

На правах рукописи

Семенов Виктор Юрьевич

**РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ВЫСОКОЭФФЕКТИВНЫХ
МАЛОТОННАЖНЫХ УСТАНОВОК СЖИЖЕНИЯ ПРИРОДНОГО
ГАЗА**

**Специальность 05.04.03 - Машины и аппараты, процессы холодильной и
криогенной техники, систем кондиционирования и жизнеобеспечения**

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

доктора технических наук

Москва – 2016

Работа выполнена в Московском государственном техническом университете
им. Н.Э. Баумана

Официальные оппоненты:

Ведущая организация:

Защита состоится « » года в на заседании Диссертационного
совета Д 212.141.16 в Московском Государственном Техническом
Университете им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, г. Москва, Лефортовская
наб., д. 1, корпус «Энергомашиностроение».

С диссертацией до защиты можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им.
Н.Э. Баумана и на сайте www.bmstu.ru

Ваши отзывы в 2-х экземплярах, заверенные печатью, просьба высылать по
указанному адресу: 105005, г. Москва, ул. 2-ая Бауманская, д.5.

Автореферат разослан «___» _____ 2016 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета Д 212.141.16
кандидат технических наук, доцент

Колосов М.А.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. В настоящее время все более широкое применение находит производство и использование сжиженного природного газа (СПГ) в малотоннажном масштабе (производительностью менее 10 т/ч). Интерес к этому обусловлен следующими факторами:

- необходимостью газоснабжения населенных пунктов и объектов промышленности, удаленных от магистральных газопроводов, что особенно актуально для периферийных районов РФ;
- использованием СПГ в качестве моторного топлива транспортных средств;
- необходимостью сглаживания пиков потребления газа в периоды повышенного спроса;
- возможностью коммерциализации ранее не востребованного газа малodeбитных скважин или месторождений природного газа (ПГ) с низким содержанием углеводородов (биогаз, шахтный и попутный газ);

Цель работы. – разработка и создание высокоэффективных установок сжижения природного газа на основе развития методов исследования термодинамической эффективности, анализа и обобщения результатов аналитических и экспериментальных исследований.

Основные задачи:

Приоритетными задачами исследования являются следующие:

1. Классификация и анализ основных термодинамических циклов сжижения природного газа, используемых в малотоннажных установках.
2. Определение основных характеристик и состава оборудования малотоннажных установок сжижения природного газа, используемых в мировой практике.
3. Выбор и совершенствование метода исследования термодинамической эффективности установок сжижения природного газа. Разработка методики анализа термодинамической эффективности.
4. Определение термодинамической эффективности и распределения затрат энергии в существующих циклах малотоннажного производства СПГ.
5. Экспериментальное подтверждение разработанной методики анализа термодинамической эффективности.
6. Разработка и исследование криогенератора нового типа – роторного волнового криогенератора (РВКГ).
7. Создание математической модели рабочих процессов РВКГ.
8. Экспериментальное исследование рабочих характеристик РВКГ.
9. Определение путей совершенствования эффективности РВКГ.
10. Разработка и реализация новых высокоэффективных циклов малотоннажных установок СПГ.

Научная новизна и положения, выносимые на защиту:

- впервые разработана и экспериментально подтверждена методика энтропийно-статистического анализа термодинамической эффективности и распределения затрат энергии в узлах малотоннажных установок СПГ;

- выполнен анализ распределения энергетических потерь в основных существующих и перспективных технологиях малотоннажного сжижения ПГ. Определено влияние состава исходного газа на термодинамическую эффективность установок СПГ с дроссельным и дроссельно-эжекторным циклом Линде-Хэмпсона;

- экспериментальным и расчетным путем показано, что с уменьшением минимальной работы ожижения снижается величина термодинамической эффективности установок СПГ при принятых среднестатистических значениях КПД «машинного» оборудования;

- разработаны схемы высокоэффективных установок СПГ, новизна которых подтверждена патентами РФ;

- впервые в мире разработан роторный волновой криогенератор, реализующий принцип волнового энергообмена в области криогенных температур расширяемого газа. Определены термобарические и расходные характеристики РВКГ с энергообменными каналами постоянного сечения;

- на основе метода «распада-разрыва» академика РАН С.К. Годунова разработана математическая модель процесса энергообмена в каналах РВКГ учитывающая свойства реального газа (метана). Расчетным путем выявлены основные процессы и фазы в РВКГ. Впервые представлена методика расчета рабочих параметров роторного ВКГ основанная на классических уравнениях процесса выхлопа;

- экспериментально показана возможность улучшения рабочих характеристик РВКГ.

Практическая значимость работы:

1. Создана методика исследования термодинамической эффективности малотоннажных установок сжижения природного газа. На конкретных примерах показаны возможности расчета распределения затрат энергии по узлам установки с целью внесения корректив уже на стадии проектирования;

2. Разработана и внедрена оригинальная, защищенная патентами РФ, схема цикла высокого давления с предварительным охлаждением на уровне 233 К и дроссель-эжектором;

3. Исследовано влияние содержания неконденсирующихся примесей в исходном составе природного газа на термодинамическую эффективность цикла высокого давления с предварительным охлаждением на уровне 233 К. Определён диапазон концентраций азота в исходном газе, при котором предложенный дроссель-эжекторный цикл высокого давления оказывается эффективнее дроссельного;

4. На основании расчетов согласно представленной в работе математической модели разработана конструкция и создан опытный образец РВКГ;

5. Для исследования процессов энергообмена в каналах РВКГ разработан и создан экспериментальный стенд;

6. Экспериментальным путем выявлены направления повышения эффективности РВКГ: снижение перетечек за счет уменьшения зазоров;

уменьшение торможения потока газа на торце вертикальной стенки канала путем изменения ее геометрии;

7. Экспериментально подтверждена устойчивая работа РВКГ в двухфазной области ПГ и в условиях загрязненности примесями (вода, масло, тяжелые углеводороды);

8. Разработана оригинальная, защищенная патентом РФ, схема установки среднего давления, использующей РВКГ в качестве источника холода. Реализация данной схемы позволит уменьшить кап затраты на создание ожижителя примерно на 20-25 %;

9. На основании полученных в работе результатов даны рекомендации по совершенствованию установки сжижения природного газа, работающей по циклу высокого давления с предварительным охлаждением на уровне 203 К.

Внедрение результатов работы.

Результаты работы внедрены при создании ожижителя природного газа производительностью 1 т/ч на АГНКС №1 в п. Развилка Моск. обл., в установках сжижения природного газа, серийно выпускаемых ПАО «Криогенмаш» на экспорт, в учебных процессах кафедры «Холодильная и криогенная техника, системы кондиционирования и жизнеобеспечения» МГТУ им. Н.Э. Баумана и кафедры «Низких температур» МЭИ. Создание установки на АГНКС №1 в п. Развилка Моск. обл. позволило после 30 летнего перерыва возобновить производство СПГ в Московском регионе и развивать инфраструктуру его потребления. Также практическим результатом работы является разработка и создание криогенной топливной системы газотурбовоза ГТУ-1 с потреблением СПГ 300-2500 кг/ч, находящегося в опытной эксплуатации на Свердловской железной дороге.

Достоверность и обоснованность полученных результатов.

Достоверность полученных экспериментальных данных обеспечивается применением поверенных средств измерения, апробированных методик измерения, использованием классических зависимостей, сравнением с данными других исследований, промышленной эксплуатацией разработанных установок.

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались: на VII международной конференции GASSUF (Москва, 2009 г.), 11-й международной криогенной конференции международного института холода IIR (Братислава, Словакия 2010 г.), международной научной конференции «Холодильная и криогенная техника, промышленные газы, системы кондиционирования и жизнеобеспечения» (Москва, 2010 г.), на 3-ей международной конференции «Промышленные газы» (Москва, 2013 г.), на 10-й международной научно-практической конференции «Криогенные технологии и оборудование. Перспективы развития» (Москва, 2013 г.) и на международных конференциях «Сжиженный природный газ» в рамках ежегодной выставки «Криоген - Экспо. Промышленные газы» (Москва 2012, 2014, 2015 гг.).

Публикации. Общее количество работ, опубликованных по теме диссертации – 27, в том числе: 14 статей в научных журналах из них 12 в журналах из перечня ВАК, 8 докладов на международных и российских конференциях, 5 патентов РФ.

Структура и объём работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, выводов, списка литературы и приложения. Работа изложена на 330 страницах текста, содержит 132 рисунка, 38 таблиц и список литературы из 185 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность, обозначена практическая значимость, сформулированы цель и приоритетные задачи работы.

Первая глава носит обзорно-аналитический характер и состоит из трех разделов, в которых рассмотрен современный уровень развития технологий малотоннажного сжижения природного газа.

Первый раздел посвящён установкам, работающим по циклу высокого давления с предварительным охлаждением. Проведенный анализ основан на работах И.Л. Ходоркова, А.Л. Довбиша, В.А. Передельского и др. **Во втором разделе** рассматриваются установки, работающие по циклу среднего давления. В этой части автор опирается на работы Б.Д. Краковского, О.Л. Мишина, И.Ф. Кузьменко и др. **Третья часть** посвящена установкам, использующим смешанный хладагент (СХА) в качестве рабочего тела. Здесь пионерскими являются работы А.П. Клименко, рассмотрены также работы Боярского М.Ю., Бродянского В.М. и материалы патентов ведущих зарубежных фирм. Все рассмотренные работы посвящены теоретическим и прикладным аспектам повышения энергоэффективности установок сжижения природного газа.

На основании проведённого анализа были сформулированы цели и задачи исследования.

Вторая глава посвящена разработке методики исследования термодинамической эффективности установок сжижения природного газа и состоит из шести разделов.

В **первом разделе** рассмотрены современные методы анализа эффективности криогенных установок. На основе данных, полученных энтропийно-статистическим и эксергетическим методами анализа термодинамической эффективности проведено сопоставление распределения затрат энергии по узлам установок, работающих по двум классическим криогенным циклам: циклу Линде – Хэмпсона и циклу Капицы. Результаты, полученные разными методами анализа, отличаются в пределах 5 %. При этом энтропийно-статистический метод является более информативным, наглядным и менее трудоемким.

Во **втором разделе** рассмотрены термодинамические основы разработанной методики. В силу свойства аддитивности общее производство энтропии в системе $\Delta s'$ равно сумме величин производства энтропии во всех подсистемах (детандере, дросселе, теплообменных аппаратах и т.д.):

$$\Delta s' = \sum \Delta s'_i, \quad (1)$$

где $\Delta s'_i$ - производство энтропии в i -той подсистеме реальной криогенной установки; i – номер подсистемы.

Для компенсации производства энтропии в целях поддержания работоспособности установок требуются дополнительные затраты энергии, например, в виде работы, которые определяются произведением температуры среды стока теплоты T_{00} на величину общего производства энтропии системы $\Sigma \Delta s'_i$:

$$\Delta l = T_{00} * \Sigma \Delta s'_i. \quad (2)$$

При равенстве температуры среды стока теплоты T_{00} и температуры окружающей среды T_0 уравнение (2.2) представляет собой уравнение Гюи-Стодолы: $\Delta l = T_0 * \Sigma \Delta s'_i$. Для функционирования реальной криогенной установки требуются действительные затраты работы:

$$L = l_{min} + \Delta l. \quad (3)$$

Величина l_{min} в уравнении (3) – это затраты работы в криогенной установке, работающей по циклу с полностью обратимыми процессами - (термодинамически совершенная установка):

$$l_{min} = T_{00}(s_{вх} - s_{вых}) - (i_{вх} - i_{вых}), \quad (4)$$

где $(s_{вх} - s_{вых})$ и $(i_{вх} - i_{вых})$ – изменение энтропии и энтальпии газа.

Уравнение (4) является общим для открытых термодинамических систем и используется в дальнейшем для определения минимальной работы ожижения, минимальной работы предварительного охлаждения и изотермической работы сжатия.

Степень термодинамического совершенства криогенной установки определяется отношением теоретически минимально необходимой затраты работы к действительной:

$$\eta = \frac{l_{min}}{L}. \quad (5)$$

В третьем разделе приведена методика определения основных характеристик рабочего цикла установки. При этом используется дополнительная среднестатистическая информация о следующих величинах, полученных на основании многолетнего опыта проектирования и эксплуатации криогенных установок и систем: температура окружающей среды T_0 принимается равной средней температуре излучательного равновесия Земли в окружающее пространство: $T_0 = 300$ К; величина недорекуперации в теплообменных аппаратах, возникающая вследствие несовершенства процесса теплообмена, принимается в диапазоне $\Delta T = 5 \div 10$ К; теплоприток $q_{0.c.}$ для данного характерного температурного уровня ($T > 80$ К) $q_{0.c.} = 1 \div 4$ кДж/кг сжатого ПГ; изотермический $\eta_{из}$ и адиабатный η_s компрессоров: $\eta_{из} = 0,55..0,65$, а $\eta_s = 0,7..0,8$; коэффициенты полезного действия детандеров изменяется в пределах $\eta_s = 0,72..0,85$.

Четвертый раздел посвящен методике определения работы компрессоров. Работа сжатия компрессора определяется энергетическим и энтропийным балансом открытой термодинамической подсистемы, показанной на Рис. 1.

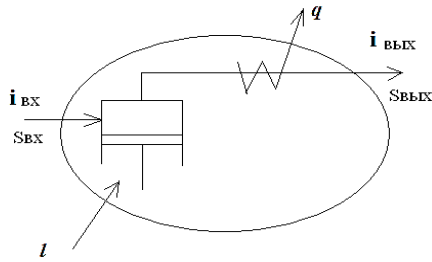


Рис. 1. Компрессор в виде открытой термодинамической подсистемы, обменивающейся с внешней средой теплотой сжатия q и работой сжатия l :

$i_{\text{ВХ}}, i_{\text{ВЫХ}}, S_{\text{ВХ}}, S_{\text{ВЫХ}}$ – энтальпии и энтропии материального потока на входе и выходе, например, при изотермическом сжатии.

На основании первого и второго закона термодинамики:

$$l_{\text{из}} = T_{00}(s_{\text{ВХ}} - s_{\text{ВЫХ}}) - (i_{\text{ВХ}} - i_{\text{ВЫХ}}).$$

Работа сжатия компрессора в адиабатных условиях:

$$l_{\text{ад}} = i_{\text{ВЫХ}}^{\text{ад}} - i_{\text{ВХ}}.$$

Дополнительная работа, требуемая для компенсации производства энтропии в компрессоре, учитывается через КПД компрессора: для сжатия в изотермических и адиабатных условиях:

$$\Delta l_{\text{из}} = \frac{l_{\text{из}}}{\eta_{\text{из}}} - l_{\text{из}}, \quad \Delta l_{\text{ад}} = \frac{l_{\text{ад}}}{\eta_{\text{ад}}} - l_{\text{ад}}.$$

Действительная работа сжатия при оценке совершенства компрессора в изотермических условиях:

$$L = \frac{l_{\text{из}}}{\eta_{\text{из}}}. \quad (6)$$

Действительная работа сжатия при оценке совершенства компрессора в адиабатных условиях:

$$L = \frac{l_{\text{ад}}}{\eta_{\text{ад}}}. \quad (7)$$

В пятом разделе приведена методика энтропийно-статистического анализа распределения затрат энергии в узлах контура природного газа.

Суммарное производство энтропии в многопоточном теплообменном аппарате есть разность изменений энтропии нагреваемых (обратных) $\Delta s_i^{\text{ВХ}-\text{ВЫХ}}$ и охлаждаемых (прямых) $\Delta s_j^{\text{ВЫХ}-\text{ВХ}}$ потоков:

$$\Sigma s'_{\text{т.о.}} = \Sigma G_i \Delta s_i^{\text{ВХ}-\text{ВЫХ}} - \Sigma G_j \Delta s_j^{\text{ВЫХ}-\text{ВХ}}, \quad (8)$$

где G – относительные величины массовых потоков.

Производство энтропии вследствие конечной разности давлений на входе и выходе из дросселя в адиабатных условиях

$$\Delta s'_{\text{др}} = s_{\text{ВЫХ}} - s_{\text{ВХ}}. \quad (9)$$

Производство энтропии вследствие конечной разности давлений на входе и выходе из эжектора в адиабатных условиях

$$\Delta s'_{\text{эж}} = s_{\text{ВЫХ}}(G + \mathcal{E}) - G s_{\text{ВХ}} - \mathcal{E} s_{\text{ВХ эж}}, \quad (10)$$

где $\mathcal{E}$ – относительная величина массового пассивного потока эжектора;

$s_{\text{ВХ эж}}$ – энтропия на входе пассивного потока в эжектор.

Значения затрат энергии на компенсацию производства энтропии, вычисленной по уравнениям (8) – (10), рассчитываются по зависимости (2).

Энергетический баланс ступени тубодетандерно – компрессорного агрегата (ТДКА) определяется следующим образом (Рис.2.):

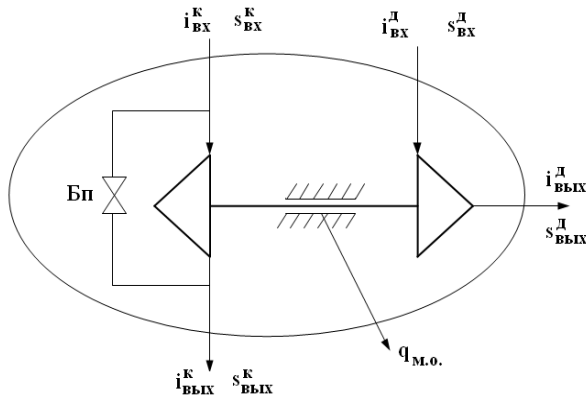


Рис. 2. ТДКА в виде открытой термодинамической подсистемы:

$q_{м.о.}$ – теплота трения масляных подшипников; $i_{ВХ}^K, i_{ВЫХ}^K, i_{ВХ}^Д, i_{ВЫХ}^Д, s_{ВХ}^K, s_{ВЫХ}^K, s_{ВХ}^Д, s_{ВЫХ}^Д$, энтальпии и энтропии материальных потоков на входе и выходе компрессорной и детандерной ступени, соотв.

Работа расширения газа в детандере: $l_d = l_k + \Delta l'_{ТДКА}$,

где l_k – действительная работа сжатия в компрессорной ступени ТДКА, определяемая согласно уравнениям (6) или (7).

Суммарные потери $\Delta l'_{ТДКА}$ при передаче энергии от детандерной ступени ТДКА к компрессорной:

$$\Delta l'_{ТДКА} = \Delta l'_{бп} + \Delta l'_{м.о.}, \quad (11)$$

где $\Delta l'_{бп}$ – затраты энергии на компенсацию производства энтропии в байпасе; рассчитываются аналогично затратам на компенсацию потерь в дросселе;

$\Delta l'_{м.о.}$ – затраты работы на компенсацию производства энтропии вследствие трения в подшипниках ТДКА. При этом $q_{м.о.} = \Delta l'_{м.о.}$.

Работа расширения детандера также определяется величиной изменения энергии потока на входе и выходе: $l_d = (i_{ВХ} - i_{ВЫХ})G$.

Производство энтропии вследствие несовершенства процессов в детандере определяется энтропийным балансом:

$$\Delta s'_d = s_{ВЫХ} - s_{ВХ}. \quad (12)$$

Затраты работы компрессора на компенсацию теплопритоков определяются как часть удельных затрат изотермической (адиабатной) работы сжатия:

$$\Delta l'_{о.с.} = \varphi \cdot q_{о.с.}, \quad (13)$$

где $\varphi = \frac{l_{из}}{q_x}$ – коэффициент удельных затрат изотермической работы сжатия (при использовании адиабатной работы сжатия $\varphi = \frac{l_{ад}}{q_x}$, соотв.); q_x – полная удельная холодопроизводительность анализируемой установки или подсистемы установки (холодопроизводительность внешнего холодильного цикла, изотермический эффект дросселирования и т.д.).

Очевидно, что работа изотермического (адиабатного) сжатия компрессора определит затраты энергии в цикле криогенной установки

$$l_{из} = l_{min} + T_{00} \Sigma \Delta s'_i, \quad (14)$$

$$l_{ад} = l_{min} + T_{00} \Sigma \Delta s'_i. \quad (15)$$

При анализе эффективности процесса адиабатного сжатия требуется учет несовершенства процесса передачи тепла сжатия путем введения дополнительного слагаемого в сумму $\Sigma \Delta s'_i$ в правой части уравнения (15).

Производство энтропии в конечном холодильнике (аппаратах воздушного охлаждения - АВО, конденсаторах ПКХМ):

$$\Delta s'_{\text{к.х.}} = \frac{q_{\text{к.х.}}}{T_{00}} - \Delta s_{\text{к.х.}}^{\text{Вых-Вх}}, \quad (16)$$

где $q_{\text{к.х.}}$ – тепловая нагрузка конечного холодильника (теплота сжатия или конденсации); $\Delta s_{\text{к.х.}}^{\text{Вых-Вх}}$ – равновесное изменение энтропии рабочего тела (ПГ, хладон и др.) в процессе охлаждения в конечном холодильнике.

Суммарная работа, затрачиваемая на равновесное перераспределение и компенсацию производства энтропии в контуре ПГ:

$$\Sigma \Delta l'_{\text{ПГ}} = l_{\text{min}} + \Sigma T_{00} \Delta s'_i + \Sigma \Delta l'_i - l_{\text{min охл.}}, \quad (17)$$

где $\Sigma T_{00} \Delta s'_i$ – суммарные затраты энергии на компенсацию производства энтропии в узлах контура ПГ вычисляемые по уравнениям (8) –(10), (12);

$\Sigma \Delta l'_i$ – потери при передаче энергии от детандерной ступени ТДКА к компрессорной и затраты энергии на компенсацию теплопритоков из окружающей среды, определяемые согласно уравнениям (11) и (13);

$l_{\text{min}}, l_{\text{min охл.}}$ – минимальная работа ожижения и минимальная работа предварительного охлаждения, вычисляемые по уравнению (4).

Мерой достоверности расчета является величина дисбаланса энергии, вырабатываемой компрессором (изотермическая или адиабатная работа сжатия, определяемая уравнениями (14), (15)) и затрачиваемой на генерацию и равновесное перераспределение энтропии (суммарные энергетические потери, определяемые уравнением (17)): $\Delta = \Sigma l_{\text{из.,ад.}} - \Sigma \Delta l'_{\text{ПГ}}$.

В шестом разделе рассмотрены особенности энтропийно-статистического анализа установок использующих пароконденсационную холодильную машину (ПКХМ). Исходные данные для определения характеристик цикла ПКХМ: начальная температура ПГ на входе в испаритель ПКХМ $T_{\text{х.нач}}$ и конечная температура ПГ на выходе из испарителя ПКХМ $T_{\text{х.кон}}$ (определяется также на этапе расчета основных параметров в характерных точках цикла ожижения). Для выбранного типа хладагента определяется средняя температура в испарителе $T_{\text{исп.}}$.

Полная удельная и реальная холодопроизводительность цикла:

$$q_{\text{х.полн}} = i_{\text{вс}} - i_{\text{конд}}, \quad q_{\text{х.реал}} = q_{\text{х.полн}} - q_{\text{о.с.}}$$

где $i_{\text{вс}}$ – энтальпия хладона на всасывании в компрессор ПКХМ;

$i_{\text{конд}}$ – энтальпия хладона на выходе из конденсатора.

Минимальная необходимая работа для генерации холода $q_{\text{х.полн}}$:

$$l_{\text{minПКХМ}} = q_{\text{х.полн}} \frac{T_{\text{о.с.}} - T_{\text{х.кон}}}{T_{\text{х.кон}}}.$$

Работа сжатия компрессора в адиабатных условиях:

$$l_{\text{ад}} = i_{\text{ад}} - i_{\text{вс}},$$

где $i_{\text{ад}}$ – энтальпия хладона на выходе из компрессора.

Действительная затрачиваемая работа:

$$l_{\text{сж}} = \frac{l_{\text{ад}}}{\eta_s}, \quad (18)$$

С другой стороны

$$l_{сж} = q_{сж} - q_{х.полн} , \quad (19)$$

где $q_{сж} = i_h - i_k$ – теплота сжатия хладагента;

i_h – энтальпия хладагента на нагнетании компрессора.

Достоверность расчета подтверждается балансом величин, полученных решением уравнений (18) и (19).

Степень термодинамического совершенства цикла ПКХМ:

$$\eta_{ПКХМ} = \frac{l_{minПКХМ}}{l_{сж}} .$$

Величина холодильного коэффициента при адиабатном сжатии:

$$\varepsilon_x = \frac{q_{х.полн}}{l_{ад}} .$$

Величина действительного холодильного коэффициента:

$$\varepsilon_{х.действ} = \frac{q_{х.полн}}{l_{сж}} .$$

Затраты работы в ПКХМ: $l_{ПКХМ} = Y l_{сж}$,

где $Y = q_{пр.охл}/q_{х.полн}$ - величина соотношения расходов ПГ и внешнего хладагента; $q_{пр.охл}$ – тепловая нагрузка ПКХМ, определяемая на стадии получения основных характеристик рабочего процесса путем решения уравнений энергетического и материального баланса ступени предварительного охлаждения . Степень термодинамического совершенства ПКХМ в цикле ожижения: $\psi = \frac{l_{min охл.}}{l_{minПКХМ}Y}$,

где $l_{min охл.}$ – величина минимальной работы предварительного охлаждения ПГ; определяется по зависимости (4), при этом $(s_{вх} - s_{вых})$ – изменение энтропии и $(i_{вх} - i_{вых})$ – изменение энтальпии ПГ в испарителе ПКХМ.

Величина изменения энтропии при теплообмене в конденсаторе и испарителе ПКХМ определяется по уравнению (16). В случае реализации процесса при постоянной разности температур это уравнение упрощается:

$$\Delta s'_{исп.,кond} = q_{исп.,кond} \left(\frac{1}{T_x} - \frac{1}{T_r} \right), \quad (20)$$

где $q_{исп.,кond}$ – тепловая нагрузка испарителя или конденсатора; T_x - температура кипения хладона (для испарителя) или окружающей среды T_0 (для конденсатора); T_r – средняя температура ПГ (для испарителя) или конденсации хладона (для конденсатора).

Суммарная работа, затрачиваемая на равновесное перераспределение энтропии и компенсацию производства энтропии в контуре ПКХМ:

$$\Sigma \Delta l'_{iПКХМ} = (\Sigma T_{00} \Delta s'_i + \Delta l'_i) Y + l_{min охл.}, \quad (21)$$

где $\Sigma T_{00} \Delta s'_i$ - суммарные затраты энергии на компенсацию производства энтропии в узлах контура предварительного охлаждения ПКХМ, вычисляемые по уравнениям (9) и (20); $\Delta l'_i$ - затраты работы на компенсацию теплопритоков к контуру предварительного охлаждения, вычисляемые по уравнению (13); $l_{min охл.}$ – величина минимальной работы предварительного охлаждения ПГ, определяется по зависимости (4).

Сходимость расчетных значений затрат энергии по контуру ПКХМ:

$$\Delta = l_{ад} Y - \Sigma \Delta l'_{ипкхм}.$$

Расчетные суммарные затраты энергии на компенсацию производства энтропии и ее равновесное перераспределение во всех контурах – это расчетная сумма затрат энергии на сжатие всех компрессоров. Величина дисбаланса этих величин есть точность расчета распределения затрат энергии во всех узлах установки: $\Delta = (\Sigma \Delta l'_{ипг} + \Sigma \Delta l'_{ипкхм}) - (l_{из.сж} + Y l'_{ад}^{пкхм})$.

Действительная суммарная работа сжатия компрессоров, затрачиваемая на функционирование установки сжижения (приведенная к 1 кг СПГ):

$$l_{\Sigma} = \frac{l_{из}}{\eta_{из} x} + \frac{Y}{x} \frac{l_{ад}}{\eta_{ад}},$$

где x – коэффициент ожижения; определяется на стадии расчета основных параметров установки решением уравнений энергетического и материального баланса нижней (дроссельной) ступени установки.

В третьей главе приведены результаты энтропийно-статистического анализа существующих малотоннажных установок сжижения ПГ.

Первый раздел посвящен анализу термодинамической эффективности установок, работающих по простому дроссельному циклу высокого давления с предварительным охлаждением на уровне 233К для условий работы на чистом метане.

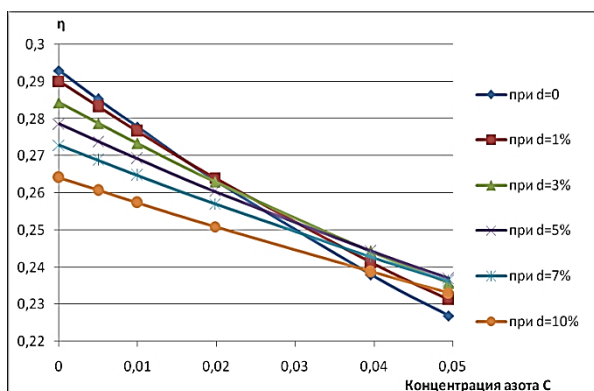
Анализ термодинамической эффективности, проведенный в соотв. с методикой, изложенной в гл. 2. показал, что рассматриваемая установка при работе на чистом метане имеет термодинамическую эффективность 0,287. При этом основной вклад в энергозатраты, связанные с производством СПГ, вносят несовершенство процессов в метановом компрессоре – 37,4 %, дросселе – 23,8 % и фреоновом компрессоре – 8,8 %.

Второй раздел посвящен анализу влияния исходных примесей в ПГ на эффективность установок, работающих по простому дроссельному циклу высокого давления с предварительным охлаждением на уровне 233 К. Согласно таблице 1 основной примесью в ПГ, поступающем на ожижение, является азот.

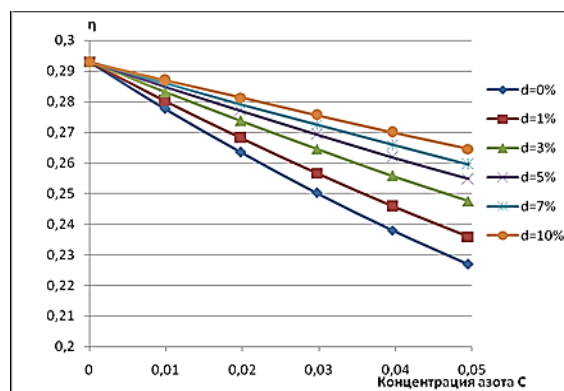
Таблица 1. Типовой состав природного газа, рекомендуемый к использованию в качестве сырья для установок сжижения природного газа

He	N ₂	CO ₂	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₅₊
об. %	об. %	об. %	об. %	об. %	об. %	об. %	об. %
0-1	1-7	0-0,5	81-97	0,9 - 7	0,5 - 2,8	0,05-1	0,05-0,8
-	0,5-6,3	0,7-1,4	84-96	2,1-5,6	0,4 - 1,0	0,31-0,38	

Зависимость термодинамической эффективности от концентрации азота в сырьевом ПГ и величины отдувки потока ПГ высокого и низкого давления приведена на Рис. 3.



а)



б)

Рис. 3. Зависимость термодинамической эффективности от входной концентрации азота при различных объемах отдувки потока ПГ высокого (а) и низкого (б) давления

При типичном для Ленинградского региона (локализация установок данного типа в РФ) составе газа и средней современной загрузке АГНКС соотв. 10 % этот показатель не превышает 0,267.

В третьем разделе приведен энтропийно-статистический анализ установки, работающей по дроссель-эжекторному циклу высокого давления с предварительным охлаждением на уровне 203К (локализация установки – г. Первоуральск Свердловской обл.). Результаты анализа, приведенные на Рис.4 показывают, что установка имеет расчетное значение термодинамической эффективности 0,325. При этом основной вклад в энергозатраты, связанные с производством СПГ, вносят несовершенство процессов в метановом компрессоре – 28 % и дроссель – эжекторе – 12 %.

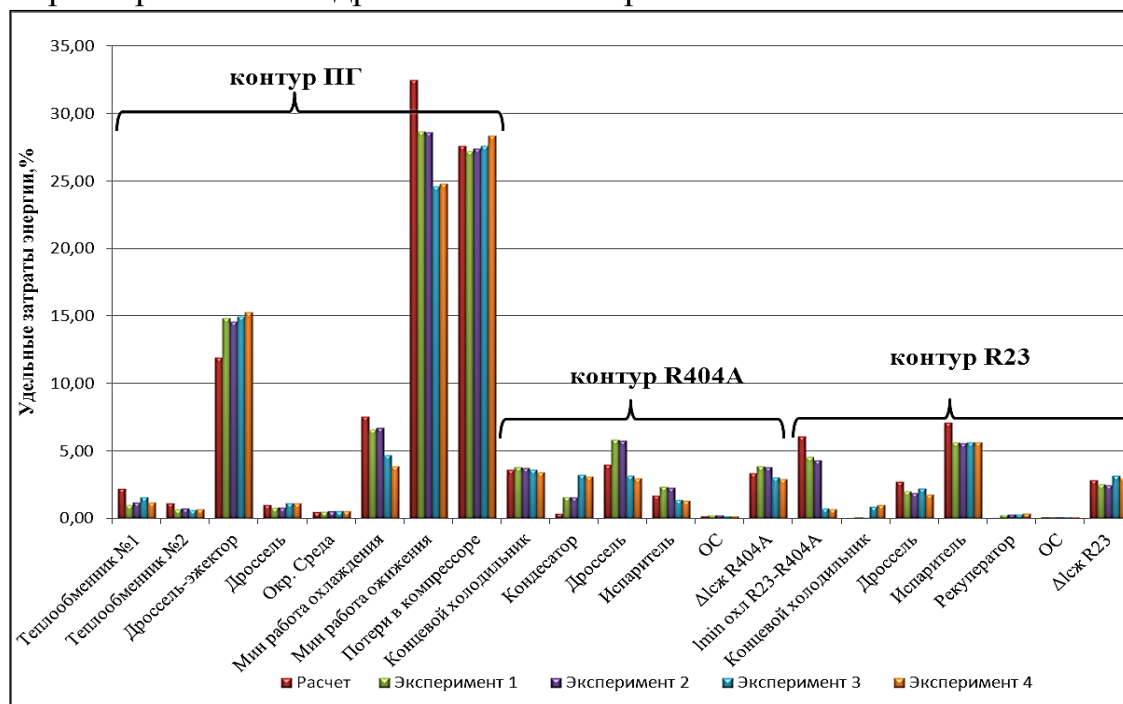


Рис. 4. Сопоставление расчетных и экспериментальных данных по распределению затрат энергии в узлах установки.

Анализ экспериментальных данных, полученных в условиях промышленной эксплуатации показал (см. Рис. 5), что при уменьшении

температуры окружающей среды происходит как уменьшение удельных затрат электроэнергии на производство СПГ так и снижение степени термодинамической эффективности.

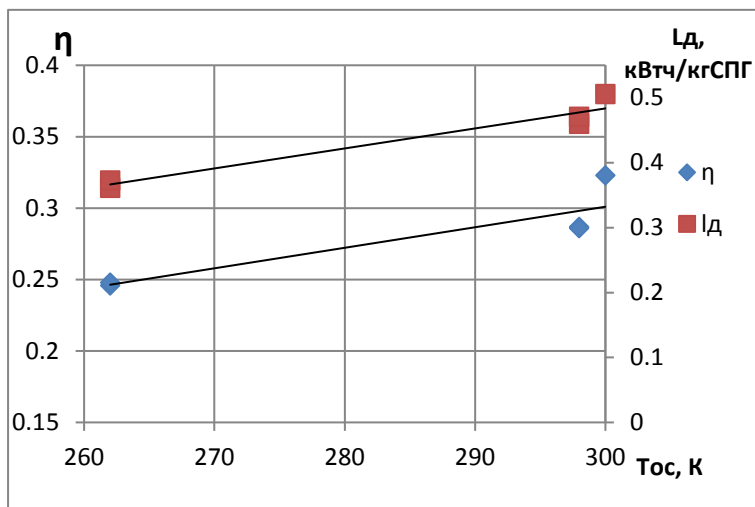


Рис. 5. Зависимость удельных затрат электроэнергии и степени термодинамического совершенства от температуры окружающей среды установки сжижения природного газа с дроссель-эжектором и предварительным охлаждением на температурном уровне 203 К при постоянных значениях КПД компрессоров.

Четвертый раздел посвящен анализу термодинамической эффективности малотоннажной установки сжижения ПГ работающей по циклу среднего давления с турбодетандером (циклу Клода). Анализ распределения затрат энергии показал, что наибольший вклад в суммарную неравновесность процесса сжижения вносят следующие узлы установки (Рис. 6): «удаленный» компрессор магистрального трубопровода (КМ) – до 40 % и турбодетандерно-компрессорный агрегат (ТДКА) - 25 %. При этом достигнутое значение термодинамического совершенства составляет 17,5%.

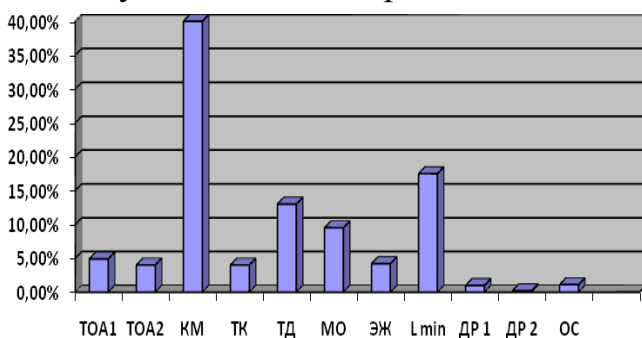


Рис. 6. Соотношение энергозатрат в узлах установки среднего давления с ТДКА для условий ГРС

Полученное распределение затрат энергии в ТДКА установки подтверждено данными промышленной эксплуатации (Рис. 7) установки сжижения на ГРС-4 в г. Екатеринбурге.

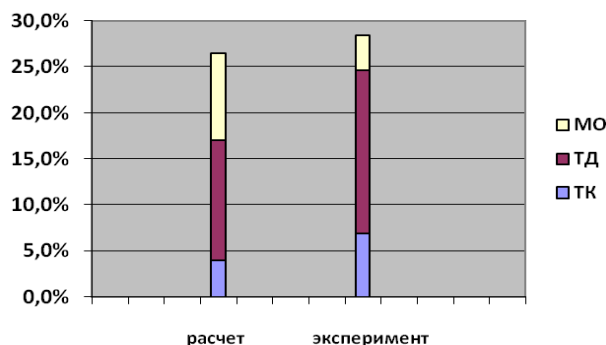


Рис. 7. Сопоставление расчетных и экспериментальных суммарных значений потерь энергии и их составляющих в ТДКА

Четвертая глава посвящена исследованию и созданию малотоннажных установок сжижения природного газа.

В первом разделе приведены результаты анализа эффективности установки, работающей по циклу высокого давления с дроссель-эжектором и предварительным охлаждением на уровне 233 К (минус 40 °С) для условий работы на чистом метане. Энтропийно-статистический анализ установки, работающей по дроссельному циклу высокого давления, проведенный в предыдущей главе показал, что наибольший вклад в энергозатраты на генерацию энтропии вносят несовершенство процессов в компрессоре (около 40 % от суммы всех затрат) и в дросселе (20 % от суммы всех затрат). Автором предложено усовершенствовать схему установки (Рис. 8) путем замены основного дросселя на дроссель-эжектор.

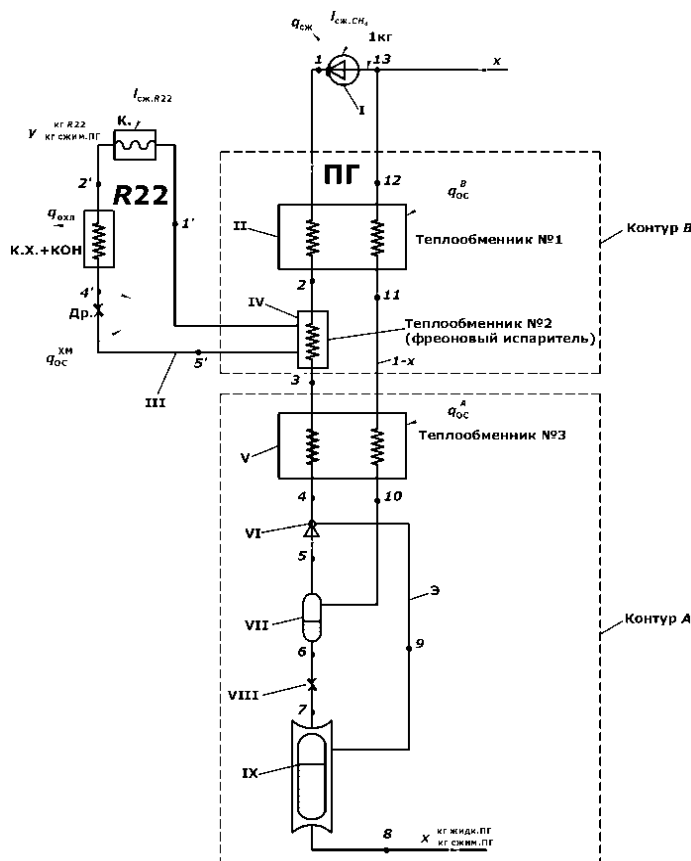
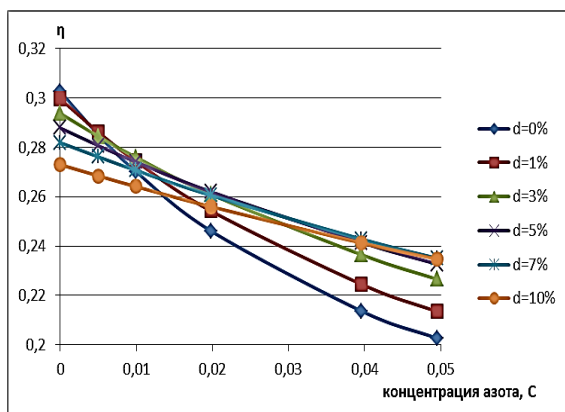


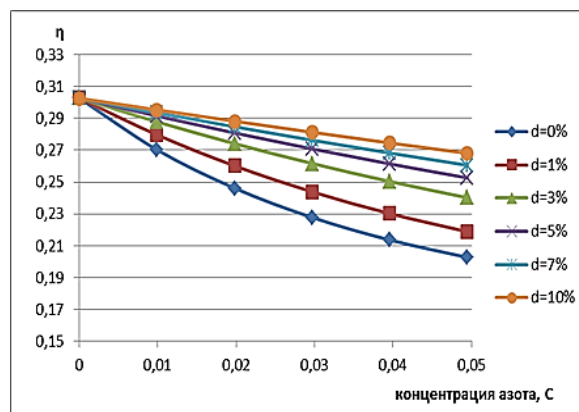
Рис. 8. Принципиальная схема установки, работающей по дроссель – эжекторному циклу высокого давления: I – компрессор CH_4 с системой отвода теплоты сжатия $q_{\text{сж}}$, II – теплообменник №1 (предварительный), III – ПКХМ с винтовым компрессором :К – компрессор R22; К.Х – концевой холодильник; КОН – конденсатор; Др – дроссель, IV – теплообменник №2 (фреоновый испаритель); V – теплообменник №3 (основной), VI – эжектор, VII – сепаратор, VIII – дроссель, IX – хранилище СПГ

В результате уменьшились затраты на генерацию энтропии в дроссельном узле на 25 % что привело к снижению удельных затрат электроэнергии на 12,7 %. При этом достигнутая величина термодинамического совершенства при работе на чистом метане составляет 0,296.

Во втором разделе приведен анализ влияния исходных примесей в ПГ на эффективность установки работающей по дроссельно-эжекторному циклу. Зависимость термодинамической эффективности от концентрации азота в сырьевом ПГ и величины отдувки потока ПГ высокого и низкого давления приведена на Рис. 9.



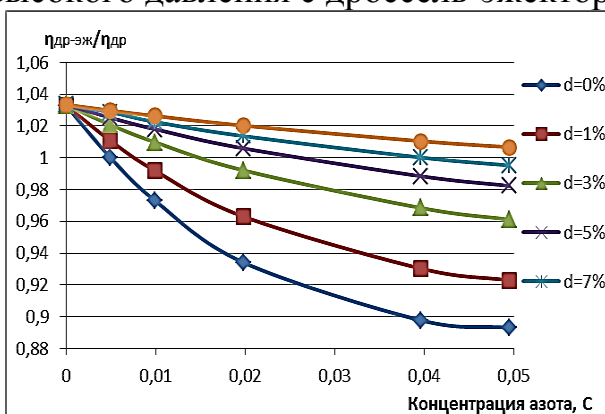
а)



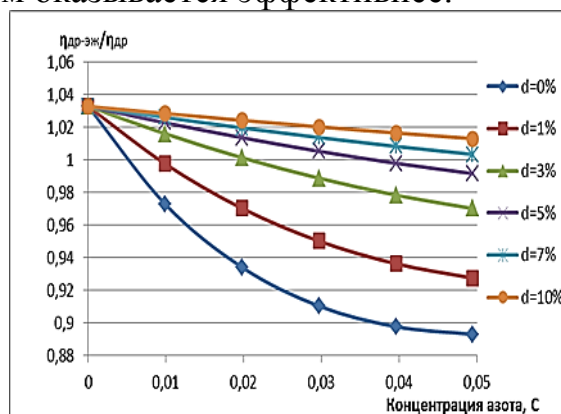
б)

Рис.9. Зависимость термодинамической эффективности от входной концентрации азота при различных объемах отдувки потока ПГ высокого (а) и низкого (б) давления

В третьем разделе приведено сопоставление эффективности дроссельного и дроссель-эжекторного цикла в зависимости от изменения состава входящего природного газа. На Рис. 10 показана зависимость отношения степени термодинамического совершенства дроссельно-эжекторного цикла $\eta_{др-эж}$ к степени термодинамического совершенства дроссельного цикла $\eta_{др}$ от концентрации азота во входном ПГ и величины отдувки потока высокого и низкого давления. При характерной для Московского региона концентрации азота 0,5-1 % и совмещении производства сжиженного ПГ и компримированного ПГ схема цикла высокого давления с дроссель-эжектором оказывается эффективнее.



а)



б)

Рис.10. Зависимость термодинамической эффективности от входной концентрации азота при различных объемах отдувки потока ПГ высокого (а) и низкого (б) давления

Четвертый раздел посвящен созданию установки сжижения природного газа производительностью 1т/ч, работающей по дроссельно-эжекторному циклу (п. Развилка Моск. обл.), основное оборудование которой показано на Рис. 11.



а)

б)

Рис.11. Общий вид криогенного оборудования (а) и компрессор ПКХМ (б) установки сжижения природного газа в п. Развилка Моск. обл.

Создание этой установки позволило после 30 летнего перерыва возобновить производство СПГ в Московском регионе и развивать инфраструктуру его потребления.

В пятом разделе приведен анализ термодинамической эффективности работы установки на основе данных промышленной эксплуатации. В результате экспериментальных исследований получены следующие характеристики установки: коэффициент ожижения χ и коэффициент эжекции $\mathcal{E}$; энергетические затраты на генерацию энтропии в теплообменниках №1 и №3, в дроссель-эжекторе и в дросселе; затраты работы на компенсацию теплопритоков из окружающей среды; минимальная работа охлаждения и минимальная работа ожижения ПГ; энергетические затраты вследствие необратимости процессов в компрессоре. Расчетные и экспериментальные данные значений коэффициентов эжекции и ожижения приведены в таблице 2. Таблица 2. Сопоставление расчётных и экспериментальных значений коэффициентов ожижения χ и эжекции $\mathcal{E}$

№ эксперимента		1	2	3	4	5	6
$\chi, \%$	Расчет	35,6	36,8	36,3	35,8	35,6	34,9
	Эксперимент	35,1	35,8	35,0	35,2	35,1	32,6
$\mathcal{E}, \%$	Расчет	7,9	7,3	8,8	7,5	7,4	7,5
	Эксперимент	6,7	7,5	5,5	7,5	6,3	5,7

Полученные на установке данные о реальных величинах термодинамической эффективности и распределении энергетических потерь в диапазоне изменения температуры окружающей среды от 262 К до 300 К, подтвердили результаты энтропийно-статистического анализа.

На Рис. 12 показано, что при уменьшении температуры стока тепла происходит как уменьшение удельных затрат на ожижение так и снижение термодинамической эффективности установки, что обусловлено, очевидно,

более быстрым снижением величины минимальной работы ожижения по сравнению с уменьшением величины удельных действительных затрат

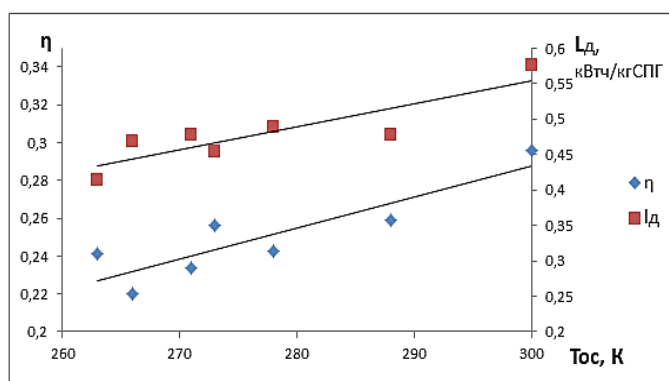


Рис. 12. Зависимость удельных затрат электроэнергии и степени термодинамического совершенства от температуры окружающей среды при одинаковых значениях КПД компрессорного оборудования

В шестом разделе приведен энтропийно – статистический анализ установки с двумя дроссельно – эжекторными ступенями и отдувкой низкокипящих компонентов, серийно выпускаемых ПАО «Криогенмаш» на экспорт. Установки данного типа используются для сжижения ПГ содержащего гелий и водород (см. таблицу 3), которые не растворятся в СПГ и имеют в характерной для установок сжижения области температур отрицательный дроссель – эффект.

Таблица 3. Характерный состав природного газа, используемый в качестве сырья для установок с двумя дроссель-эжекторами

O_2 +Ar	N_2	H_2	He	CH_4	C_2H_6	C_3H_8	iC ₄ H ₁₀	nC ₄ H ₁₀	iC ₅ H ₁₂	nC ₅ H ₁₂	C ₆ H ₁₄
%, об	%, об	%, об	%, об	%, об	%, об	%, об	%, об	%, об	%, об	%, об	%, об
0,004	0,572	0,014	0,015	92,19	4,53	1,43	0,251	0,435	0,142	0,144	0,283

Энтропийно-статистический анализ установки показал, что наличие в схеме дополнительных узлов снижает ее термодинамическую эффективность до значения 0,222 в исследованных условиях работы.

Пятая глава посвящена перспективам развития малотоннажных установок сжижения природного газа. Проведенный в гл. 3 анализ термодинамической эффективности показал, что одним из наиболее «энергонагруженным» узлом установок СПГ является ТДКА. С другой стороны, в настоящее время получают все более широкое применение так называемые «безмашинные» способы генерации холода. Поэтому первый раздел пятой главы посвящен разработке и исследованию роторного волнового криогенератора (РВКГ).

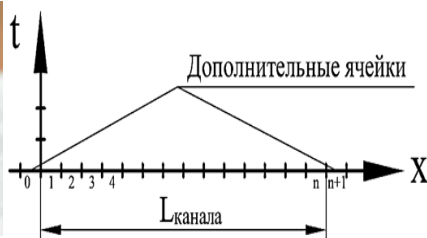
Первая часть первого раздела носит обзорно-аналитический характер. В ней сделан обзор работ отечественных и зарубежных авторов в области принципов «энергообмена» и устройств для его реализации. В этой части своих исследований автор опирался на работы А.М. Архарова, В.Л. Бондаренко, Д.М. Боброва, А.В. Козлова, Ю.А. Лаухина, В.Ш. Эрсмамбетова и др.

Во второй части первого раздела приведена нелинейная газодинамическая модель расчета процессов в РВКГ. Обзор информационных источников показал, что математическая модель, наиболее точно описывающая процессы в «энергообменниках», предложена В.Ш. Эрсмаббетовым. Однако, в силу использования уравнения состояния идеального газа, ее применение ограничено областью положительных температур.

Процесс энергообмена происходит в протяженном прямоугольном канале газодинамической части РВКГ (Рис. 13а).



а)



б)

Рис. 13. Газодинамическая часть РВКГ (а) и расчетная схема (б) энергообменного канала

При моделировании приняты следующие допущения: одномерное течение газа в канале, отсутствие теплообмена газа со стенками, отсутствие примесей в газе (чистый метан). Одномерное нестационарное течение среды в каналах ротора описывается системой дифференциальных уравнений, выражающих законы сохранения массы (22), импульса (23) и энергии (24). В систему из трех уравнений (22,23,24) входят четыре искомые функции ρ , u , P , ε . Поэтому она дополнена уравнением состояния (25). Решением системы является распределение искомых функций на плоскости x , t в области, протяжённость которой по оси x равна длине канала $L_{\text{канала}}$.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} = 0 \quad (22)$$

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(P + \rho u^2)}{\partial x} = 0, \quad (23)$$

$$\frac{\partial \rho \left(\varepsilon + u^2 / 2 \right)}{\partial t} + \frac{\partial \left(\rho u \left(\varepsilon + u^2 / 2 \right) + P u \right)}{\partial x} = 0 \quad (24)$$

$$\varepsilon = \frac{P + \chi P_0}{(\chi - 1)\rho} \quad (25)$$

где: ρ - плотность; u -скорость; P – давление; ε - внутренняя энергия среды;
 χ - показатель адиабаты; P_0 -корректирующий коэффициент

При решении системы уравнений в начальный момент времени энергообменный канал разбивается на определённое число расчётных ячеек (Рис. 13б), в каждой из которых задано начальное распределение параметров. На следующем временном шаге в канал поступает газ. Согласно методу академика С.К. Годунова нахождение параметров рабочего тела в расчетных ячейках происходит в два этапа. На первом - из решения задачи о «распаде

разрыва» по параметрам каждой пары смежных ячеек определяются параметры на границах между ними и далее - потоки массы, импульса и энергии. Используется система уравнений (22) - (25). Определяется конфигурация, возникающая на условной границе между расчётными ячейками: ударная волна и волна разрежения, две ударные волны, две волны разрежения. На втором этапе определяются искомые параметры на следующем временном шаге путем решения системы уравнений (26) – (28) дополненной уравнением состояния (25). При этом величина шага по времени определяется из соотношения Куранта (29).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{A} \frac{\partial (\rho u A)}{\partial x} + \delta_{\text{и}} + \delta_{\text{с}} = 0 \quad (26)$$

$$\frac{\partial (\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{1}{A} \frac{\partial (\rho u^2 A)}{\partial x} + \zeta \rho \frac{u^2}{2D} - \delta_{\text{и}} U_{\text{и}} - \delta_{\text{с}} U_{\text{с}} = 0 \quad (27)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial \rho \left(\varepsilon + u^2 / 2 \right)}{\partial t} + \frac{1}{A} \left(\frac{\partial \left(\rho u A \left(\varepsilon + u^2 / 2 \right) \right)}{\partial x} + \frac{\partial (P u A)}{\partial x} \right) + \\ & + \delta_{\text{и}} \left(\varepsilon_{\text{и}} + \frac{P_{\text{и}}}{\rho_{\text{и}}} + \frac{U_{\text{и}}^2}{2} \right) + \delta_{\text{с}} \left(\varepsilon_{\text{с}} + \frac{P_{\text{с}}}{\rho_{\text{с}}} + \frac{U_{\text{с}}^2}{2} \right) = 0 \end{aligned} \quad (28)$$

$$\Delta t = K_{\text{зап}} \frac{h_{\text{ячейки}}}{C_{\text{ячейки}} - U_{\text{ячейки}}}$$

(29)

где A - площадь поперечного сечения энергообменного канала; u , U - скорость, P - давление; ε - внутренняя энергия, D - гидравлический диаметр энергообменного канала; ζ - коэффициент гидравлических потерь; δ - «интенсивность» источников массы; Δt - временной интервал; $C_{\text{ячейки}}$ - скорость звука в ячейке; $h_{\text{ячейки}}$ - длина ячейки; $K_{\text{зап}}$ - коэффициент запаса устойчивости; индексы «и» и «с» - обозначают источник и сток.

В начальный момент времени ЭК заполнен неподвижным пассивным газом: $t=0$ и $i=0,1,2 \dots n+1$; $P_i^0 = P_{\text{пас}}$, $\rho_i^0 = \rho_{\text{пас}}$, $u_i^0 = 0$.

Граничные условия задаются в соответствии с возможным положением канала относительно окон, как при входе в канал, так и на выходе из него:

t^k и $i=0$, закрытый канал слева: $P_i^k = P_{i+1}^k$, $\rho_i^k = \rho_{i+1}^k$, $u_i^k = -u_{i+1}^k$;

t^k и $i=n+1$, закрытый канал справа: $P_i^k = P_{i-1}^k$, $\rho_i^k = \rho_{i-1}^k$, $u_i^k = -u_{i-1}^k$;

t^k и $i=0$, открытый канал слева: $P_i^k = P_{\text{акт}}$, $\rho_i^k = \rho_{\text{акт}}$, $u_i^k = u_{i+1}^k$;

t^k и $i=n+1$, открытый канал справа: $P_i^k = P_{\text{пас}}$, $\rho_i^k = \rho_{\text{пас}}$, $u_i^k = u_{i-1}^k$,

где t - время, k - номер итерации, i - номер расчетной ячейки, n - количество ячеек, $P_{\text{акт}}$, $\rho_{\text{акт}}$, $P_{\text{пас}}$, $\rho_{\text{пас}}$ - давление и плотность в сопле активного и пассивного газа.

При частичном открытии канала масса газа, входящего в канал, вбрасывается источниками, распределёнными на определённой длине канала,

равной протяжённости зоны смешения. Параметры источника или стока определяются решением задачи «распада разрыва». Условие на непроницаемой стенке используется как при полностью закрытом канале, а так и при его открытии и закрытии (с учетом площади перекрытия сечения).

При решении системы уравнений (22) – (28) использовался метод Левенберга-Марквардта. Учет свойств реального газа непосредственно в канале РВКГ происходит с помощью переменной P_0 , входящей в уравнение (25) исходя из равенства результатов решения уравнения (25) и уравнения состояния с вириальными коэффициентами. Такой подход позволил получить следующие зависимости для определения давления слева и справа от контактного разрыва:

- в случае образования двух ударных волн:

$$u_1 - u_2 - \frac{P - P_1}{\sqrt{\rho_1 \left[\frac{\chi + 1}{2} (P + P_{10}) + \frac{\chi - 1}{2} (P_1 + P_{10}) \right]}} - \frac{P - P_2}{\sqrt{\rho_2 \left[\frac{\chi + 1}{2} (P + P_{20}) + \frac{\chi - 1}{2} (P_2 + P_{20}) \right]}} = 0$$

- в случае двух волн разрежения:

$$u_1 - u_2 + \frac{2}{\chi - 1} C_1 \left[1 - \left(\frac{P + P_{10C}}{P_1 + P_{10C}} \right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{P_1 + P_{10S}}{P + P_{10S}} \right)^{\frac{1}{2\chi}} \right] + \frac{2}{\chi - 1} C_2 \left[1 - \left(\frac{P + P_{20C}}{P_2 + P_{20C}} \right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{P_2 + P_{20S}}{P + P_{20S}} \right)^{\frac{1}{2\chi}} \right] = 0$$

- в случае левой ударной волны и правой волны разрежения:

$$u_1 - u_2 - \frac{P - P_1}{\sqrt{\rho_1 \left[\frac{\chi + 1}{2} (P + P_{10}) + \frac{\chi - 1}{2} (P_1 + P_{10}) \right]}} + \frac{2}{\chi - 1} C_2 \left[1 - \left(\frac{P + P_{20C}}{P_2 + P_{20C}} \right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{P_2 + P_{20S}}{P + P_{20S}} \right)^{\frac{1}{2\chi}} \right] = 0$$

где P - искомое давление в области слева и справа от контактного разрыва;

$P_1, \rho_1, u_1, C_1, P_2, \rho_2, u_2, C_2$ - давление, плотность, скорость потока газа и скорость звука для левой и правой ячейки соответственно;

$P_{10}, P_{20}, P_{10}, P_{20}$ - корректирующие к-ты определенные по внутренней энергии газа;

$P_{10C}, P_{20C}, P_{10C}, P_{20C}$ - корректирующие к-ты определенные по скорости звука в газе;

$P_{10S}, P_{20S}, P_{10S}, P_{20S}$ - корректирующие коэффициенты, определенные с использованием величины энтропии газа; χ - показатель адиабаты.

Созданная математическая модель позволила получить зависимости расчетных значений давления, температуры и скорости от угла поворота ротора в крайних расчетных ячейках (см. Рис. 14), , которые определяют интегральные характеристики РВКГ.

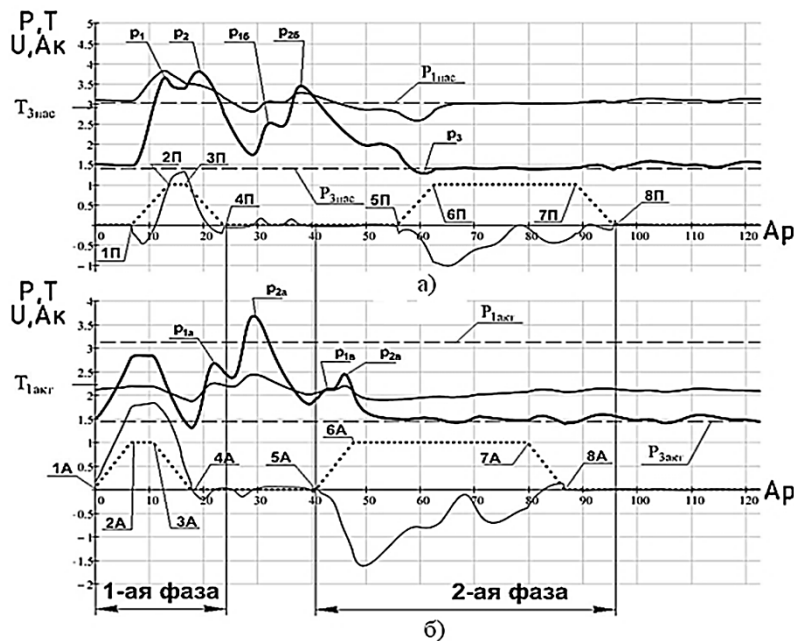


Рис. 14. Расчетные значения давления, температуры и скорости газа в крайних расчетных ячейках канала РВКГ со стороны пассивного (а) и активного (б) газораспределителя при $\pi_k = 1,6$:

- P - давление, МПа
- U - скорость, м/с /100
- T - температура, К/100
- Ак - % раскрытия канала, %/100

Представленная на Рис. 15 картина изменения расчётных параметров по длине канала в зависимости от угла поворота ротора наглядно показывает механизм волнового энергообмена в РВКГ.

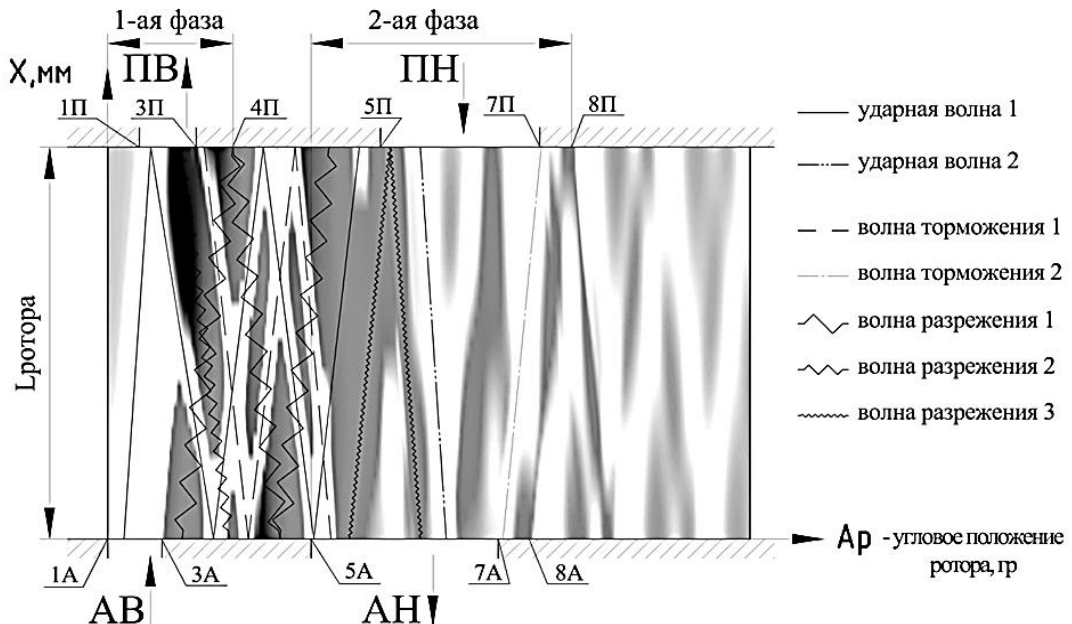


Рис. 15. Распространение волн в каналах РВКГ при $\pi_k = 2,16$: АВ и АН – активный поток высокого и низкого давления, ПВ и ПН – пассивный поток высокого и низкого давления

Рабочий цикл РВКГ можно описать следующим образом: в угловом положении 1А-4А канал ротора сообщается с соплом подачи активного газа высокого давления (АВ) с давлением $P_{1акт}$ и температурой $T_{1акт}$, происходит

подача активного газа высокого давления в канал ротора (Рис. 14 а). В начальный момент формируется фронт ударной волны 1двигающийся к торцу газораспределителя пассивного газа (Рис.15). Торможение ударной волны 1 на стенке пассивного потока вызывает рост давления до p_1 (Рис.14 б). В угловом положении 1П-4П происходит сброс пассивного газа через сопло (ПВ) с давлением $P_{\text{пас}}$. При отсечении канала от сопла ПВ (углы 3П-4П) возникает волна торможения 1 и рост давления до p_2 . Далее происходит отражение ударной волны 1 и волны торможения 1 от стенок газораспределителей ($p_1-p_{1a}-p_{16}-p_{1в}$ и $p_2-p_{2a}-p_{26}-p_{2в}$). При сбросе активного газа в сопло (АН) с давлением $P_{\text{закт}}$ формируется волна разрежения 3 (углы 5А-6А), которая двигаясь к торцу пассивного газораспределителя снижает давление до p_3 (углы 5П-6П), обеспечивая подачу пассивного газа низкого давления из сопла (ПН) с давлением $P_{\text{зпас}}$ и температурой $T_{\text{зпас}}$ в канал. Отражение возникающих волн ведет к существенным колебаниям скоростей газа на углах 5А-8А и 5П-8П.

Третья часть первого раздела посвящена экспериментальному исследованию РВКГ. Принципиальная конструкция РВКГ, разработанная для условий работы в области криогенных температур, показана на Рис. 16.

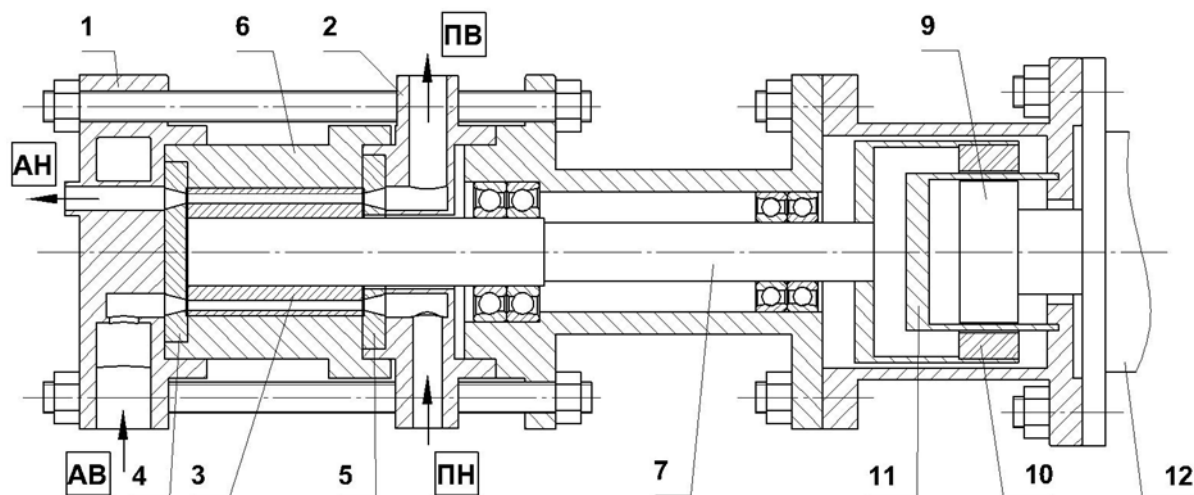


Рис. 16. Конструкция РВКГ:

АВ и АН – вход и выход активного потока ; ПН и ПВ – вход и выход пассивного потока; 1,2- газораспределитель активного и пассивного газа; 3- проточная газодинамическая часть ротора; 4,5-сопла активного и пассивного газа; 6-корпус ротора; 7- вал ротора; 9,10-ведущая и ведомая магнитные полумуфты; 11-керамическая втулка; 12- электродвигатель

Для верификации математической модели и апробации разработанной конструкции РВКГ был создан экспериментальный стенд, принципиальная схема и общий вид которого показаны на Рис. 17.

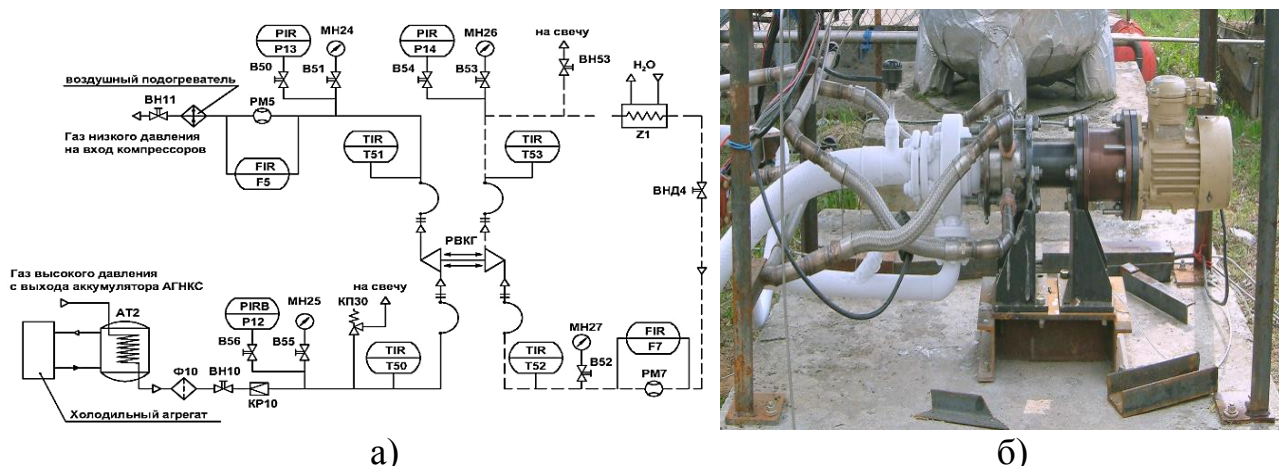


Рис.17. Принципиальная схема стенда (а) и общий вид РВКГ (б)

При проведении экспериментальных исследований проводились измерения следующих параметров (согласно схеме представленной на Рис. 17а): давления газа на входах и выходах РВКГ датчиками P12, P13, P14 типа «Сапфир» и манометрами МН24, МН25, МН26 и МН27; расходы активного и пассивного газов расходомерами диафрагменного типа РМ5 и РМ7 с вторичными датчиками F5 и F7 типа «Сапфир»; температуры газа на входах и выходах РВКГ T50, T51, T52 и T53.

На Рис. 18а показано влияние степени расширения активного потока на адиабатный КПД при изменении среднего осевого зазора δ . При увеличении степени расширения активного газа с 1,6 до 2,6 отмечается снижение величины адиабатного КПД $\eta_{ад}$ РВКГ на 10-12 %. При этом уменьшение среднего осевого зазора с 0,1 до 0,045 мм приводит к увеличению КПД от 3 до 7 % в исследованном диапазоне степеней расширения π_k .

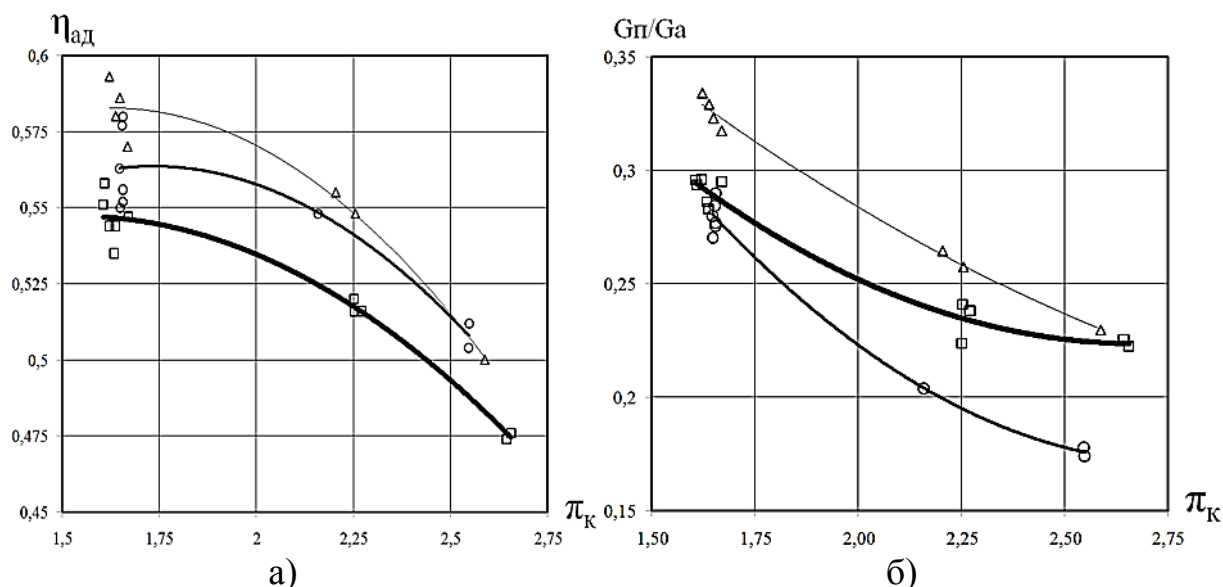


Рис.18. Влияние степени расширения активного потока π_k на адиабатный КПД $\eta_{ад}$ (а) и относительный расход $G_{п}/G_{а}$ (б) при изменении среднего осевого зазора δ (внешний диаметр ротора=60мм)

«□» – $\delta = 0,1$ мм; «○» – $\delta = 0,066$ мм; «△» – $\delta = 0,045$ мм

При этом степень сжатия пассивного потока π_t в проведенных экспериментальных исследованиях близка к степени расширения π_k . С целью

уменьшения влияния торможения потока активного газа, подаваемого в канал, торцевые поверхности стенок каналов ротора РВКГ (со стороны подачи активного газа) были доработаны путем снятия фасок (Рис. 19).

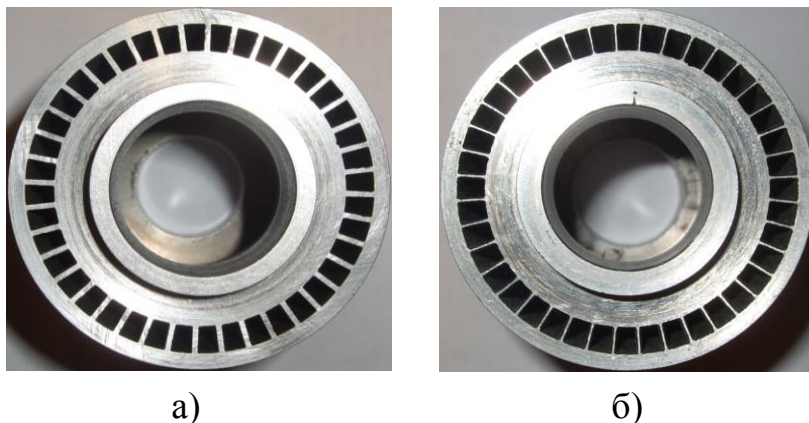


Рис. 19. Торцевая поверхность газодинамической части РВКГ: а) – до доработки, б) – после доработки

Как показано на Рис. 20 в результате доработки торцевой поверхности проточной газодинамической части ротора РВКГ расход активного газа увеличился на 6-9 %, а пассивного на 7-17 %.

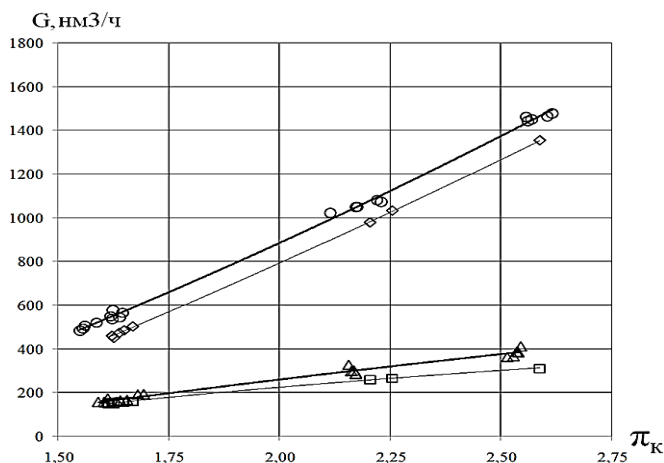


Рис. 20. Влияние степени расширения активного потока на расход пассивного и активного газа (при торцевом зазоре $\delta=0,045$ мм):
 $\diamond, \square$ - расход активного и пассивного газа до доработки;
 $\circ, \triangle$ - расход активного и пассивного газа после доработки

Зафиксированное значение температуры АН 158К при давлении 1,58 МПа (Рис. 21) позволяет утверждать, что РВКГ устойчиво работает и в двухфазной области.

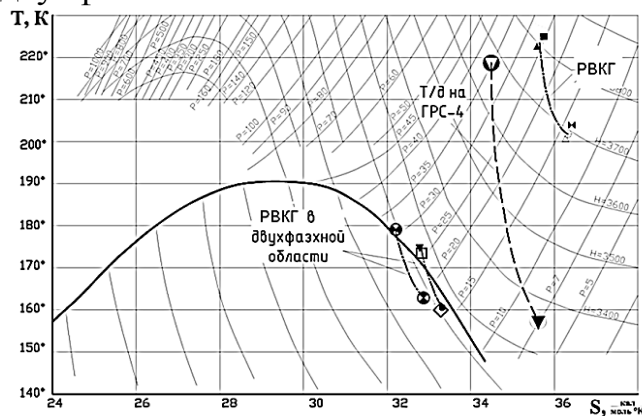


Рис. 21. Область работы РВКГ в сравнении с областью работы турбодетандера на ГРС-4 в г. Екатеринбурге

В четвертой части первого раздела показано сопоставление экспериментальных данных с результатами расчета по разработанной математической модели и данными расчета согласно формулам описывающим

процесс выхлопа (Рис. 22). Обе предложенные модели описывают процессы в РВКГ с точностью ~10 %.

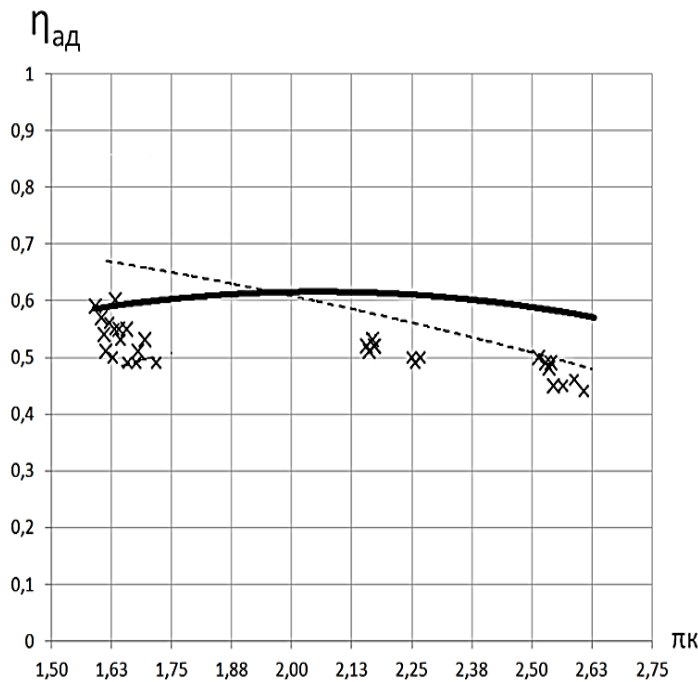


Рис. 22. Сопоставление расчетных и экспериментальных значений адиабатного КПД РВКГ в зависимости от степени расширения ($\delta=0,045$ мм):
 - - - - расчет по уравнению процесса выхлопа

$$T_k = \frac{T_n \left(1 + \frac{P_n}{P_k} (k-1)\right)}{k}, \text{ где}$$

n, k – начальные и конечные значения параметров процесса;

— — — расчет согласно математической модели;

× – экспериментальные данные

Во втором разделе приведен энтропийно – статистический анализ термодинамической эффективности установки среднего давления с РВКГ для условий ГРС. Особенности работы РВКГ заключаются в том, что также как и в ТДКА компрессия осуществляется за счет энергии расширяющегося газа, но в отличие от последнего степень повышения давления примерно равна степени сжатия, а величина компримируемого потока составляет 20-25 % от величины детандерного. Исходя из этого, предложена следующая схема установки сжижения (Рис. 23).

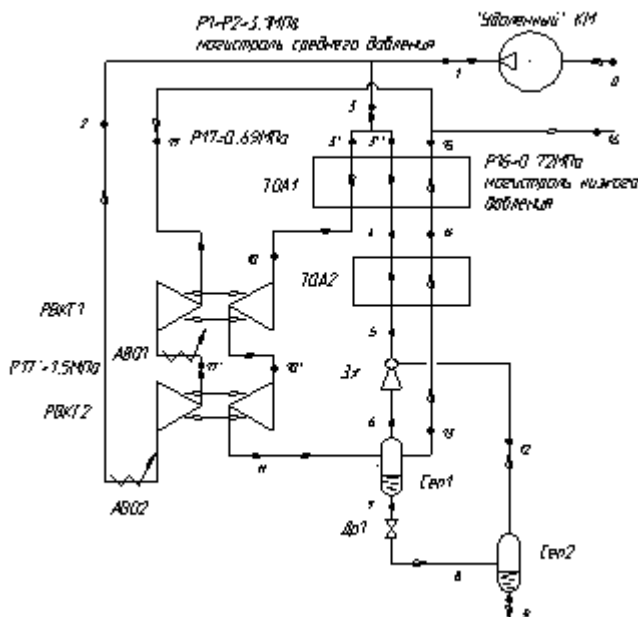


Рис. 23. Схема установки с двухступенчатым РВКГ:

КМ – «удаленный» компрессор магистрального газопровода; РВКГ1, РВКГ 2 – первая и вторая ступени РВКГ; ТОА1, ТОА2- основной и дроссельный теплообменники; АВО1, АВО2 – аппараты воздушного охлаждения; Сеп1 –сепаратор, Сеп2 – хранилище СПГ; Др 1 – дроссель, Эж – дроссель – эжектор

Результаты энтропийно-статистического анализа показали (таблица 4) , что установка сжижения природного газа, работающая по циклу среднего давления с РВКГ, имеет термодинамическую эффективность 0,17.

Таблица 4. Термодинамические параметры установок сжижения природного газа среднего давления для условий ГРС, основанных на применении турбодетандера традиционной конструкции и РВКГ

	Установка с ТДКА (Екатеринбург, ГРС-4)	Установка с РВКГ
Количество перерабатываемого газа, кг/ч	27660	27660
Производительность по СПГ при давлении отгрузки 3,5 бар, кг/ч	3000	2500
Минимальная работа сжижения, кДж/кг СПГ	615	720
Расчетная сумма действительных энергозатрат, кДж/кг СПГ	3663 (1,01 кВт·ч/кг СПГ)	4078 (1,13 кВт·ч/кг СПГ)
Коэффициент сжижения	0,108	0,0887
Степень термодинамического совершенства	0,17	0,17
Сходимость расчетных значений энергозатрат %	1,7	0,5

Несмотря на более низкий коэффициент сжижения, термодинамическая эффективность установки, использующей двухступенчатый РВКГ, близка по эффективности к традиционной технологии, использующей турбодетандер, вследствие более рационального использования энергии расширения.

На основе затрат на изготовление опытного образца РВКГ была проведена примерная оценка стоимости промышленного агрегата для установки сжижения природного газа производительностью 3 т/ч СПГ. Как и ожидалось, затраты на изготовление РВКГ оказались в 4-5 раза ниже цен на традиционные турбодетандер - компрессоры, широко используемые в криогенной технике. Общая ожидаемая экономия может составлять до 25 % от общей стоимости установки.

В третьем разделе показано направление совершенствования установок высокого давления путем использования каскадной холодильной машины для предварительного охлаждения. Принципиальная схема предлагаемой установки представлена на Рис. 24. По сравнению со схемой установки с предварительным охлаждением только на уровне 203К, исследованной в гл. 3, в данном случае цикл дополняется трехпоточным теплообменником № 2₁, который помимо потоков фреонов R22 и R23 включает в себя поток природного газа.

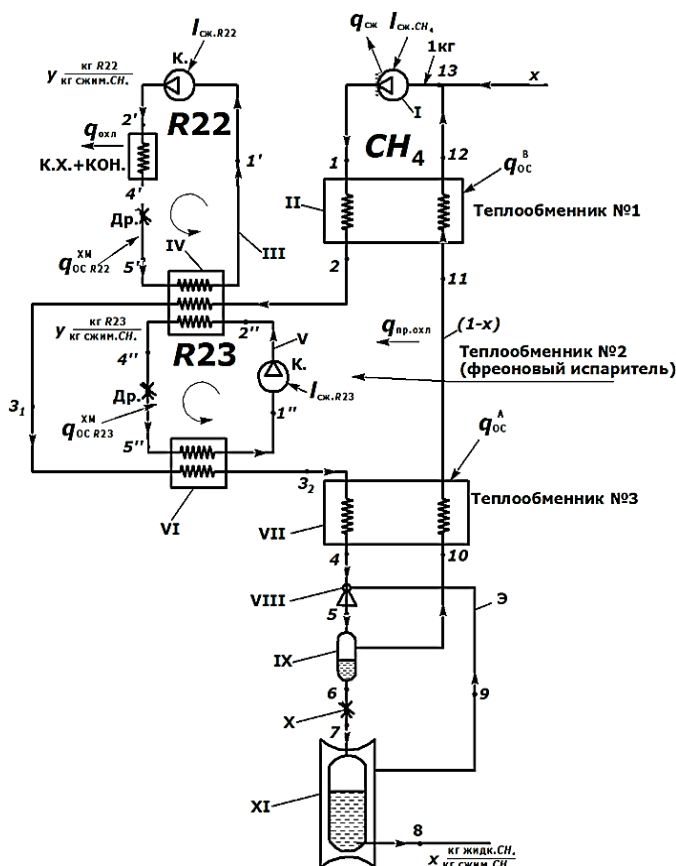


Рис. 24. Схема установки высокого давления с предварительным охлаждением каскадной ПКХМ и дроссель-эжектором: I – компрессор ПГ с системой отвода теплоты сжатия $q_{сж}$; II – теплообменник №1 (предварительный); III – ПКХМ, работающая на R22 (К – компрессор R22; К.Х – концевой холодильник; КОН – конденсатор; Др – дроссель); IV – теплообменник №2₁ (испаритель R22, конденсатор R23); V – ПКХМ, работающая на R23 (К – компрессор R22; Др – дроссель); VI – теплообменник №2₂ (испаритель R23); VII – теплообменник №3 (основной); VIII – эжектор; IX – сепаратор; X – дроссель; XI – хранилище СПГ

Введение в схему дополнительной ступени предварительного охлаждения приводит к уменьшению потерь энергии в испарителе хладона R23 практически в три раза; при этом на 38 % уменьшаются потери на сжатие в компрессоре R23 (Рис. 25).

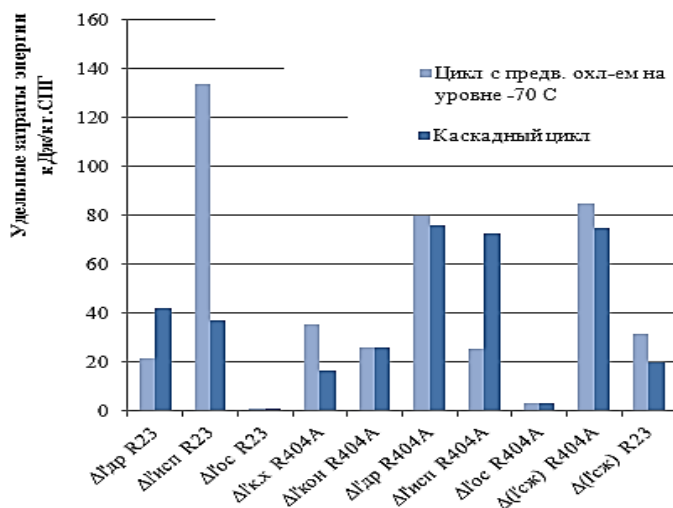


Рис. 25. Распределение затрат энергии по элементам фреонового контура установок с одним (203 К) и двумя (233К и 203К - каскадный цикл) температурными уровнями предварительного охлаждения.

Суммарные затраты энергии в контуре R23 уменьшаются почти на 40 %. Это, в свою очередь, приводит к сокращению примерно на 5 % суммарных затрат всей установки и, соответственно, к увеличению степени термодинамического совершенства до величины 0,341, что примерно на 5 % выше, чем в установке с предварительным охлаждением на температурном уровне 203 К.

В четвертом разделе приведен энтропийно – статистический анализ эффективности установки с внешним азотным рефрижераторным детандерным циклом.

Основные результаты анализа эффективности установки при различных значениях изотермического КПД компрессоров $\eta_{1,2}$ и адиабатного КПД детандера η_s приведены в таблице 5. Анализ полученных результатов показывает, что решающий вклад в повышение эффективности всей установки вносят увеличение КПД циркуляционного компрессора азотного контура и ТДКА.

Таблица 5. Эффективность установки при различных значениях изотермического КПД компрессоров $\eta_{1,2}$ и адиабатного КПД детандера η_s

Характеристики установки		η при $\eta_s=0,8$		η при $\eta_s=0,835$	
		0,6	0,65	0,6	0,65
Затраты работы в наиболее «энергонапряженных» узлах установки, кДж/кг СПГ	Азотный Компрессор	1238,8	1019,8	1018,1	822,3
	Турбодетандерно-Компрессорный агрегат	779,4	779,4	660,4	660,4
Производительность, кг/ч		5388	5388	6682	6682
Удельные затраты электроэнергии, кВт·ч/кг СПГ		1,113	1,046	0,97	0,899
Термодинамическая эффективность		0,267	0,284	0,306	0,33

В пятом разделе приведено сопоставление эффективности одного из наиболее широко используемых циклов сжижения ПГ на СХА – SMR, с одним из наиболее перспективных – циклом Limum.

На Рис. 26 показано, что с уменьшением температуры окружающей среды T_{oc} (и соответствующей величины минимальной работы ожижения L_{min}) происходит как и ожидаемое снижение удельных затрат энергии так и уменьшение величины термодинамической эффективности.

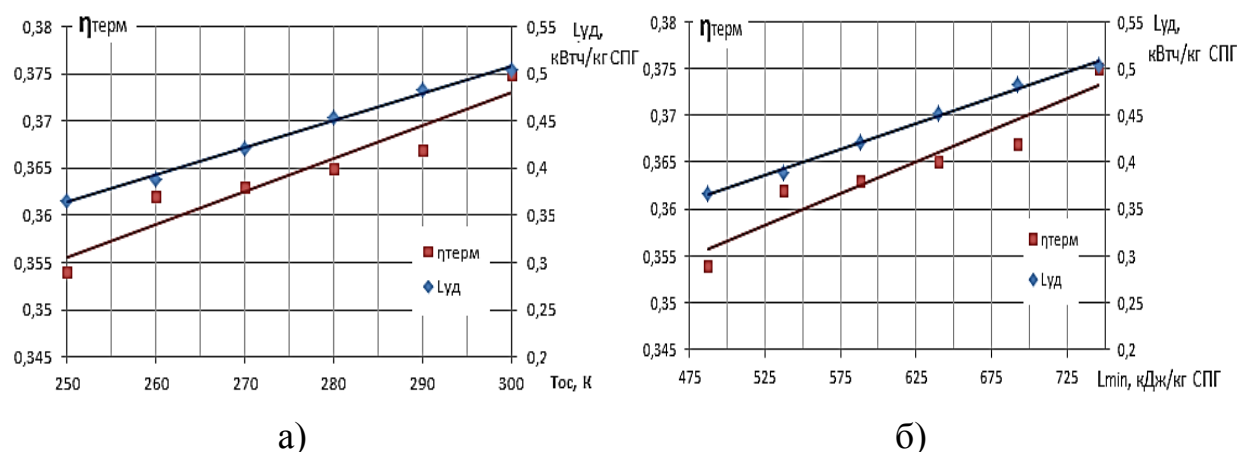


Рис. 26. Зависимость величины термодинамической эффективности и удельных затрат электроэнергии цикла SMR от температуры окружающей среды (а) и минимальной работы ожижения (б)

Результаты анализа цикла Limum аналогичны выводам, полученным при рассмотрении цикла SMR (Рис.27).

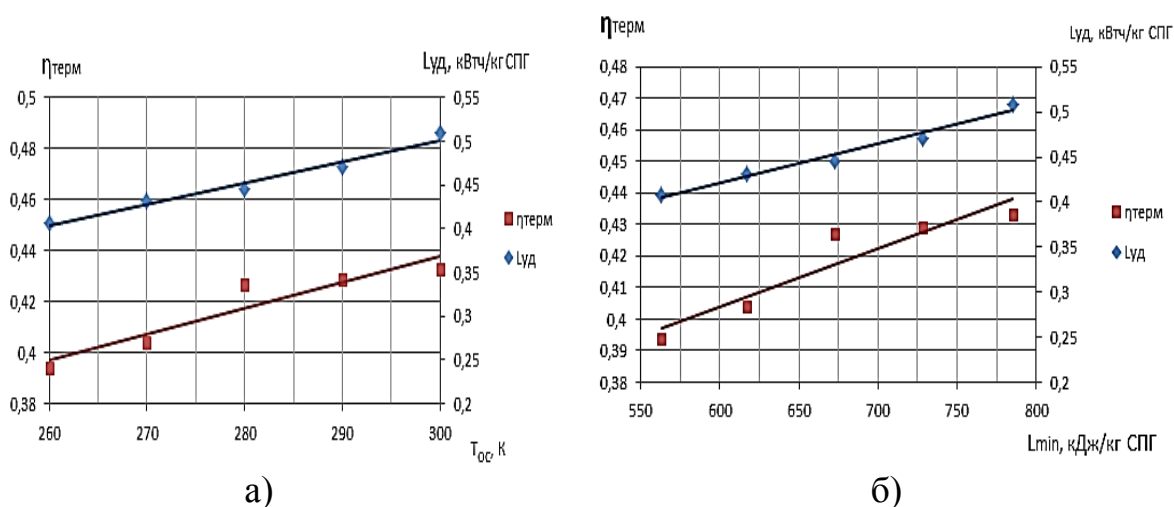


Рис. 27. Зависимость величины термодинамической эффективности и удельных затрат электроэнергии цикла Limum от температуры окружающей среды (а) и минимальной работы ожижения (б)

Отличительной схемной особенностью цикла Limum является наличие межступенчатого охладителя компрессора, где происходит частичная конденсация СХА, что позволяет организовать дополнительную ступень предварительного охлаждения. Данное обстоятельство дает возможность уменьшить величину относительного расхода СХА, что в свою очередь, приводит к снижению затрат энергии в компрессоре СХА и основных теплообменниках. Таким образом, величина термодинамической эффективности цикла Limum больше величины термодинамической эффективности цикла SMR на 10-12 % во всем исследованном диапазоне температур окружающей среды.

В шестом разделе приведены обобщённые результаты проделанной работы и показано сопоставление с данными зарубежных исследователей.

Экспериментальным и расчетным путем показано, что с уменьшением минимальной работы ожижения снижается величина термодинамической эффективности установок СПГ при принятых среднестатистических значениях изотермического и адиабатного КПД компрессора 0,6 и 0,8 и значении адиабатного КПД детандера 0,8.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ

1. Впервые проведен энтропийно-статистический анализ существующих малотоннажных установок СПГ. Установлено, что степень термодинамического совершенства не превышает 0,287 для установок, работающих по циклу Линде-Хэмпсона с предварительным охлаждением на температурном уровне 233 К и 0,175 для установок, работающих по циклу Клода. Для установок функционирующих по циклу Линде –Хэмпсона с предварительным охлаждением на температурном уровне 203 К степень термодинамического совершенства составляет 0,325.

2. Предложен новый способ ожижения природного газа и разработано устройство для его реализации – установка высокого давления с предварительным охлаждением и дроссель – эжектором (патенты РФ № 2180081 и № 2180082), степень термодинамического совершенства которой достигает 0,296. Создание этой установки позволило после 30 летнего перерыва возобновить производство СПГ в Московском регионе и развивать инфраструктуру его потребления.

3. Впервые получены данные промышленной эксплуатации о реальных величинах термодинамической эффективности и распределении энергетических потерь в установках, работающих по дроссель-эжекторному циклу Линде–Хэмпсона с предварительным охлаждением на различных температурных уровнях (233 К и 203 К) в диапазоне изменения температуры окружающей среды от 262 К до 300 К.

4. Предложены перспективные схемы малотоннажных установок СПГ: схема высокого давления с каскадной холодильной машиной, в которой достижима степень термодинамического совершенства 0,323 и схема среднего давления с роторным волновым криогенератором в которой достижима степень термодинамического совершенства 0,171 (патент РФ № 249534).

5. Экспериментальным и расчетным путем показано, что с уменьшением минимальной работы ожижения снижается величина термодинамической эффективности установок СПГ при принятых среднестатистических значениях изотермического и адиабатного КПД компрессора 0,6 и 0,8 и значении адиабатного КПД детандера 0,8.

6. Впервые в мире разработан роторный волновой криогенератор (РВКГ), реализующий принцип энергообмена посредством ударных волн в области криогенных температур. Предложена математическая модель основанная на методе «распад разрыва» академика С.К. Годунова, позволяющая рассчитывать основные процессы в РВКГ с учетом свойств реального газа. Показано, что основным холодопроизводящим процессом РВКГ является выхлоп.

7. Экспериментально исследованы термобарические и расходные характеристики РВКГ в области температур от 203 К до 153 К и в диапазоне степеней расширения от 1,5 до 2,5. Получено максимальное значение адиабатного КПД 60 % при степени расширения 1,63. Показана возможность дальнейшего совершенствования РВКГ путем снижения газодинамического сопротивления на входе газа высокого давления.

8. Создана и находится в опытной эксплуатации криогенная топливная система газотурбовоза ГТУ-1 с потреблением СПГ 300-2500 кг/ч (патенты РФ № 2497014, 2487028).

Основное содержание работы отражено в следующих публикациях:

1. Публикации в центральных изданиях, включённых в перечень периодических изданий ВАК РФ:

1. Результаты экспериментальных исследований криогенного волнового детандер-компрессора / В.Ю. Семенов [и др.] // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2009. № 4. С. 23-25 (0,3 п.л./0,2 п.л.).

2. К анализу существующих установок ожижения природного газа малой производительности / В.Ю. Семенов [и др.] // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2010. № 7. С. 24–35 (0,75п.л./0,3п.л.).

3. Развитие технологии сжиженного природного газа в московском регионе / В.Ю. Семенов [и др.] // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2010. Криогенная и холодильная техника: Спец. Выпуск. С. 214-229 (0,28п.л./0,15п.л.)

4. Результаты экспериментальных исследований криогенного волнового детандер-компрессора / В.Ю. Семенов [и др.] // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2010. Криогенная и холодильная техника: Спец. Выпуск. С. 122-127 (0,32п.л./0,15п.л.)

5. Энтропийно-статистический анализ установок малой производительности для ожижения природного газа с содержанием метана 92 % / В.Ю. Семенов [и др.] // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2012. № 4. С. 19–27 (0,38п.л./0,15п.л.)

6. Архаров А.М., Семенов В.Ю., Малахов С.Б. Анализ принципов организации энергообмена в волновых криогенераторах // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2012. № 8. С. 77-83 (0,36п.л./0,15п.л.)

7. Анализ рабочих процессов в роторном волновом криогенераторе / В.Ю. Семенов [и др.] // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2012. № 7. С. 15-20 (0,45п.л./0,25п.л.)

8. Архаров А.М., Семенов В.Ю., Малахов С.Б. Анализ термодинамической эффективности малотоннажной установки сжижения природного газа с роторным волновым криогенератором // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2014. № 6. С. 97-106 (0,5п.л./0,3п.л.)

9. Архаров А.М., Семенов В.Ю., Красноносова С.Д. Методика энтропийно-статистического анализа малотоннажных установок сжижения природного газа // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2015. № 10. С. 12–17 (0,5п.л./0,35п.л.)

10. Архаров А.М., Семенов В.Ю. Анализ термодинамической эффективности малотоннажных установок ожижения природного газа, работающих по циклу среднего давления// Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2015. №10. С. 7-11 (0,36п.л./0,25п.л.)

11. Архаров А.М., Семенов В.Ю., Красноносова С.Д. Энтропийно-статистический анализ установки ожижения природного газа с внешним азотным циклом охлаждения // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2015. № 11. С. 3–10 (0,38п.л./0,25п.л.)

12. Энтропийно-статистический анализ и экспериментальное исследование установки сжижения природного газа с предварительным охлаждением на уровне -70°C / В.Ю. Семенов [и др.] // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2016. № 7. С. 19-24 (0,37п.л./0,15п.л.)

2. Публикации в других изданиях:

1. Архаров А.М., Семенов В.Ю., Малахов С.Б. Анализ принципов организации энергообмена в волновых криогенераторах//Инженерный журнал: наука и инновации. 2012. № 5 (5). С. 6

2. Архаров А.М., Семенов В.Ю., Малахов С.Б. Ожижение магистрального природного газа в малотоннажных криосистемах с роторным волновым криогенератором // Вести газовой науки. 2015. №1 (21). С. 108-113

3. Семенов В.Ю. Развитие технологии СПГ в Московском регионе// Материалы 7 Международной конференции GASSUF-2009. М.:2010. С. 48-54.

4. Entropic and statistical analysis of low capacity plants for liquid natural gas (LNG) production./ V.Y.Semenov [et al.] // The 11th Cryogenics' 2010 IIR International Conference. Bratislava (Slovakia), 2010. P. 92-101.

5. Результаты исследований малотоннажных установок ожижения природного газа энтропийно-статистическим методом / В.Ю. Семенов [и др.] // Холодильная и криогенная, промышленные газы, системы кондиционирования и жизнеобеспечения: Тез. докл. Междунар. научно-практической конф. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2010. С. 23.

6. Архаров А.М., Семенов В.Ю., Малахов С.Б. Роторный волновой криогенератор для малотоннажных установок сжижения метана// Сжиженный природный газ (СПГ): Тез. докл. Междунар. конф. М.:ЦВК «Экспоцентр». 2012. С. 86-87.

7. Архаров А.М., Семенов В.Ю. Анализ эффективности современных установок сжижения природного газа // Промышленные газы: Тез. докл. 3-ей Междунар. конф. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2013. С. 20.

8. Архаров А.М., Семенов В.Ю. Исследование и разработка малотоннажных установок СПГ// Криогенные технологии и оборудование. Перспективы развития: Тез. 10-й Междунар. научно-практической конф. М.: ЦВК «Экспоцентр». 2013. С. 77.

9. Архаров А.М., Семенов В.Ю., Малахов С.Б. Энтропийно-статистический анализ малотоннажных установок сжижения природного газа среднего давления // Сжиженный природный газ: Тез. докл. Междунар. конф. М.: ЦВК «Экспоцентр». 2014. С. 25.

10. Архаров А.М., Семенов В.Ю. Исследование и разработка эффективных малотоннажных установок СПГ среднего давления// Сжиженный природный газ (СПГ): Тезисы докладов Международной конференции. М.: ЦВК «Экспоцентр». 2015. С. 46-47.

11. Способ сжижения метана преимущественно для газонаполнительной станции транспортных средств: Пат. 2180081 РФ/ Семенов В.Ю., Орлов А.В. заявл. 07.06.01; опубл. 27.02.02, Бюл. № 6. 6 с.

12. Установка сжижения метана преимущественно для газонаполнительной станции транспортных средств: Пат. 2180082 РФ / Семенов В.Ю., Орлов А.В. заявл. 07.06.01; опубл. 27.02.02, Бюл. № 6.6 с.

13. Установка сжижения природного газа Пат. 2495341 РФ/ Семенов В.Ю. [и др.]; заявл. 02.12.2011 ;опубл. 10.10.2013, Бюл. № 28. 6 с.

14. Смеситель-испаритель для топливных систем газотурбодвигателей Пат. 2487028 РФ /Семенов В.Ю. [и др.]; заявл. 08.02.2012; опубл. 10.07.2013, Бюл. № 19. 7 с.

15. Способ регулирования температуры газа в системе топливоподачи газотурбодвигателей Пат. 2497014 РФ/ Семенов В.Ю. [и др.]; заявл. 15.03.2012; опубл. 27.10.2013, Бюл. № 30. 6 с.