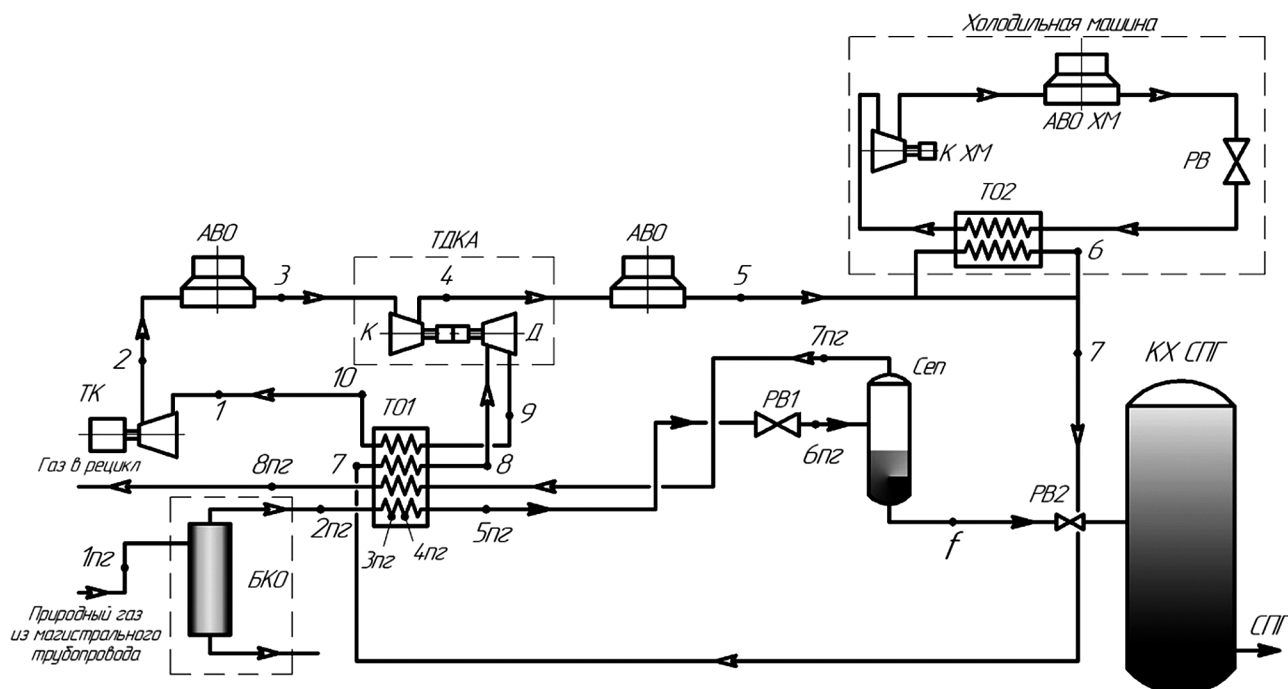


Рис. 1. Принципиальная схема КСПГ, работающего по азотному циклу

Рис. 1. Natural gas liquefaction plant using a nitrogen gas cycle

паратор, пары низкого давления образуют обратный поток, жидкость сливается в криогенное хранилище КХ СПГ, откуда выдается потребителю.

Азот, циркулирующий в газовом цикле (см. рис. 3), сжимается в многоступенчатом турбокомпрессоре ТК, теплота сжатия отводится к воздуху в аппаратах воздушного охлаждения АВО, затем идет дожатие азота в компрессоре турбодетандерно-компрессорного агрегата ТДКА, далее азот последовательно охлаждается воздухом в АВО и в теплообменнике внешней парокомпрессионной холодильной машины до точки 7, затем поступает в основной теплообменник ТО1, где продолжает охлаждаться перед подачей в турбодетандер ТДКА, расширяясь в нем азот приобретает самую низкую температуру в цикле и поступает противотоком на охлаждение природного газа в ТО1, откуда нагретый с некоторой недорекуперацией всасывается в ТК.

**Методика термодинамического расчета**

Целью проводимого исследования является разработка методики термодинамического расчета малотоннажной установки сжижения природного газа с использованием азотного газового цикла. В качестве исходных данных, при составлении расчетной термодинамической модели, выступают заданная производительность установки по СПГ, давление на потоке природного газа до и после его дросселирования в сепаратор, а также давление и температура на всасывании в азотный турбокомпрессор, давление на прямом потоке азота после его дожатия в ТДКА, гидравлические потери в теплообменнике ТО1, КПД азотного турбокомпрессора, а также КПД компрессорной и детандерной ступеней ТДКА.

Для целей исследования влияния предварительного охлаждения газа в теплообменнике ТО2, т. е. температуры азота  $T_7$ , а также температуры переохлажденного жидкого природного газа на выходе из теплообменника ТО1  $T_{5ПГ}$ , они также задавались. Переохлаждение СПГ в теплообменнике ТО1 приводит к снижению парообразования при дросселировании в сепаратор и росту коэффициента ожижения.

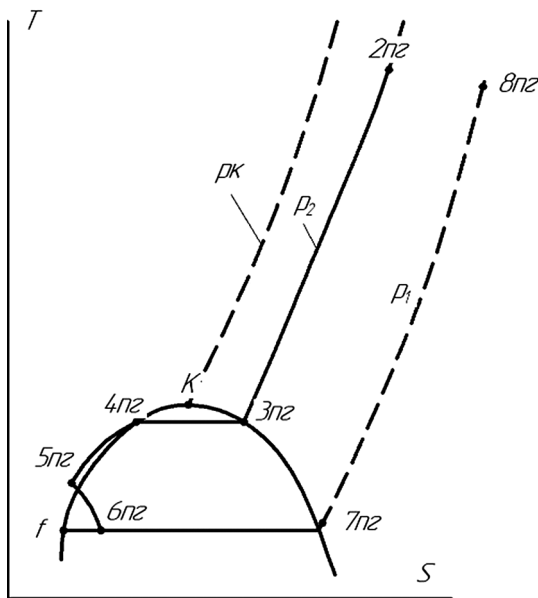


Рис. 2. Цикл сжижения природного газа в T-s диаграмме  
Fig. 2. Natural gas compression cycle in the form of T-s diagram

Исследовалось влияние данных параметров на удельный расход азота и мощность, а также зависимость температуры  $T_7$  от величины  $T_{5ПГ}$  при постоянной мощности.

Принимая, что температура азота на выходе из детандера, в точке 9, ниже температуры СПГ на выходе из ТО1 в точке 5ПГ на 3–5 К, энтальпию в точке 8 можно определить путем последовательных приближений по формуле

$$h_8 = h_9 + \eta_s (h_8 - h_{9s}),$$

где  $h_s$  — изэнтропный (адиабатный) КПД турбодетандера ТДКА,  $h_8$  и  $h_{9s}$  — энтальпии в промежуточных точках 8' и 9s', лежащих на изобарах  $p_2$  и  $p_1$ , соответственно, и имеющих одинаковую энтропию.

Относительный массовый расход азота определяется на основе теплового баланса четырехпоточного теплообменника ТО1 по формуле

$$\bar{m}_{Az} = \frac{m_{Az}}{m_{ПГ}} = \frac{(h_{2ПГ} - h_{5ПГ}) - (1-x)(h_{8ПГ} - h_{7ПГ})}{(h_{10} - h_9) - (h_7 - h_8)}.$$

Расход природного газа, поступающего на ожижение, определяется как

$$m_{ПГ} = \frac{m_{СПГ}}{x_{6ПГ}},$$

где  $x_{6ПГ}$  — степень сухости СПГ после дросселирования до давления  $p_1$ , в точке 6ПГ.

На основе энергетического баланса ТДКА, учитывая равенство массовых расходов азота в компрессорной и детандерной ступенях, степень дожатия газа в ТДКА можно определить, как

$$\varepsilon_{ТДКА} = \left[ 1 + \frac{(h_8 - h_9) \eta_{м.Дет} \eta_{е.КМ}}{\frac{k}{k-1} RT_8} \right]^{\frac{k}{k-1}},$$

где  $k$  — показатель адиабаты;  $R$  — газовая постоянная азота;  $\eta_{м.Дет}$  — механический КПД детандера;  $\eta_{е.КМ}$  — адиабатный эффективный КПД азотного компрессора.

Давление после азотного компрессора определится как

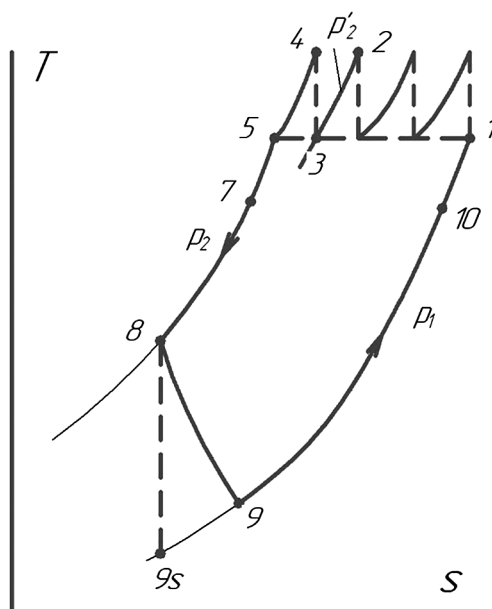


Рис. 3. Азотный газовый цикл  
Fig. 3. Nitrogen gas cycle

$$p_2' = \frac{p_2}{\varepsilon_{\text{ТДКА}}}$$

Степень сжатия в азотном компрессоре

$$\varepsilon_{\text{Аз}} = \frac{p_2'}{p_1}$$

Энтальпия в точке 6 определяется как:

$$h_6 = \frac{h_7 - (1 - D_{\text{ХМ}})h_5}{D_{\text{ХМ}}}$$

где  $D_{\text{ХМ}}$  — доля потока, отводимая на охлаждение в холодильную машину, в точке 5.

Мощность изотропного сжатия в азотном компрессоре определяется по формуле

$$N_s = \frac{k}{k-1} \bar{m}_{\text{Аз}} m_{\text{ПГ}} R \left[ \left( \frac{p_2'}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{z_{\text{ст}} k}} - 1 \right] \times (T_1 + (z_{\text{ст}} - 1)T_{\text{вс}}),$$

где  $z_{\text{ст}}$  — число ступеней сжатия с промежуточным охлаждением до температуры  $T_{\text{вс}}$ .

Эффективная мощность компрессора

$$N_{e, \text{КМ}} = N_s / \eta_{e, \text{КМ}}$$

Холодопроизводительности детандера и холодильной машины определяются следующим образом:

$$Q_{0, \text{Дет}} = \bar{m}_{\text{Аз}} m_{\text{ПГ}} (h_8 - h_9);$$

$$Q_{0, \text{ХМ}} = \bar{m}_{\text{Аз}} m_{\text{ПГ}} D_{\text{ХМ}} (h_5 - h_6).$$

Мощность холодильной машины определяется по формуле:

$$N_{e, \text{ХМ}} = Q_{0, \text{ХМ}} / \varepsilon_{e, \text{ХМ}},$$

где  $\varepsilon_{e, \text{ХМ}}$  — холодильный коэффициент.

### Результаты расчета

Расчеты проводились при входном давлении природного газа 3,4 МПа и давлении после дросселирования (в сепараторе) 0,18–0,2 МПа. Давление азота на прямом потоке  $p_2$  варьировалось от 1,5 до 3,5 МПа. Температура природного газа после теплообменника ТО1, в точке 5ПГ изменялась от  $-135^\circ\text{C}$  до  $-155^\circ\text{C}$ , вклад холодильной машины оценивался по требуемой температуре  $T_7$ , величина которой изменялась от  $15^\circ\text{C}$  до  $-25^\circ\text{C}$ .

Результаты расчетов представлены на рисунках далее. Зависимости для удельного расхода азота в цикле представлены на рис. 4, 5, 6. Снижение вклада холодильной машины и как следствие рост температуры  $T_7$  при постоянном давлении азота  $p_2$  и температуре  $T_{5\text{ПГ}}$  приводит к увеличению расхода азота в цикле (рис. 4). В случае отсутствия предварительного охлаждения в холодильной машине относительный расход азота будет в среднем в 1,5 раза выше, по сравнению с режимом предохлаждения азота до значения  $T_7 = -25^\circ\text{C}$ .

Снижение температуры жидкого природного газа на выходе из ТО1 приводит с одной стороны к росту выхода жидкого природного газа после дросселирования, из-за снижения потерь от парообразования, но с другой стороны требует большего относительного расхода азота (рис. 5). При снижении  $T_{5\text{ПГ}}$  от  $-135^\circ\text{C}$  до  $-155^\circ\text{C}$  относительный расход азота растет в среднем на 35–40%, но учитывая, что расход природного газа, поступающего на ожижение, также будет

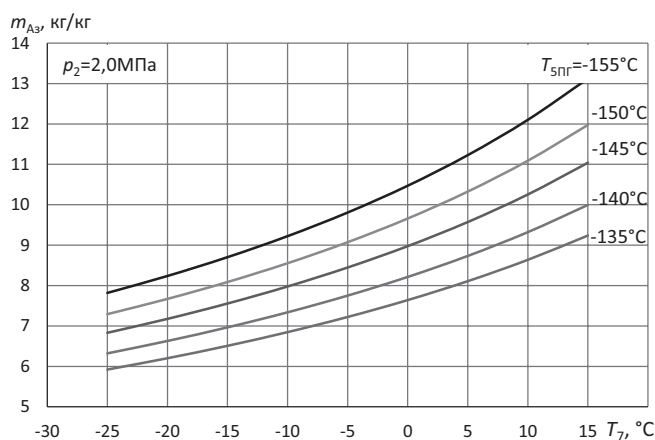


Рис. 4. Зависимость относительного расхода азота от  $T_7$  при  $p_2 = 2$  МПа

Fig. 4. Dependence of specific nitrogen consumption on  $T_7$  at  $p_2 = 2$  MPa

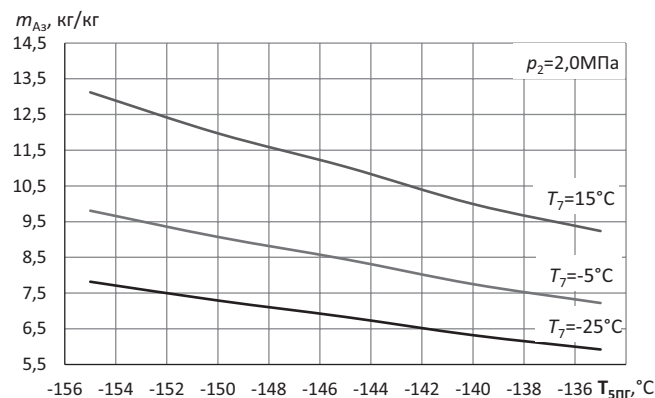


Рис. 5. Зависимость относительного расхода азота от  $T_{5\text{ПГ}}$  при  $p_2 = 2$  МПа

Fig. 5. Dependence of specific nitrogen consumption on  $T_{5\text{ПГ}}$  at  $p_2 = 2$  MPa

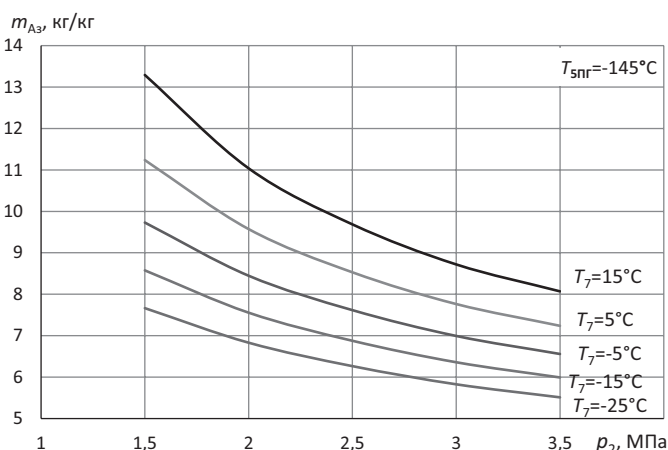


Рис. 6. Зависимость относительного расхода азота от давления  $p_2$

Fig. 6. Dependence of specific nitrogen consumption on pressure  $p_2$

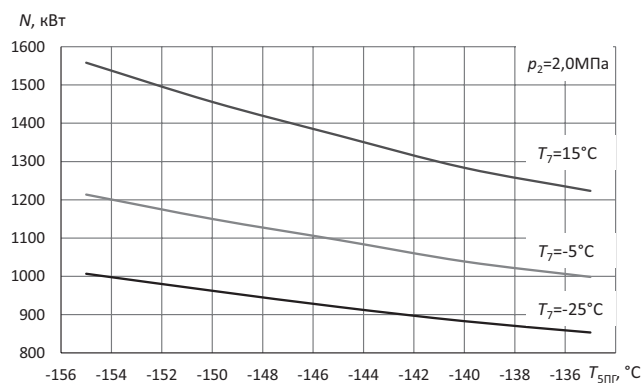


Рис. 7. Зависимость мощности установки от  $T_{5ПГ}$  при  $p_2 = 2$  МПа

Fig. 7. Dependence of plant power on  $T_{5ПГ}$  at  $p_2 = 2$  MPa

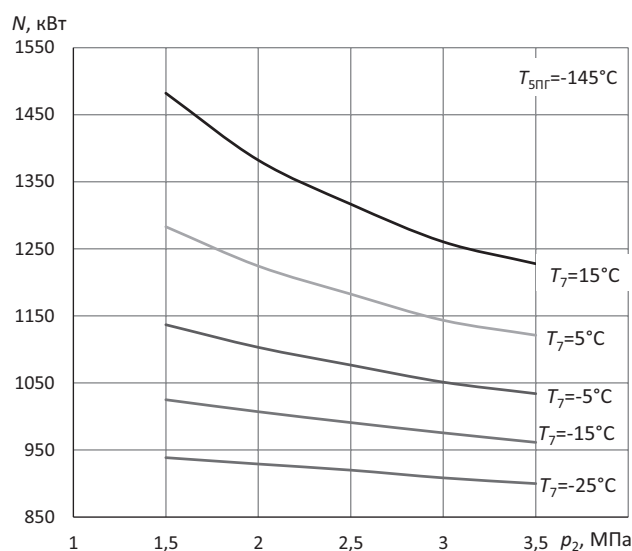


Рис. 8. Зависимость мощности установки от  $p_2$

Fig. 8. Dependence of plant power on  $p_2$

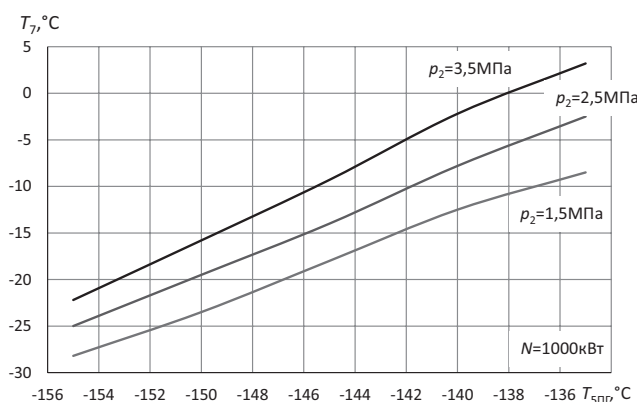


Рис. 9. Зависимость температуры  $T_7$  от параметра  $T_{5ПГ}$  при  $N = 1000$  кВт

Fig. 9. Dependence of temperature  $T_7$  on parameter  $T_{5ПГ}$  at  $N = 1000$  kW

снижаться, абсолютный расход азота вырастет на меньшую величину.

Влияние давления на прямом потоке азота при постоянной температуре  $T_{5ПГ}$  показано на рис. 6. Рост давления приводит к существенному снижению относительного расхода азота при постоянной температуре предохлаждения  $T_7$ . При больших значениях  $T_7$  снижение более значительное.

Следующие два рисунка показывают изменение мощности установки, складывающейся из мощности азотного компрессора и мощности холодильной машины. При постоянном давлении на прямом потоке, после дожатия в ТДКА, при снижении температуры природного газа  $T_{5ПГ}$  при постоянном предохлаждении наблюдается рост мощности, вызванный в первую очередь ростом расхода азота (рис. 7). При понижении температуры предохлаждения мощность снижается более существенно, так как снижается степень сжатия в азотном компрессоре  $e_{A_3}$  из-за необходимости создания большей холодопроизводительности в турбодетандере ТДКА и соответственно совершении большей работе в ТДКА, которая расходуется на дожатие газа.

На рис. 8 представлено изменение мощности от давления  $p_2$ , как видно с ростом давления  $p_2$  мощность снижается, причем более интенсивно в случае меньшего предохлаждения. Это объясняется снижением расхода азота и степени сжатия в азотном компрессоре.

На практике, стремясь сохранить мощность установки на постоянном уровне необходимо знать зависимость температуры предохлаждения азота в холодильной машине  $T_7$  от температуры природного газа на выходе из ТО1 —  $T_{5ПГ}$ . Графики данных зависимостей при различных давлениях азота  $p_2$  и постоянной мощности  $N = 1000$  кВт даны на рис. 9.

С понижением температуры жидкого природного газа  $T_{5ПГ}$  необходимо также снижать температуру азота  $T_7$ , при этом чем ниже давление азота  $p_2$ , тем больше должно быть его предохлаждение с помощью холодильной машины.

## Заключение

Анализ полученных характеристик позволяет сделать следующие выводы:

При увеличении переохлаждения жидкого природного газа на выходе из теплообменника ТО1 (в точке 5ПГ) требуется увеличение как удельного, так и абсолютного расхода азота, также это приводит к увеличению степени сжатия в азотном компрессоре и потребляемой мощности установки.

Снижение температуры предохлаждения азота (в точке 7) приводит к снижению расхода азота и потребляемой мощности.

Снижение давления на прямом потоке азота ведет к росту как его расхода, так и мощности.

С целью поддержания мощности установки на постоянном уровне при понижении температуры жидкого природного газа на выходе из ТО1 необходимо снижать температуру предохлаждения азота  $T_7$ .

Перспективы дальнейшего исследования данного цикла должны учитывать напорно-расходные характеристики как основного азотного турбокомпрессора, так и турбодетандерно-компрессорного агрегата. В этом случае возможно более точное определение расхода азота, давления нагнетания компрессора и мощности установки при работе с данными агрегатами.



## Литература

1. Цветков П. С. Анализ специфики организации проектов малотоннажного производства СПГ / П. С. Цветков, С. В. Федосеев // Записки Горного института. 2020. Т. 246. С. 678–686. DOI: 10.31 897/PMI. 2020.6.10
2. Кондратенко А. Д., Карпов А. Б., Козлов А. М., Мещерин И. В. Российские малотоннажные производства по сжижению природного газа. // Нефтегазохимия. 2016. № 4. С. 31–36.
3. Федорова Е. Б. Современное состояние и развитие мировой индустрии сжиженного природного газа: технологии и оборудование. М.: РГУ нефти и газа им. И. М. Губкина, 2011. 159 с.
4. Jokinen R. An MILP model for optimization of a small-scale LNG supply chain along a coastline / R. Jokinen, F. Pettersson, H. Saxén // Applied Energy. 2015. Vol. 138. P. 423–431. DOI: 10.1016/j. apenergy. 2014.10.039
5. Визгалов С. В., Хисамеев И. Г. Методика и результаты расчета малотоннажного цикла среднего давления с турбодетандером, работающем на перепаде давления для сжижения природного газа // Вестник Международной академии холода. 2021. № 1. С. 22–27. DOI: 10.17 586/1606-4313-2021-20-1-22-27.
6. Бармин И. В., Кунис И. Д. Сжиженный природный газ вчера, сегодня, завтра/ под ред. А. М. Архарова. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2009. 256 с.
7. Баранов А. В., Тихонов К. А., Андреев А. М. Энергоэффективные циклы сжижения природного газа // Научный журнал ИТМО. Серия: Холодильная техника и кондиционирование. 2016. № 1. С. 1–8.
8. Федорова Е. Б., Мельников В. Б. Перспективы развития малотоннажного производства сжиженного природного газа в России // Нефтегазохимия. 2015. № 3. с. 44–51.
9. Горбачев С. П., Медведков И. С. Технологии производства СПГ на ГРС в условиях ограничений по расходу газа // Газовая промышленность. 2019. № 2. С. 66–71.
10. Архаров А. М. Основы криологии. Энтропийно-статистический анализ низкотемпературных систем. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2014. С. 507.

## Сведения об авторах

**Визгалов Сергей Владимирович**

К. т. н., доцент кафедры «Холодильной техники и технологии» Казанского национального исследовательского технологического университета, Россия, 420015, г. Казань, ул. К. Маркса, 68, sv\_kstu@rambler.ru. ORCID 0000-0002-0101-2674

**Хисамеев Ибрагим Габдулхакович**

Д. т. н., профессор кафедры «Холодильной техники и технологии» Казанского национального исследовательского технологического университета, Россия, 420015, г. Казань, ул. К. Маркса, 68, igkhisameev@mail.ru

## References

1. Tsvetkov P. S., Fedoseev S. V. Analysis of project organization specifics in small-scale LNG production. *Journal of Mining Institute*. 2020. Vol. 246, p. 678–686. DOI:10.31 897/ PMI. 2020.6.10 (in Russian)
2. Kondratenko A. D., Karpov A. B., Kozlov A. M. Russian low tonnage production facilities for the liquefaction of natural gas. *Oil-gas*. 2016. No. 4. p. 31–36. (in Russian)
3. Fedorova Ye. B. The current state and development of the world industry of liquefied natural gas: technologies and equipment. Moscow: Gubkin Russian State University of Oil and Gas. 2011. 159 p. (in Russian)
4. Jokinen R. An MILP model for optimization of a small-scale LNG supply chain along a coastline / R. Jokinen, F. Pettersson, H. Saxén. *Applied Energy*. 2015. Vol. 138. P. 423–431. DOI: 10.1016/j. apenergy. 2014.10.039
5. Vizgalov S. V., Khisameev I. G. Methodology and results of calculating a low-tonnage medium-pressure cycle with a turboexpander operating at a differential pressure for the production of liquefied natural gas. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2021. No 1. p. 22–27. DOI: 10.17 58 6/1606-4313-2021-20-1-22-27. (in Russian)
6. Barmin I. V., Kunis I D. Liquefied natural gas yesterday, today, tomorrow / ed. by A. M. Arkharov. Moscow: Publishing House of the Bauman Moscow State Technical University, 2009. 256 p. (in Russian)
7. Baranov A. V., Tikhonov K. A., Andreyev A. M. Energy-efficient natural gas liquefaction cycles. *Scientific journal of the University. Series: Refrigeration and air conditioning*. 2016. No. 1. p. 1–8. (in Russian)
8. Fedorova Ye. B., Mel'nikov V. B. Prospects for the development of small-tonnage production of liquefied natural gas in Russia. *NefteGazoKhimiya*, 2015. no. 3, pp. 44–51 (in Russia)
9. Gorbachev S. P., Medvedkov I. S. Technologies for the production of LNG at GDS under conditions of gas consumption restrictions. *Gas industry*. 2019. No. 2. Pp. 66–71. (in Russian)
10. Arkharov A. M. Fundamentals of cryology. Entropy-statistical analysis of low-temperature systems. Moscow: Bauman Moscow State Technical University, 2014. 507 p. (in Russian)

## Information about authors

**Vizgalov Sergey V.**

Ph. D., Associate Professor of the Department of Refrigeration Engineering and Technology, Kazan National Research Technological University, Russia, 420015, Kazan, st. K. Marx, 68, sv\_kstu@rambler.ru. ORCID 0000-0002-0101-2674

**Khisameev Ibragim G.**

D. Sc., Professor of the Department Refrigeration Engineering and Technology, Kazan National Research Technological University, Russia, 420015, Kazan, st. K. Marx, 68, igkhisameev@mail.ru



Статья доступна по лицензии  
Creative Commons «Attribution-NonCommercial»