

НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ

ЧАСТЬ 1

Самара, 2025

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА»
(САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)

НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ

МОНОГРАФИЯ

В двух частях

Часть 1

Одобрено редакционно-издательским советом федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева»

САМАРА
Издательство Самарского университета
2025

УДК 621.59
ББК Л112.333
Н613

Авторы: ***И. А. Архаров, А. И. Довгялло, Д. А. Угланов***

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. И.В. Баранов;
д-р техн. наук, проф. И.В. Кудинов

Результаты работы получены при финансовой поддержке
Минобрнауки России (проект № FSSS-2024-0017)
Рекомендовано к печати ученым советом Института двигателей
и энергетических установок Самарского университета
(протокол № 3 от 30.09.2025 г.)

Н613 **Низкотемпературные энергетические системы:** монография.
В 2 частях. Часть 1 / *И. А. Архаров, А. И. Довгялло, Д. А. Угланов.* –
Самара: Издательство Самарского университета, 2025. – 204 с.: ил.

ISBN 978-5-7883-2205-6 (ч. 1)
ISBN 978-5-7883-2206-3

Посвящена актуальной проблеме повышения энергоэффективности и экологической безопасности объектов инфраструктуры сжиженного природного газа (СПГ) и других криопродуктов за счет утилизации низкопотенциальной энергии, образующейся в процессе регазификации.

Представлен комплексный анализ современных методов и технологий рекуперации низкопотенциальной энергии криопродуктов, выделяемой при их переходе из жидкого в газообразное состояние. Рассматриваются принципы работы, термодинамические основы, схемы интеграции и сравнительные характеристики различных низкотемпературных энергетических систем. Содержит результаты моделирования, примеры практической реализации проектов, а также оценку перспектив развития технологий использования низкопотенциальной энергии криопродуктов.

Представляет интерес для инженеров-энергетиков, проектировщиков, исследователей в области криогенной техники, термодинамики и возобновляемых истчоников энергии, специалистами нефтегазового комплекса, студентам и аспирантам соответствующих специальностей.

УДК 621.59
ББК Л112.333

ISBN 978-5-7883-2205-6 (ч. 1)
ISBN 978-5-7883-2206-3

© Самарский университет, 2025

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие..... 5

Введение..... 8

Глава 1. Современные низкотемпературные энергетические установки, использующие низкопотенциальную теплоту криопродукта..... 13

1.1. Цикл Ренкина 13

1.2. Органический цикл Ренкина 16

1.3. Цикл Брайтона..... 19

1.4. Цикл Калины 22

1.5. Комбинированный цикл с газовой турбиной 23

1.6. Ожижение и разделение воздуха на компоненты 28

1.7. Криогенное улавливание и хранение диоксида углерода 32

Глава 2 Теоретические основы использования низкопотенциальной теплоты криопродукта 35

2.1. Высокотемпературный и низкотемпературный циклы 37

2.2. К использованию низкопотенциальной теплоты (низкотемпературной энергии) криогенных продуктов 43

2.2.1. Использование низкопотенциальной теплоты криопродукта в парадигме Карно при регазификации 44

2.2.2. Характеристики веществ как рабочих тел в оценке низкопотенциальной теплоты и располагаемой работы при различных агрегатных состояниях..... 53

Глава 3. Уточненные методики оценки эффективности низкотемпературных энергетических установок..... 69

3.1. Карнотизированный цикл и КПД Новикова..... 69

3.2. Методика определения эффективности низкотемпературных энергетических установок при условии получения максимальной мощности и использовании криопродукта как рабочего тела и низшего источника теплоты 74

3.3. Уточненная методика определения эффективности НЭУ 85

4. Показатели эффективности низкотемпературных энергетических установок 104
4.1. Показатели эффективности НЭУ 104
4.2. Методика применения индикативной библиотеки полей характеристик при проектировании низкотемпературных энергетических установок с утилизацией низкопотенциальной теплоты 110
4.3. Расчетная методика к определению характеристик НЭУ 124
4.4. Разработка метода выбора оптимальной ЭУ, использующей низкопотенциальную теплоту криопродукта, на основе комплексной оценки параметров их эффективности 131

Глава 5. Использование низкопотенциальной теплоты криопродукта на примере СПГ 136
5.1. Рабочий процесс и характеристики энергетического комплекса на основе многокаскадной системы расширительных турбин 140
5.2. Влияние параметров теплообменника–нагревателя и турбин 155
5.3. Комбинированые циклы с термокомпримированием и отводом теплоты цикла к криопродукту 161
5.4. Состав, принцип действия и эффективность различных НЭУ 164

Список использованных источников 188

ПРЕДИСЛОВИЕ

Научно-технический прогресс второй половины двадцатого и начала двадцать первого столетия все в большей степени осваивает направления внедрения новых физических принципов, цифровых технологий, освоения космоса, перспективных способов получения, преобразования и использования энергии.

Как показал опыт внедрения новых технологий существенное место в их развитии занимает криогенная техника. Все расширяющиеся области ее применения обусловлены не только топливной энергетикой (сжиженный природный газ – СПГ), но потребностями ядерных технологий, аэрокосмической техники, научных исследований, компьютерной техники и цифровых технологий, медицины. Для получения температур ниже 90 К, т.е. не встречающихся в природе, используются специальные машины и устройства, причем чем ниже температура, тем выше энергетические затраты. Криогенные системы отличает высокий или очень высокий уровень энергозатрат, поэтому любые способы, методы и технологии, позволяющие повысить их энергетическую эффективность всегда актуальны.

Предлагаемая читателю монография «Низкотемпературные энергетические системы» содержит теоретический и справочно-аналитический материал, посвященный проблеме утилизации низкпотенциальной теплоты криопродукта с целью получения дополнительной энергии и повышения энергоэффективности криогенных жидкостных систем.

В теоретическом плане книга содержит как общую методологию, так и частные методики, включая анализ процессов и циклов, применительно к устройствам использовующих низкотемпературный потенциал криопродуктов с целью получения полезной работы.

В методическом плане монография содержит методику определения эффективности низкотемпературных энергетических установок. Особенностью предложенной методики является обязательное условие получения максимальной мощности, а также возможности использовании криопродукта одновременно как рабочего тела и как низшего источника теплоты. Получена обобщенная формула термического КПД $\eta_{tN} = 1 - \left(T_к / T_г\right)^m$ для низкотемпературных циклов, где на базе предлагаемой методики показатель «*m*» может быть определен для любой криогенной жидкости.

Применение предлагаемой методики позволяет на 20–40% повысить точность определения КПД и количества вырабатываемой дополнительной энергии низкотемпературной энергоустановкой.

Приведены данные низкотемпературного энергетического потенциала криопродукта, в частности численные значения и формулы для его расчета.

Предложены и обоснованы показатели эффективности низкотемпературных энергетических установок, позволяющие оценить как частные, так и комплексные параметры рабочего цикла и системы в целом.

В плане справочно-аналитического содержания монография предлагает индикативную библиотеку полей характеристик низкотемпературных энергетических установок. Выполнен анализ около двухсот схем низкотемпературных энергетических установок, составлена их библиотека.

Индикативная база данных включает схемы энергоустановок, рабочие процессы и рабочие тела термодинамических циклов, показатели эффективности, мощности, удельной энергопроизводительности на 1 кг криопродукта. Приведены параметрические характеристики и энерго-экономические показатели низкотемпературных энергетических установок.

Представлены основные сведения по системам хранения и транспортировки криопродуктов. Отдельный раздел посвящен

автономным системам на запасе криопродукта – баллону с криогенной заправкой (собственная разработка авторов) как основному устройству, обеспечивающему термокомпримирование для различных низкотемпературных энергетических систем.

Приведенные в монографии графические зависимости и табличные данные специально представлены не в виде обобщенных безразмерных функций, но в физических размерностях, что позволяет легко оценить фактические значения параметров, их взаимовлияние и использовать их как справочный материал.

Монография состоит из двух томов. Авторы первого тома: И.А. Архаров, А.И. Довгялло, Д.А. Угланов; авторы второго тома: И.А. Архаров, Д.А. Угланов, Е.В. Благин, Д.В. Сармин, А.А.Шиманов, А.Б. Шиманова, О.В. Тремкина.

Авторы выражают искреннюю признательность и благодарность сотрудникам образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» ИТМО (г. Санкт-Петербург), сотрудникам кафедры «Холодильная, криогенная техника, системы кондиционирования и жизнеобеспечения» МГТУ им. Баумана за предоставленные возможности публичного освещения наших разработок и полезную критику, а также сотрудникам кафедры теплотехники и тепловых двигателей Самарского университета имени академика С.П. Королева за сотрудничество при разработке темы.

ВВЕДЕНИЕ

В энергетических комплексах и установках различного назначения, на транспорте, а также в системах аэрокосмической техники в настоящее время широко используются криогенные жидкости. Криогенные топлива и вещества используются в следующих областях:

– энергетика;
– ракетная техника;
– авиационная техника;
– автомобильная техника;
– технологические процессы в производстве;
– ядерная энергетика;
– научные исследования;
– биотехнологии;
– криомедицина.

Основным преимуществом использования веществ в криогенном состоянии является удобство их хранения, транспортировки и потребления (в том числе и как моторного топлива для транспортных средств). Особенно перспективным в аэрокосмической отрасли является создание ракетоносителей среднего и тяжелого класса с использованием сжиженного природного газа и водорода в качестве горючего. Важными моментами в технологии использования криогенных веществ является их хранение и транспортировка с учетом их фазового состояния. Криогенные вещества могут находиться в жидком, газообразном и твердом состоянии.

Развитие промышленности и транспорта, связанное с научно-техническим прогрессом, привело к росту энергопотребления и, как следствие, росту потребления углеводородных топлив.

Распространенным является криогенное топливо – сжиженный природный газ (СПГ).

Ярким примером использования СПГ и водорода в авиации является опыт 70-х годов [142]. Исследованию применимости криогенных топлив для авиации был посвящен ряд теоретических и практических разработок, инициатором которых был академик РАН Кузнецов Н.Д., под руководством которого коллектив ОАО СНТК им. Н.Д. Кузнецова с начала 70-х годов занялся разработкой и созданием двигателей НК-88 и НК-89 с тягой до 11 тс.

В конце 70-х годов к этим работам подключился АНТК им. А.Н. Туполева. Совместные исследования подтвердили, что наиболее перспективным энергоносителем является жидкий водород. В связи с перспективностью применения как жидкого водорода, так и сжиженного природного газа экспериментальный самолет Ту-155 с экспериментальным двигателем НК-88 был создан таким образом, что на нем можно было исследовать возможность применения обоих видов криогенного топлива в авиации.

Исследования Международного энергетического агентства показывают, что, например, в 2020 году объем мировой торговли сжиженным природным газом достиг 40% от общего объема добычи природного газа, а ежегодный темп роста составил 2–3%. Потребление СПГ, к примеру, в Китае будет увеличено на 10%, более того, импорт всего СПГ вырастет более чем в 3 раза [120].

СПГ – это не только высококачественное химическое сырье и топливо, но и низкопотенциальная энергия. При атмосферном давлении чистый метан сжижается при температуре около 111 К. В процессе ожижения потребляется порядка 2930 кДж/кг энергии, из которых около 2093 кДж/кг сбрасывается в виде теплоты в криогенераторах, остальные 837 кДж/кг, называемые низкопотенциальной энергией криопродукта, содержит СПГ [11].

Физический общий объем $9{,}0 \cdot 10^8$ м^3 СПГ с учетом плотности эквивалентен объему импорта СПГ за последние пять лет и содержит

примерно $33{,}9 \cdot 10^{15}$ кДж низкопотенциальной энергии криопродукта. Если данный вид энергии утилизировать, то это принесет значительный экономический эффект в виде дополнительной электрической энергии.

Поэтому на современном этапе потребления СПГ появилась актуальная задача: разработка нового поколения тепловых машин, использующих низкопотенциальную энергию криопродукта (в том числе и СПГ). Очевидно, что создание таких низкотемпературных установок прямого цикла позволит повысить эффективность использования криопродукта и одновременно частично решить проблемы энергосбережения.

В промышленно развитых странах, а именно в США, Великобритании, Японии, Германии, Китае, Южной Корее и России ведутся интенсивные научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы по производству энергетических установок для утилизации низкопотенциальной энергии криогенных веществ. В настоящее время в мире введено в эксплуатацию большое количество энергетических установок по утилизации низкопотенциальной теплоты СПГ. Наиболее развитая инфраструктура в данной области создана в Японии [12]. Производством и исследованием этих энергетических систем в настоящее время занимаются такие зарубежные фирмы, как «Toho Gas», «Osaka Gas», «Kyushu», «Chubu Power», «Touhoku Power», «Tokyo Gas», «Tokyo Power» и отечественные ПАО «Газпром», ОАО «Криогенмаш», ОАО «Гелиймаш». Интенсивные исследования в данной области начались в Австралии, Израиле, Канаде, Индии и ряде других стран.

Большой вклад в направление использования низкопотенциальной теплоты был внесен выдающимися советскими и российскими учеными: Архаровым А.М., Архаровым И.А., Афанасьевым В.А., Бродянским В.М., Грезиным А.К., Григоренко Н.М., Гороховским Г.А., Жердевым А.А., Журавлевым А.М., Загорученко В.А.,

Карагусовым В.И., Кунисом И.Д., Малковым М.П., Меркуловым А.П., Микулиным Е.И., Могорычным В.И., Новотельновым В.Н., Прусманом Ю.О., Сычевым В.В. Сусловым А.Д., Филиным Н.В. и др.

Опыт регазификации СПГ показывает, что его низкотемпературную энергию (низкопотенциальную теплоту) можно использовать для выработки электроэнергии, ожижения воздуха, охлаждения продуктов питания, опреснения морской воды и т.д. [12–16].

Наиболее сложными аспектами создания высокоэффективных тепловых машин, использующих низкопотенциальную теплоту криопродукта, продолжают оставаться вопросы расчета и проектирования, комплексного анализа специфики конструктивного исполнения, подбора материалов, состава рабочего тела цикла и оценка влияния целого комплекса внешних факторов и особенностей технологии производства на надежность, ресурс и стоимость. Мировой опыт создания современных высокоэффективных низкотемпературных преобразователей показывает, что без комплексного математического анализа, моделирования рабочих процессов и параметрической оптимизации создание таких энергокомплексов весьма затруднительно. При этом совокупность требований к высокоэффективным тепловым машинам, использующих низкопотенциальную теплоту криопродукта, постоянно растет.

В научно-исследовательских учреждениях и ведущих вузах РФ ведутся исследования, направленные на разработку методов повышения энергоэффективности криогенных систем и установок за счет использования низкпотенциальной теплоты криопродукта.

Данная монография содержит в себе результаты исследований, выполненных в Самарском университете, обобщает полученные результаты, предлагает научные и инженерные рекомендации по созданию энергетических систем, использующих низкотемпературную энергию криогенного рабочего тела.

Как отмечалось выше, актуальность тематики монографии обусловлена объективной потребностью реализации идеи использования низкопотенциальной теплоты криогенных продуктов. Так как данное направление в энергетике и других отраслях техники является относительно новым, то очевидной становится необходимость получения объективной, систематизированной и точной информации, касающейся всех аспектов этой технологии.

Вполне естественно, что такая информация должна содержать саму концепцию низкотемпературной энергетики и ее теоретический базис, а также методики и рекомендации, включая экспериментальные данные, алгоритмы и программные продукты.

Глава 1.
СОВРЕМЕННЫЕ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ, ИСПОЛЬЗУЮЩИЕ НИЗКОПОТЕНЦИАЛЬНУЮ ТЕПЛОТУ КРИОПРОДУКТА

Существующие в настоящее время низкотемпературные энергетические установки (НЭУ) осуществляют производство электроэнергии, разделение воздуха, опреснение морской воды, криогенное улавливание диоксида углерода и регенерацию криопродукта [26].

Получение электроэнергии является одним из наиболее предпочтительных методов использования низкпотенциальной теплоты СПГ [27, 28].

Основными термодинамическими циклами НЭУ для получения энергии являются: открытый цикл Ренкина, органический цикл Ренкина и цикл Брайтона.

1.1. Цикл Ренкина

Среди вышеперечисленных циклов открытый цикл Ренкина (рисунок 1.1) является особенным, поскольку в нем используется только энергия давления регазифицированного СПГ [76]. В данном цикле давление СПГ повышается нагнетателем, затем СПГ регазифицируется в теплообменнике-испарителе, после чего происходит расширение газа в турбине с выработкой электроэнергии [20]. Однако часть низкопотенциальной энергии СПГ теряется в ходе реализации цикла, поэтому открытый цикл Ренкина более эффективен при совмещении его с другими термодинамическими циклами (рисунок 1.2), (таблица 1.1.) для повышения полного КПД энергетического комплекса. Цикл Калины также рассматривается как термодинамический цикл для утилизации низкотемпературной энергии СПГ.

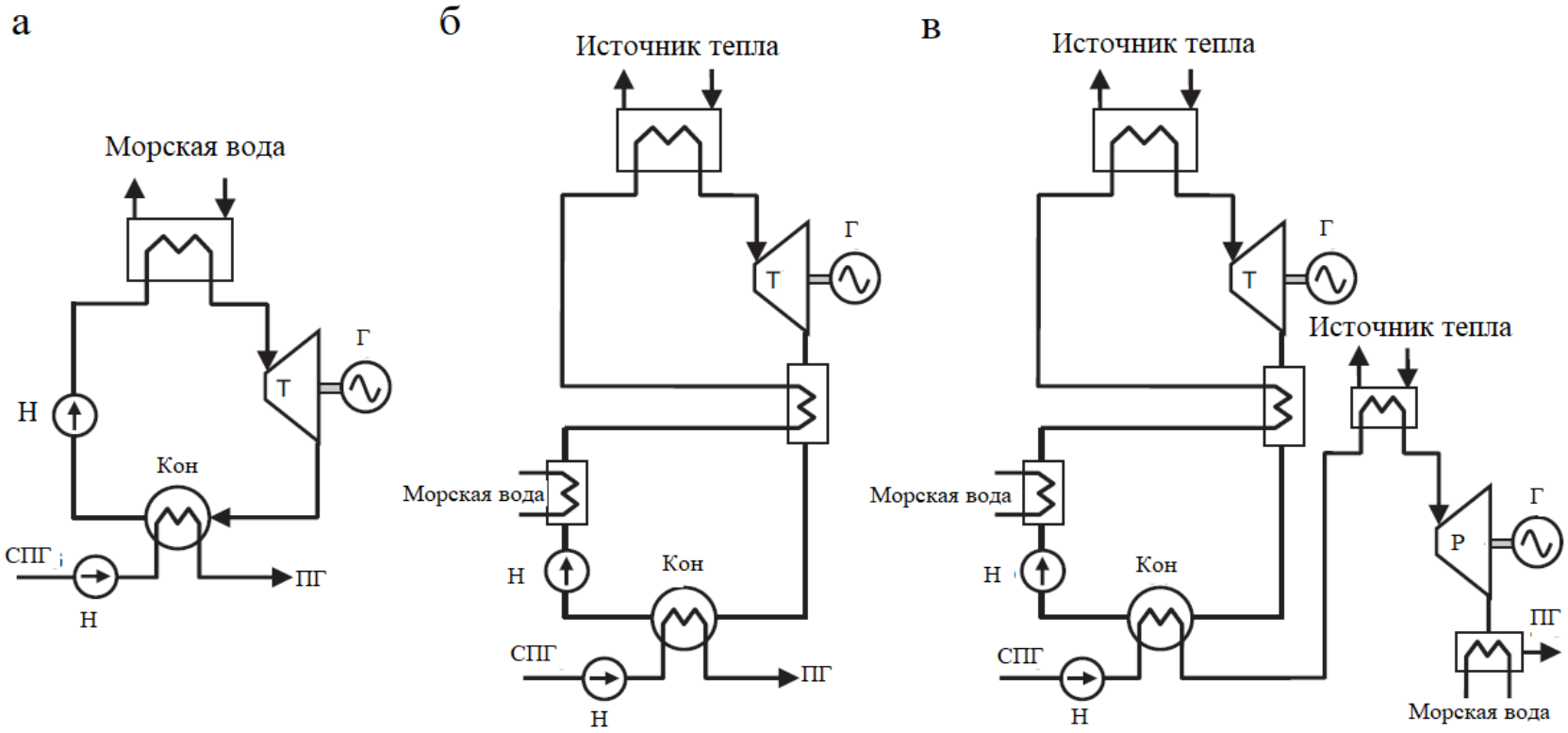


Рисунок 1.1 – Схемы энергетических установок, работающие по циклу Ренкина:
а – ЦР; б – ЦР с регенерацией; в – ЦР с регенерацией и прямым расширением.
Кон – конденсатор; Т – турбина; Г – генератор; Н – насос

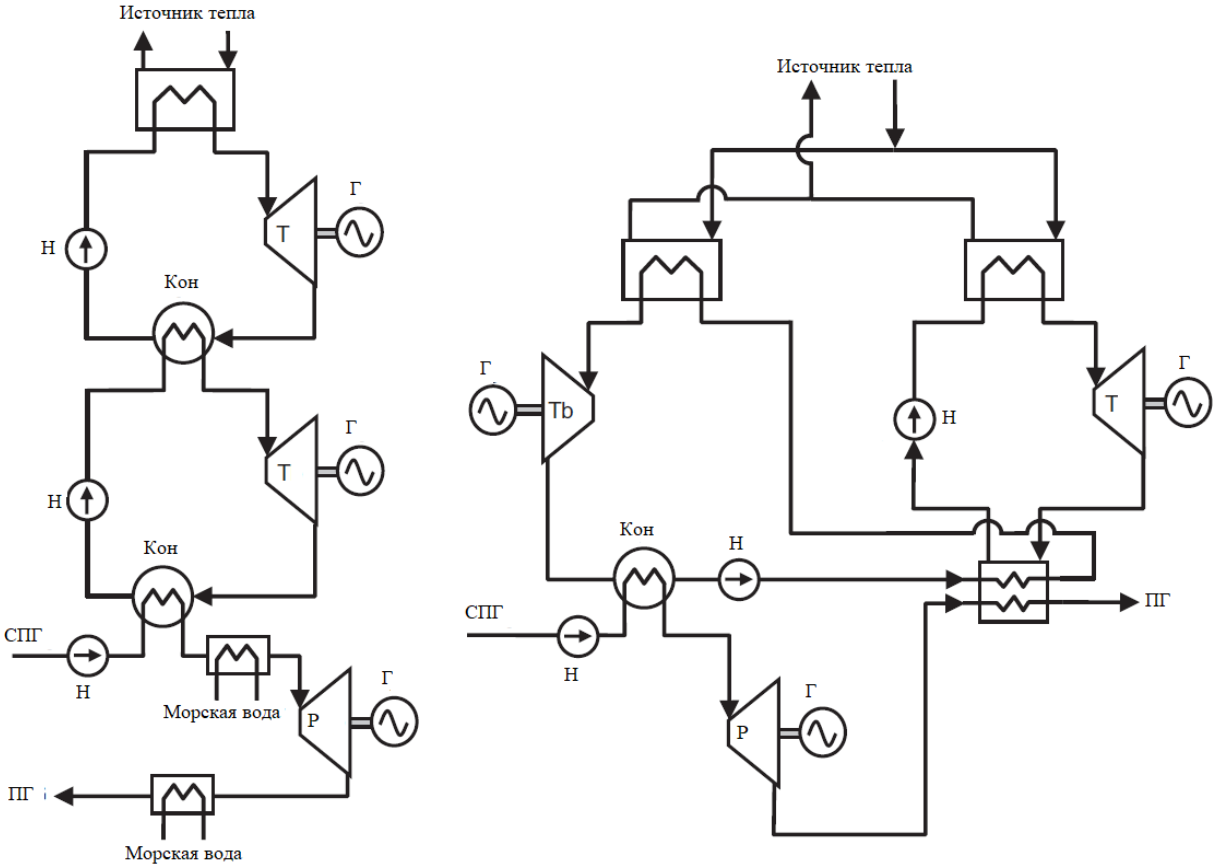


Рисунок 1.2 – Энергетические установки, работающие по циклу Ренкина: а – двухкаскадный цикл с прямым расширением; б – ЦР с одинаковыми температурами подвода теплоты и различной температурой конденсации; Кон – конденсатор; Р – расширительное устройство; Г – генератор; Н – насос; Т, Tb – турбина

Таблица 1.1 – Характеристики энергетических установок, работающих по циклу Ренкина для использования низкопотенциальной энергии СПГ

Тип цикла	Рабочее вещество	Источник теплоты	T_{max} (°C)	T_{min} (°C)	Р ПГ (МПа)	КПД%	Эксерге-тический КПД, %
Околокрити-ческий ЦР	CO_2	Солнечная энергия	65	-10	7.0	8,5	-
Регенератив-ный ЦР + пря-мое расшире-ние	R143a	Солнечная энергия	75	-60	6.0	22,3	10,6
ЦР + прямое расширение	Аммиак (70%)–вода (30%)	ВЭР*	300	-40	4.0	29,0	

Окончание табл. 1.1

Тип цикла	Рабочее вещество	Источник теплоты	T_{max} (℃)	T_{min} (℃)	Р ПГ (МПа)	КПД%	Эксергетический КПД, %
ЦР	Аммиак (70%)–вода (30%)	ВЭР	190	-47	3.8	-	
Регенеративный ЦР + водонагрев	CO_2	-	600	-50	-	51,0	
Регенеративный ЦР	Этан	Морская вода	-6	-88	3,0	-	11,5
Бинарный цикл	Пар-бутан	-	550	-50	-	52,3	-
Бинарный цикл + прямое расширение	Пар-аммиак	ВЭР	400	-50	8,0	42,5	39,5
Каскад 3 ЦР + прямое расширение	Пар-пропан-метан	ВЭР	527		0,4	-	57,2
Трехступенчатый каскад ЦР	Пропан	Морская вода	10	-42	6,0	12,5	65,2
Суперкритический регенеративный РЦ	Пропан	-	315	-42	-	33,5	-
Суперкритический регенеративный РЦ	Бутан	-	315	-1	-	24,1	-
ЦР + прямое расширение	Пропан	Морская вода	5	-39	7,0	6,0	-

*ВЭР – вторичные энергетические ресурсы

1.2. Органический цикл Ренкина

В органическом цикле Ренкина (ОЦР) применяется в качестве рабочего тела вещество с низкой температурой кипения для использования низкопотенциальной энергии СПГ в теплообменнике – конденсаторе (рисунок 1.3). Органический цикл Ренкина

впервые был реализован в НЭУ СПГ в Японии в 1979 году. В системе хранения СПГ, компании Osaka Gas, была установлена НЭУ на органическом цикле Ренкина с использованием пропана в качестве рабочего тела, мощность которой 1,450 МВт [22].

Расчетные исследования органического цикла Ренкина для утилизации низкпотенциальной теплоты СПГ связаны с выбором оптимального рабочего тела и параметров с целью получения максимального КПД ЭУ [29]. В работе [30] была проведена оптимизация трех различных схем ОЦР для использования низкопотенциальной энергии СПГ. Было исследовано восемь различных рабочих тел [30]. В результате этих исследований был достигнут максимальный коэффициент полезного действия 17,36% при использовании смеси аммиака и этана в качестве рабочего тела при температуре подвода теплоты 50°С. Выходная мощность, термодинамический КПД и эксергетический КПД энергетической установки (ЭУ) повышаются за счет увеличения числа каскадов. Однако увеличение количества каскадов ведет к усложнению энергетического комплекса. Показано, что применение трехкаскадного ОЦР является наиболее эффективным и технически целесообразным [32].

Объединение ЭУ на основе абсорбционного цикла с ОЦР в НЭУ, позволяет увеличить полную энергетическую эффективность энергетического комплекса. В работе [33] предложен новый термодинамический цикл, объединяющий бинарную смесь ОЦР (тетрафторметан – CF4 и пропан – C3H8) с процессом абсорбции паров для повышения эффективности процесса утилизации НЭ СПГ. В работе [34] предложен абсорбционный энергетический цикл в комбинации с ОЦР для получения электроэнергии за счет использования НЭ СПГ и повышения эффективности процесса регазификации.

В работе [38] проведено сравнение циклов для получения электроэнергии, при регазификации СПГ в системе его хранения.

В работе [37] утверждается, что наиболее эффективным и экономически целесообразным является ЭУ ОЦР на чистом аммиаке.

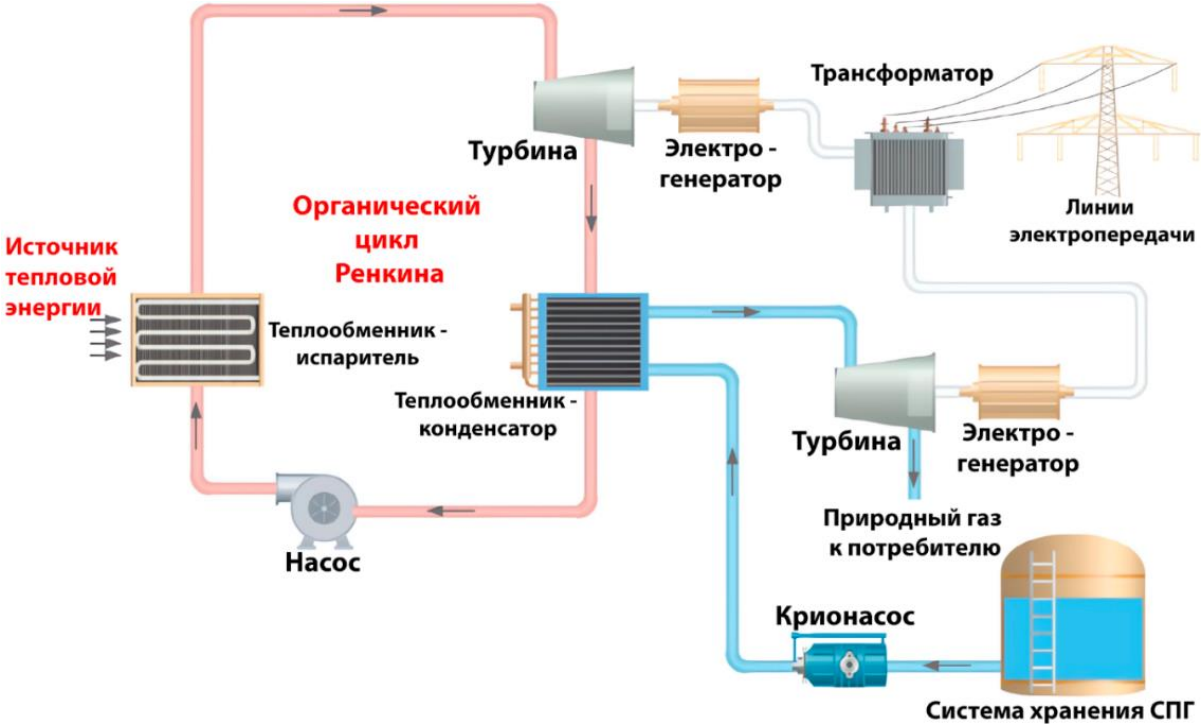


Рисунок 1.3 – НЭУ на органическом цикле Ренкина
для утилизации низкопотенциальной энергии СПГ

Таблица 1.2 – Теплофизические свойства рабочих веществ,
используемых в ЦР

Рабочая жидкость	Критическая точка		Диапазон применимых температур, (℃)		Температура кипения, (℃)
	T℃	P,МПа	min	max	
Двуокись углерода CO_2	30.98	7,4	56.56	1726.85	-
Аммиак NH_3	132.25	11,3	77.65	426.85	-33.59
Этан C_2H_6	32.17	4,9	182.78	401.85	-88.82
Этилен C_2H_4	9.20	5,0	169.16	176.85	-103.77
Бутан C_4H_{10}	151.98	3,8	138.26	301.85	-0.49
Пропан C_3H_8	96.74	4,3	182.62	351.85	-42.11
Пропилен C_3H_6	91.06	4,6	185.20	301.85	-47.62
Трифторйодметана CF_3I	123.29	4,0	153.15	146.85	-21.85

Окончание табл. 1.2

Рабочая жидкость	Критическая точка		Диапазон применимых температур, (℃)		Температура кипения, (℃)
	T℃	P,МПа	min	max	
R116 C_2F_6	19.88	3,1	100.05	151.85	-78.09
R125 C_2HF_5	66.02	3,6	100.63	226.85	-48.09
R134a $C_2H_2F_4$	101.06	4,1	103.30	181.85	-26.07
R143a $C_2H_3F_3$	72.71	3,8	111.81	376.85	-47.24
R152a $C_2H_4F_2$	113.26	4,5	118.59	226.85	-24.02
R218 C_3F_8	71.87	2,6	147.70	166.85	-36.79
R23 CHF_3	26.14	4,8	155.13	201.85	-82.09
R32 CH_2F_2	78.10	5,8	136.81	161.85	-51.65
R41 CH_3F	44.13	5,9	143.33	151.85	-78.31

Преимуществом ЭУ ОЦР для утилизации НЭ СПГ является более высокая выходная мощность за счет низкого энергопотребления насоса. Однако недостатком является сложность выбора смеси рабочего тела в соответствии с процессом испарения СПГ.

1.3. Цикл Брайтона

В цикле Брайтона (ЦБ) используется НЭ СПГ для снижения температуры газа на входе в компрессор, что значительно уменьшает затраты энергии на сжатие рабочего тела, повышает энергопроизводительность и термический КПД цикла. В работе [39] представлен цикл Брайтона, использующий CO_2 в качестве рабочего тела, с циклом Ренкина для утилизации НЭ СПГ с минимально возможным выбросом CO_2. Показано, что возможно реализовать каскадное использование НЭ, что позволит существенно увеличить коэффициент полезного действия ЭУ, работающих по классическим циклами Брайтона и Ренкина (рисунок 1.4) (таблица 1.3).

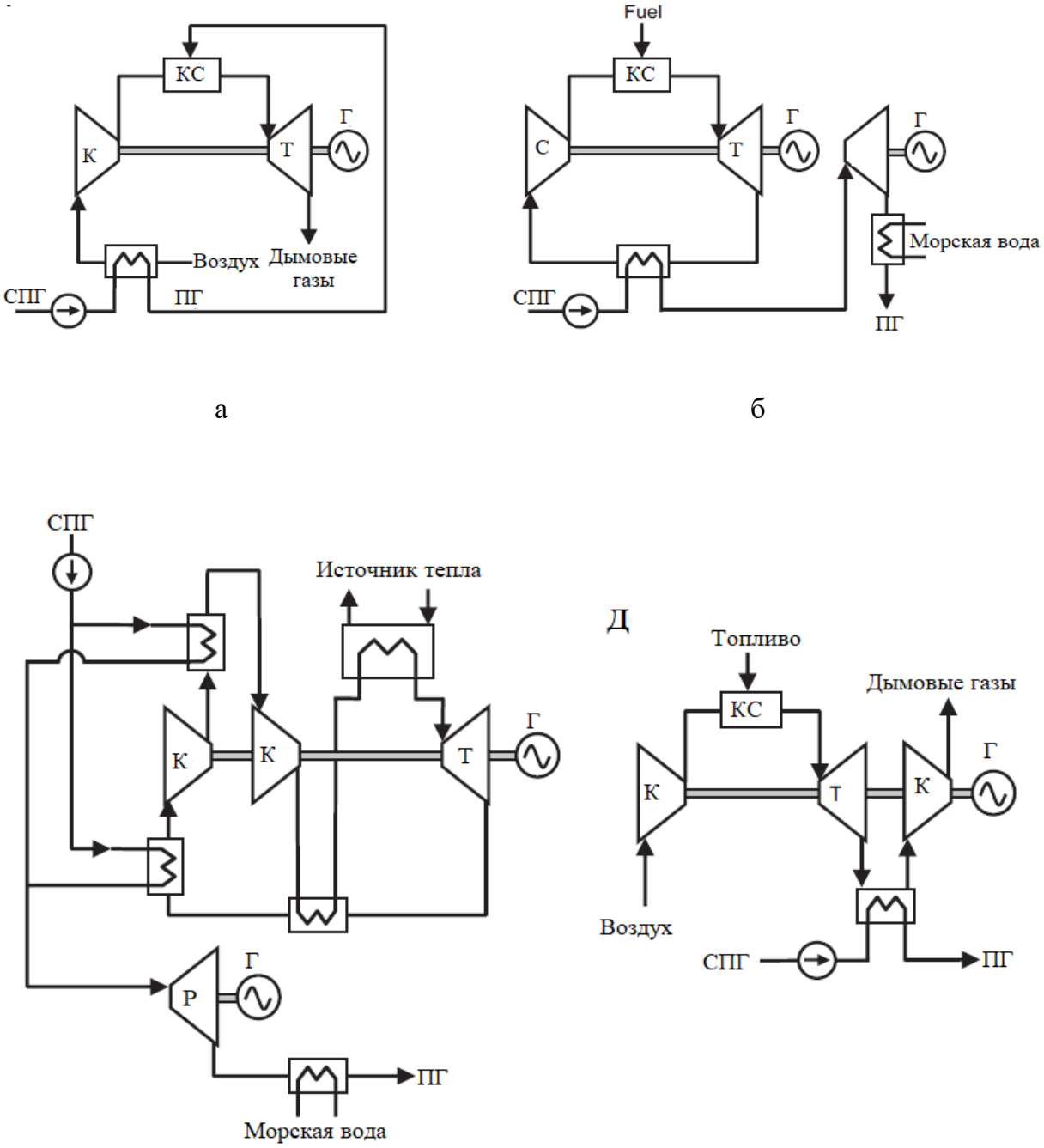


Рисунок 1.4 – Энергокомплексы на основе цикла Брайтона:
а – открытый цикл; б – закрытый ЦБ с прямым расширением; в – закрытый ЦБ с промежуточным охлаждением; г – после охлаждения холодного цикла.
К – компрессор; КС – камера сгорания; Р – расширительное устройство;
Г – генератор; Н – насос; Т – турбина

Таблица 1.3 – Основные параметры энергосистем
на основе цикла Брайтона

Тип цикла	Рабочее вещество	Источник теплоты	T_{max} (℃)	T_{min} (℃)	Р ПГ (МПа)	КПД %	Эксергетический КПД, %
Регенеративный ЦБ с промежуточным охлаждением + прямое расширение	N_2	ВЭР	320	140	1,5	-	45,9
Регенеративный ЦБ	N_2	-	600	120	-	63,0	-
Регенеративный ЦБ	Аргон	-	600	120	-	58,0	-
Зеркальная газовая турбина + прямое расширение	Дымовые газы	Теплота сгорания	1500	0	2,0	55,5	60.0
Открытый цикл + ЦБ	Дымовые газы-Не	Теплота сгорания	-	129	-	69,0[a*]	51,0
Открытый цикл + ЦБ + прямое расширение	Дымовые газы- N_2	Теплота сгорания	1290	141	8,0	75,5	52,6
Открытый цикл + ЦБ + прямое расширение	Дымовые газы- N_2	Теплота сгорания	1477	5	2,4	73,7	67,7

*а – Учитывая выработку тепловой и электрической энергии.

В публикации [41] представлен каскадный энергетический цикл, состоящий из ЭУ ЦБ, ЭУ ЦР и ЭУ, работающий по открытому циклу Ренкина на СПГ. Это позволяет обеспечить максимальную энергетическую и экономическую эффективность. В работе [42] проведено исследование реального газового цикла Брайтона для утилизации НЭ СПГ. В данном исследовании предложены критерии выбора рабочего тела в цикле Брайтона для максимально-эффективного использования НЭ СПГ. В исследовании [44] предложено применение ЭУ с замкнутым циклом Брайтона (ЗЦБ) и ЭУ с открытом ЦР для получения с помощью данного энергетического комплекса электроэнергии, в том числе за счет

НЭ СПГ. Максимальный КПД (65%) может быть реализован при использовании гелия в качестве рабочего тела в ЗЦБ. Преимуществами ЭУ ЦБ являются более простая конструкция и более безопасная эксплуатация по сравнению с органическим циклом Ренкина (ОЦР). Однако выходная мощность ЭУ ЦБ меньше, чем у ОЦР из-за более высокого потребления энергии компрессором по сравнению с насосом в ЦР. Применение смеси газа в качестве рабочего тела в цикле Брайтона является одним из возможных вариантов повышения его КПД и снижения потерь эксергии в процессе теплообмена в теплообменнике – испарителе (ТИ) СПГ.

Таблица 1.4 – Теплофизические характеристики основных веществ для цикла Брайтона

Рабочее вещество	Критическая точка		Диапазон применимых температур (℃)		$c_p{}^{a*}$, $\frac{кДж}{кг \cdot К}$	$k=c_p/c_v$
	T(℃)	p (МПа)	min	max		
Гелий	26795	0,3	270.97	1226.90	5.1930	1.6665
Азот	146.96	3,4	210.00	1726.90	1.4013	1.4013
Аргон	122.46	4,9	189.34	1726.90	0.5215	1.6695
Воздух	140.62	3,8	213.40	1726.90	1.0065	1.4017
Кислород	118.57	5,0	218.79	1726.90	0.9196	1.3966

*а –удельная теплоемкость при 298К и 0,1МПа.

1.4. Цикл Калины

Термодинамический цикл Калины (ЦК) был впервые представлен в 1984 году в качестве альтернативы термодинамическому циклу Ренкина для основного цикла комбинированного энергетического комплекса с использованием многокомпонентного рабочего тела [46]. ЭУ, работающая по циклу Калины, имеет много общих элементов с ЭУ ЦР. В качестве рабочего тела в цикле Калины для утилизации НЭ СПГ обычно используется водно-аммиачная смесь, обладающая высоким значением удельной теплоты испарения рабочего тела [47]. Эксергетическая

эффективность ЭУ ЦК выше, чем у ЭУ ЦР за счет изменения теплоты фазового перехода, что значительно снижает необратимость процесса. В работе [48] объединяют ЭУ ЦК с открытым циклом Ренкина СПГ для утилизации НЭ СПГ. В работе [49] проведено исследование по оптимизации цикла Калины с использованием водно-аммиачной смеси в качестве рабочего тела для обеспечения полного использования НЭ СПГ. После оптимизации данной установки было достигнуто максимальное значение КПД – 55,62%. Исследования показали, что коэффициент полезного действия увеличивается с уменьшением концентрации аммиака. Однако из-за токсичности аммиака использование водно-аммиачной смеси в цикле Калины для утилизации НЭ СПГ является опасным и не экологичным [20]. Таким образом, поиск альтернативной смеси рабочего тела для замены водно-аммиачной смеси в цикле Калины является главной задачей для внедрения цикла Калины в низкотемпературную энергетику, использующую НЭ СПГ.

1.5. Комбинированный цикл с газовой турбиной

Использование НЭ СПГ для охлаждения поступающего воздуха и промежуточного охлаждения может повысить тепловую эффективность комбинированного энергетического цикла [35, 53]. В работе [54] использована НЭ СПГ для охлаждения выхлопных газов после турбины ГТУ. Результаты исследований показали, что энергетическая эффективность может быть улучшена на 6,3–9,1%. В работе [55, 56] применена усовершенствованная расчетная методика для когенерационной энергетической системы на основе СПГ. В данной методике потери были разделены на неизбежные, предотвратимые, эндогенные и экзогенные. В работе [57] была предложена новая система охлаждения воздухом газовой турбины за счет использования НЭ СПГ. Это позволяет увеличить мощность комбинированного цикла ЭУ на 2,47%.

В работе [58] предложена модель децентрализованной малогабаритной тригенерационной энергетической установки и проведен термодинамический, эксергетический и технико-экономический анализы для предлагаемой системы. НЭ СПГ использовалась для предварительного охлаждения температуры воздуха на входе в ЭУ, работающую по циклу Брайтона. Коэффициент полезного действия выработки электроэнергии составляет около 36%. Использование возобновляемых источников энергии в качестве источника теплоты, а также НЭ СПГ в качестве теплоты, отводимой от термодинамического цикла комбинированной ЭУ, также позволяет повысить эффективность получения электроэнергии. В работе [59] проведено сравнение комбинированного термодинамического цикла с использованием солнечной энергии и НЭ СПГ с отдельной ЭУ ОЦР. В этой ЭУ ОЦР, работающей за счет солнечной энергии и НЭ СПГ, в качестве показателей эффективности системы используется площадь солнечного коллектора и площадь поверхности теплообменника-испарителя (ТИ). Результаты исследований показали, что площадь солнечного коллектора и площадь теплообмена ТИ комбинированной энергетической установки могут быть уменьшены на 82,2% и 32,2% соответственно. Сверхкритический цикл Ренкина для получения электроэнергии с рабочим телом CO_2 также является альтернативным вариантом использования НЭ СПГ. В работе [72] проведено расчетное исследование сверхкритического цикла на CO_2, с подводом теплоты от солнца и отводом на СПГ в качестве низшего источника энергии. В работе [60] проведено исследование эффективности производства электроэнергии с помощью ЭУ, работающей по циклу Стирлинга с утилизацией НЭ СПГ. Возможные варианты комбинированных циклов с газовой турбиной представлены на рисунках 1.5–1.7, а их характеристики в таблице 1.5.

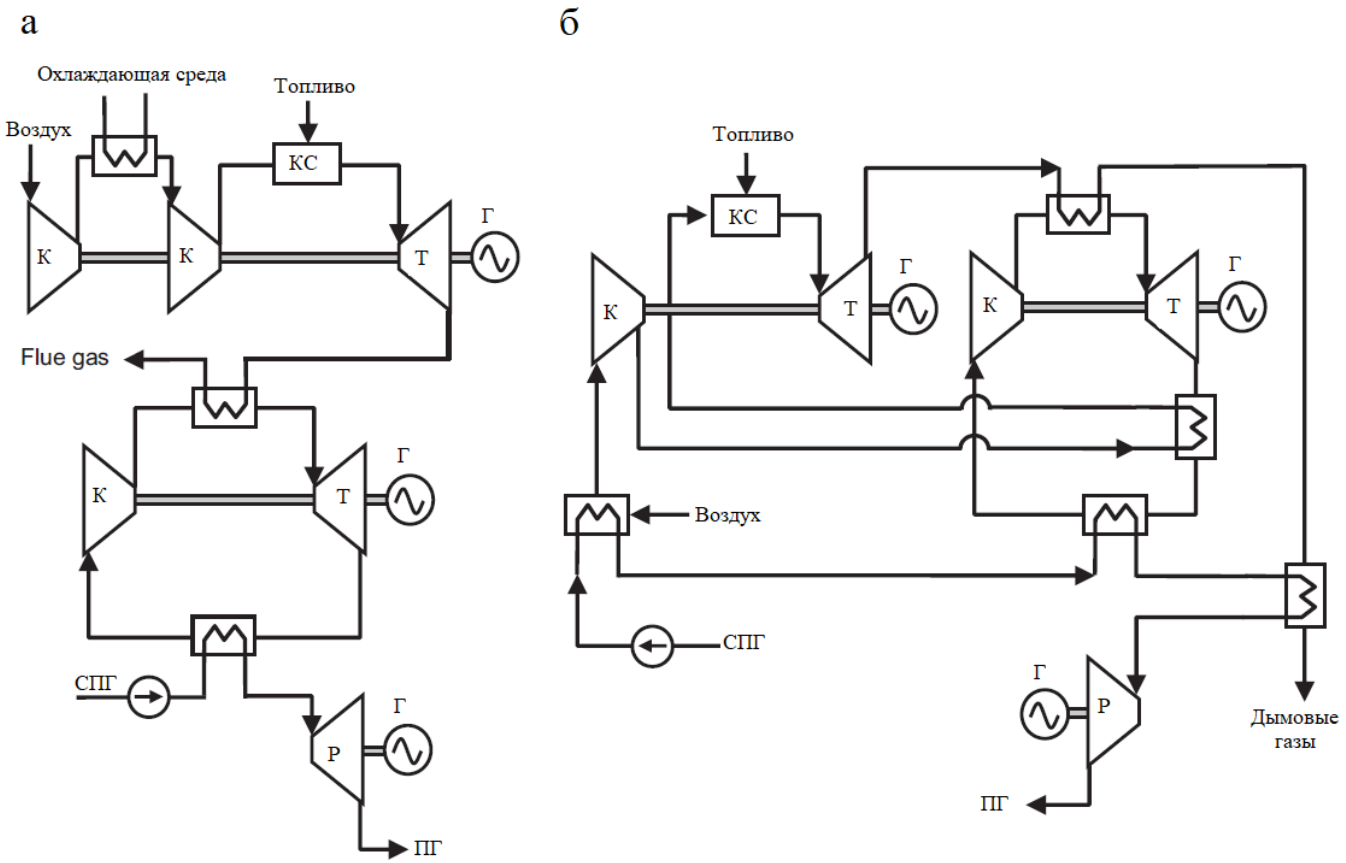


Рисунок 1.5 – Схемы комбинированных циклов:
а – объединенная схема установки состоит из открытого цикла Брайтона с промежуточным охлаждением, замкнутого ЦБ и открытого цикла прямого расширения; б – объединенная схема установки состоит из открытого цикла Брайтона с охлаждением воздухом, рекуперативного замкнутого ЦБ и цикла прямого расширения: К – компрессор; КС – камера сгорания; Р – расширительное устройство; Г – генератор; Н – насос; Т – турбина

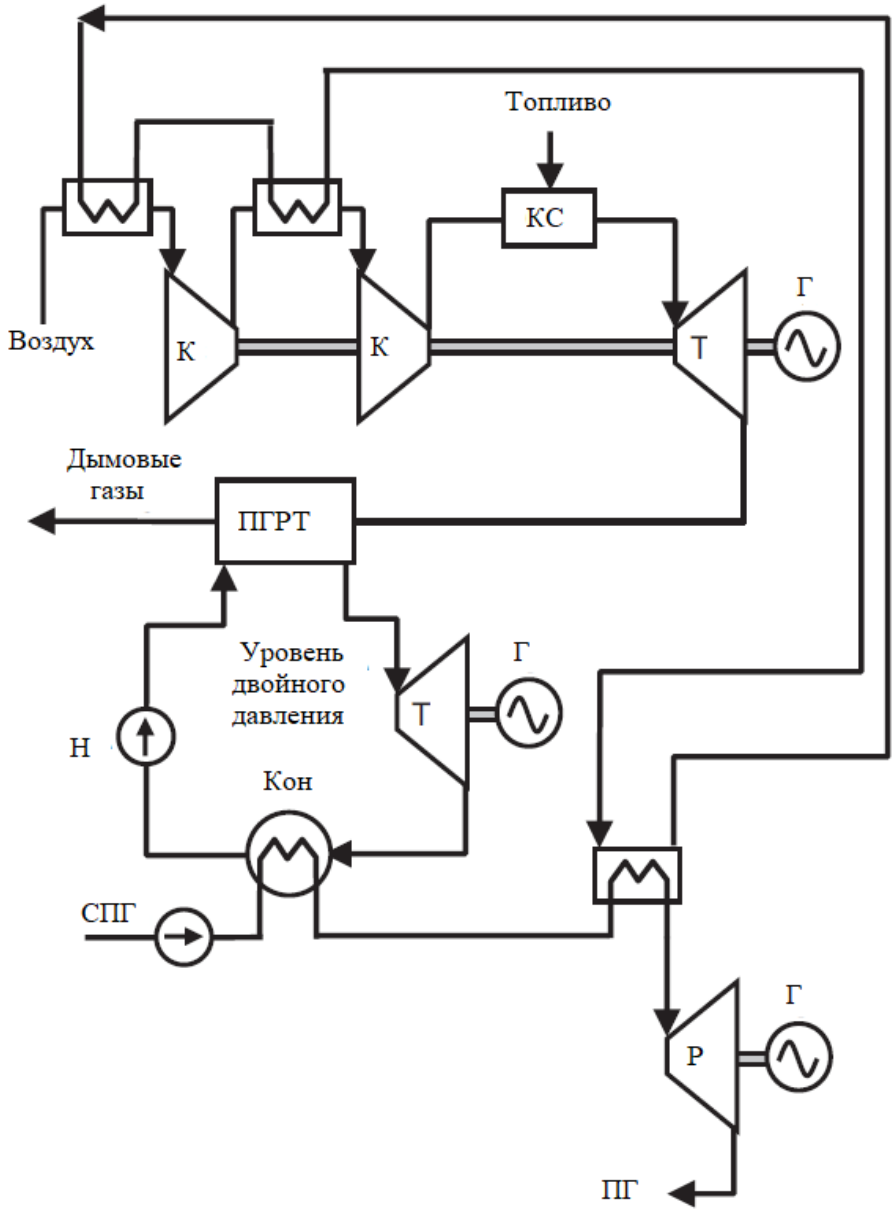


Рисунок 1.6 – Схема комбинированного цикла:
К – компрессор; КС – камера сгорания; Р – расширительная машина;
Г – генератор; ПГРТ – парогенератор с рекуперацией теплоты,
Н – насос; Т – турбина, Кон – конденсатор

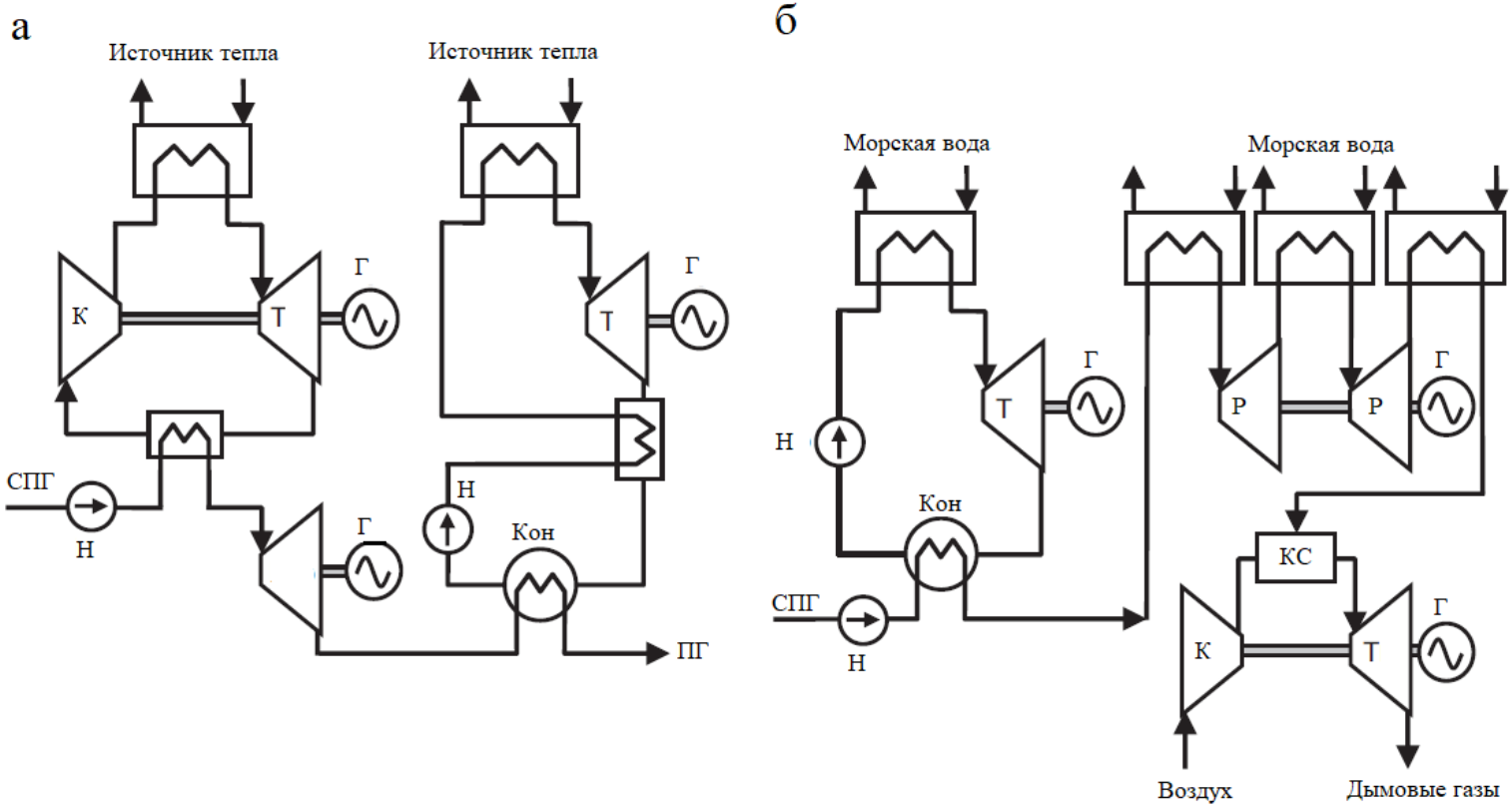


Рисунок 1.7 – Схемы комбинированных циклов, состоящих из:
а – замкнутого ЦБ, регенеративного ЦР и открытого цикла прямого расширения; б – ЦР, открытого двухкаскадного цикла прямого расширения и открытого ЦБ: К-компрессор; КС – камера сгорания; Р – расширитель; Г – генератор; Н – насос; Т – турбина, Кон – конденсатор

Таблица 1.5 – Основные параметры и характеристики
комбинированных энергетических установок,
использующих низкопотенциальную энергию СПГ

Тип цикла	Рабочее вещество	Источник теплоты	T_{max} (℃)	T_{min} (℃)	Р ПГ (МПа)	КПД %	Эксергетический КПД, %
Газовая турбина + конденсация ЦР СПГ + прямое расширение	Дымовые газы	Теплота сгорания	1300	13	0,3	59.24	55.62
Газовая турбина + ЦР с конденсацией СПГ	Дымовые газы	Теплота сгорания	1350	7	-	55.5	54.89
Газовая турбина с воздушным охлаждением на входе и промежуточным охлаждением + ЦР с конденсацией СПГ + прямое расширение	Дымовые газы-пар	Теплота сгорания	1300	13	0,35	59.30	54.98
Газовая турбина с охлаждением входящего воздуха + ЦР с конденсацией СПГ	Дымовые газы-R23	Теплота сгорания	1300	-80	-	-	50.00
Газовая турбина + ЦР	Дымовые газы-аммиак	Теплота сгорания	1026	-25	9,1	46.60	-
ЦР + ЦБ + прямое расширение	N_2-(аммиак-вода)	-	390	-40	0,15	53.08	60.94
ЦР + прямое расширение + газовая турбина	Пропан-дымовые газы	Морская вода-Теплота сгорания	1200	-40	-	35.84	-

1.6. Ожижение и разделение воздуха на компоненты

Процесс криогенного разделения воздуха требует его охлаждения до низких температур (ниже –195°C при атмосферном давлении) и его разделения на кислород, азот и т.д. в ректификационной колонне. Поскольку процесс протекает при очень низкой

температуре, то для осуществления холодильного цикла ожижения требуется значительное количество энергии. Таким образом, использование НЭ СПГ в процессе разделения воздуха может снизить потребление энергии и одновременно позволит регазифицировать СПГ. Технологическая схема разделения воздуха с использованием НЭ СПГ показана на рисунке 1.8. СПГ используется для охлаждения воздуха, заменяя внешнюю холодильную установку. В работе [24] исследован новый процесс криогенного разделения воздуха путем комбинирования ЭУ для производства электроэнергии с процессом утилизации НЭ СПГ. Результаты показали, что энергопотребление предложенного процесса было на 38,5% ниже по сравнению с классическими процессами криогенного разделения воздуха. Далее в работе [25] предложено два процесса криогенного разделения воздуха для получения азота и кислорода в сжиженном состоянии высокой чистоты со сниженным энергопотреблением за счет использования НЭ СПГ.

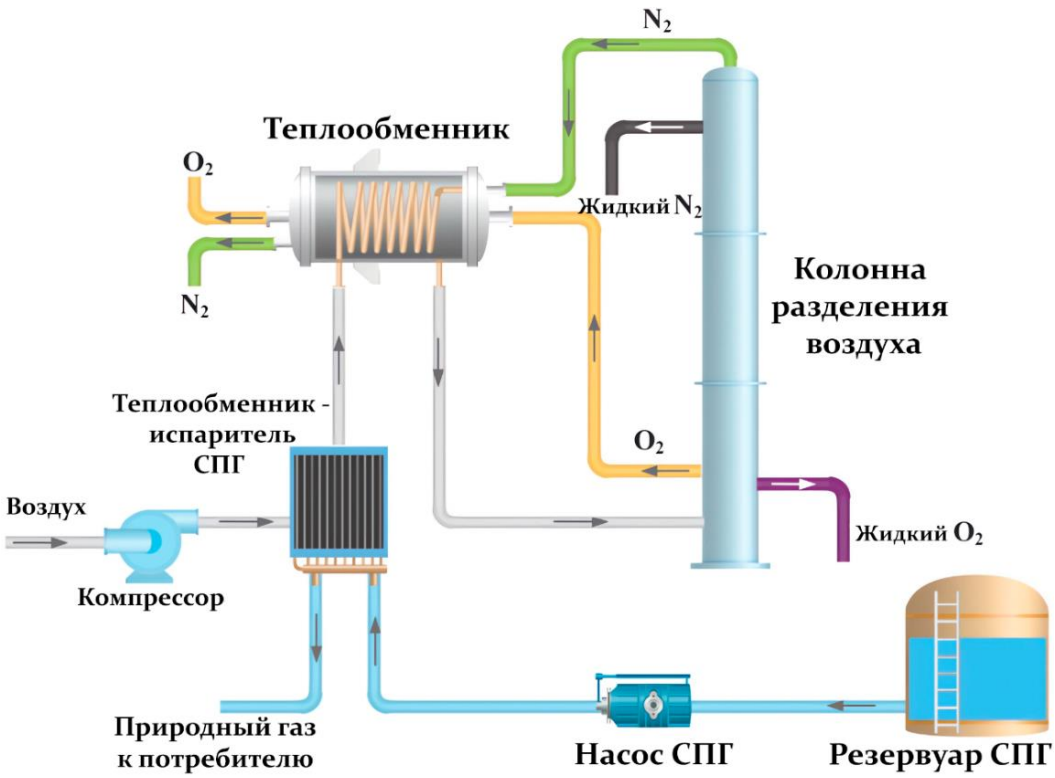


Рисунок 1.8 – Схема установки разделения воздуха
с использованием энергии холода СПГ

Недостатком энергетической системы разделения воздуха с использованием НЭ СПГ является сложность конструкции и достаточно высокие капитальные затраты.

Таблица 1.6 – Реализация OsakaGas проектов
по использованию низкопотенциальной энергии СПГ

Год	Назначение
1977	Разделение воздуха
1979	Выработка электроэнергии (ЦР с пропаном)
1980	Сжижение углекислого газа
1982	Выработка электроэнергии (прямое расширение пропана + прямое расширение)
1983	Разделение воздуха
1987	Низкопотенциальный источник энергии для химической промышленности
1993	Разделение воздуха
1997	Выпаривание системы повторного сжижения с низкопотенциальным аккумулированием энергии
2010	Каскадная низкопотенциальная энергетическая установка на основе СПГ в промышленном комплексе

Таблица 1.7 – Современные энергоустановки,
использующие энергию криопродукта, в Японии

Компания	Терминал	Начало работы	Тип цикла	Мощность (кВт)	Расход СПГ (т/ч)	р ПГ (МПа)
OsakaGas	Senboku	1979	ЦР	1450	60	3,0
TohoGas	ChitaKydo	1981	ЦР	1000	40	1,4
OsakaGas	Senboku	1982	ЦР + прямое расширение	6000	150	1,7
Kyushu	Kitakyusyu LNG	1982	ЦР+ прямое расширение	9400	150	9,0
ChubuPower	Chita LNG	1984	ЦР+ прямое расширение	2×7200	150	9,0
TouhokuPower	Niigata	1984	Прямое расширение	5600	175	9,0
TokyoGas.	Negishi	1985	ЦР	4000	100	2,4
TokyoPower	Higasi Ougishima	1986	Прямое расширение	3300	100	8,0
OsakaGas	Himeji	1987	ЦР	2500	120	4,0
ChubuPower	Yokkaichi	1989	ЦР + прямое расширение	7000	150	9,0

Окончание табл. 1.7

TokyoPower	HigasiOugishima	1991	Прямое расширение	8800	170	4,0
OsakaGas	Himeji	2000	Прямое расширение	1500	80	1,5

Таблица 1.8 – Преимущества и недостатки НЭУ, использующих низкопотенциальную энергию СПГ

Тип энергетической установки	Преимущества	Недостатки
Энергетические установки, работающие по открытому циклу Ренкина	Простота конструкции; Отработанная технология производства	Низкая эффективность
Энергетические установки, работающие по циклу Ренкина (Комбинированный цикл Ренкина с прямым расширением)	Простота конструкции; Отработанная технология производств; Эффективно при использовании источников теплоты при низких температурах	Ограниченная эффективность из-за диапазона рабочих температур применяемой рабочей среды; Температура конденсации выше, чем температура кипения рабочего вещества при нормальных условиях
Энергетические установки, основанные на комбинировании нескольких циклов Ренкина	Диапазон рабочих температур шире по сравнению с энергетическими установками, работающими по классическому циклу Ренкина	Сложность конструкции; Высокая стоимость; Неотработанная технология производства
Энергетические установки, работающие по закрытому циклу Брайтона (Комбинированный закрытый цикл Брайтона с прямым расширением)	Высокая эффективность; Простота конструкции; Широкий диапазон температур для применения рабочих сред; Более эффективный теплообмен между Рабочей средой и СПГ по сравнению с энергетическими установками, работающими по циклу Ренкина	Неотработанная технология производства
Энергетические установки, основанные на комбинировании установок, работающих по циклу Брайтона	Высокая эффективность; Высокая удельная выходная мощность	Сложность конструкции; Высокая стоимость; Неотработанная технология производства

Окончание табл. 1.8

Комбинированные циклы	Высокая эффективность; Высокая удельная выходная мощность	Сложность конструкции; Высокая стоимость; Неотработанная технология производства; Низкое давление (вакуум) в конденсаторе
Энергетические установки, работающие по циклу Калины	Высокая эффективность использования низкопотенциальной энергии	Ограниченная эффективность из-за диапазона рабочих температур применяемой рабочей среды; Высокая стоимость; Неотработанная технология производства

1.7. Криогенное улавливание и хранение диоксида углерода

Криогенное улавливание и хранение диоксида углерода – это процесс утилизации CO_2 из дымовых и выхлопных газов путем их ожижения. Традиционное криогенное улавливание диоксида углерода требует использование холодильной установки для охлаждения и ожижения CO2, что требует значительного потребления электроэнергии. Если ЭУ использует природный газ или СПГ в качестве топлива, то объединение процесса регазификации СПГ с процессом криогенного улавливания диоксида углерода может привести к значительной экономии энергии при одновременном снижении выбросов углекислого газа [62]. Процесс криогенного улавливания диоксида углерода с использованием НЭ СПГ представлен на рисунке 1.9. Как видно из схемы, СПГ охлаждает выходящий из котла выхлопной газ до температуры ниже критической температуры CO_2 в теплообменнике-конденсаторе для получения жидкого диоксида углерода. Затем регазификационный природный газ поступает в котел в качестве топлива.

Криогенное улавливание диоксида углерода путем совмещения технологии использования НЭ СПГ может значительно

снизить выбросы парниковых газов как на электростанции, так и на терминале регазификации СПГ.

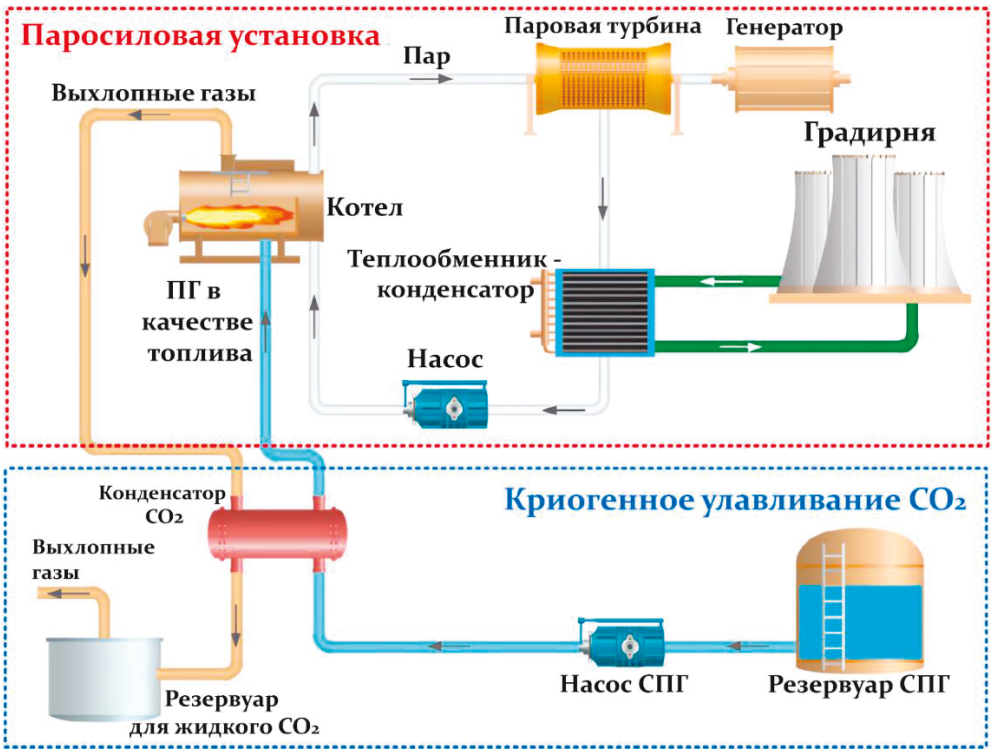


Рисунок 1.9 – Схема процесса криогенного улавливания диоксида углерода с использованием низкпотенциальной теплоты СПГ

Масштабы развития низкотемпературной энергетики представлены на рисунках 1.10 и 1.11.

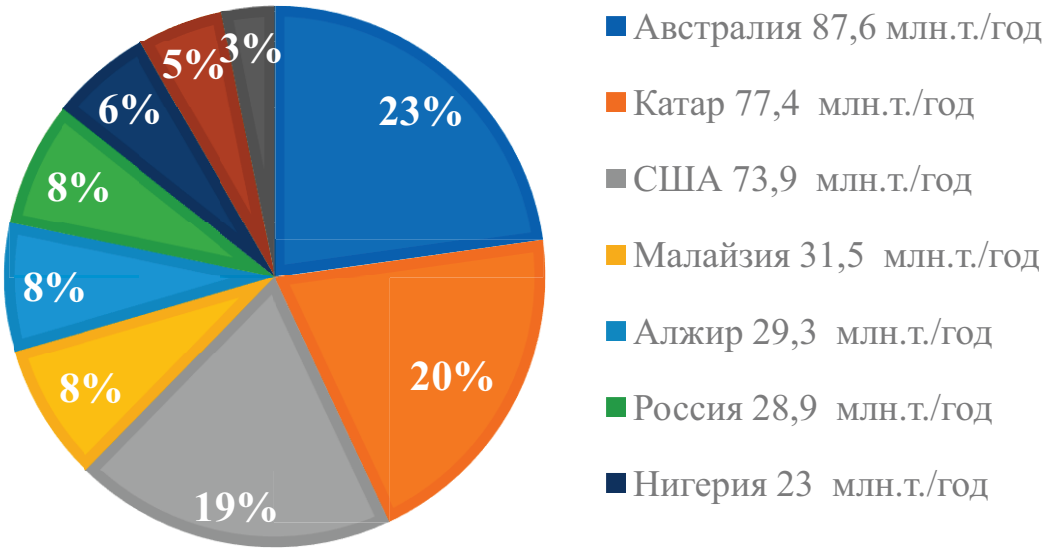


Рисунок 1.10 – Основные производители СПГ за 2022 год

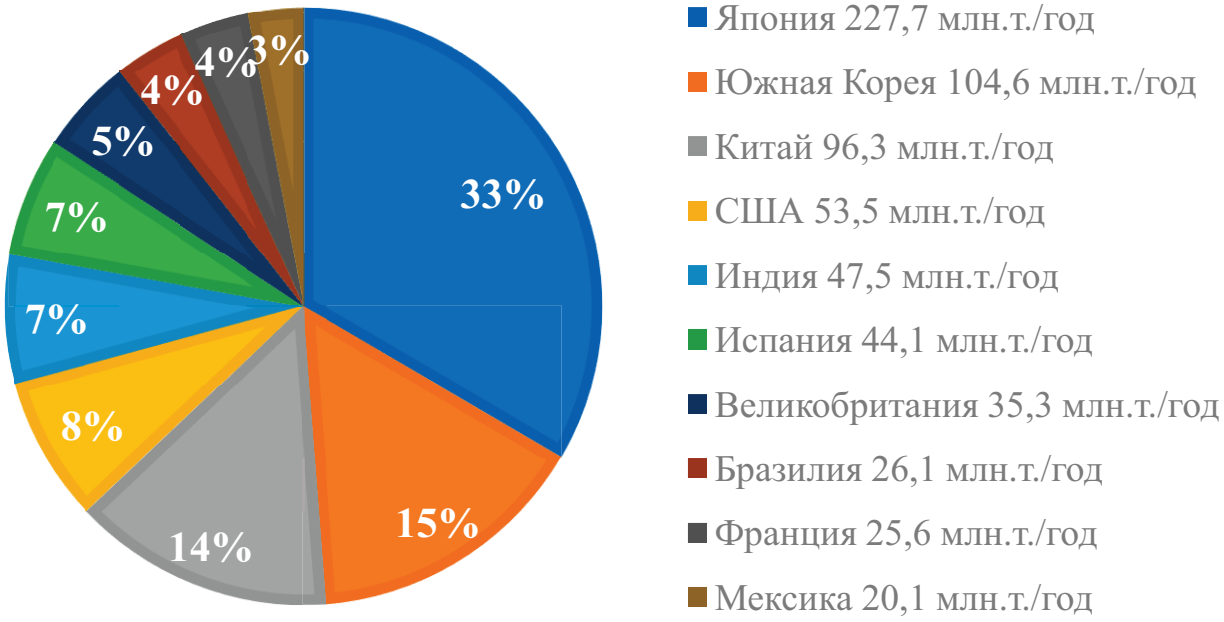


Рисунок 1.11 – Основные потребители СПГ за 2022 год

Таким образом, можно констатировать, что:

– Предпочтительным методом использования низкопотенциальной теплоты криопродукта является получение электроэнергии. Основными термодинамическими циклами НЭУ для получения энергии являются: открытый цикл Ренкина, органический цикл Ренкина и цикл Брайтона.

– Основным путем повышения термодинамической эффективности НЭУ является комбинирование циклов с учетом их размещения на температурных уровнях, обеспечивающих максимальную общую эффективность.

– Использование низкотемпературного потенциала криопродуктов может быть экономически целесообразным также при ожижении и разделении воздуха на компоненты.

– Основной проблемой при комбинировании циклов является усложнение и удорожание НЭУ. Достижение экономической эффективности комбинированных (ступенчатых, каскадных) низкотемпературных энергетических установок возможно при повышении температуры верхнего источника теплоты.

Глава 2.
ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ НИЗКОПОТЕНЦИАЛЬНОЙ ТЕПЛОТЫ КРИОПРОДУКТА

Данный раздел посвящен общей методологии, включающей частные методики анализа процессов и циклов, применительно к устройствам в плане использования низкотемпературного потенциала криопродуктов с целью получения полезной работы.

При разработке методических подходов и конкретных расчетных методик обычно базируются на классических методах энергетических балансов и КПД, а также эксергетическом методе. Рассмотрение этих подходов выявило следующее. Общие формулы термического и эксергетического КПД отличаются присутствием в эксергетическом КПД эксергии уходящего регазифицированного продукта с заданными (постоянными) параметрами по давлению и температуре. То есть в эксергетическом КПД это присутствует как константа, что по сравнению с термическим КПД не привносит принципиальных разногласий в сравнительную оценку эффективности низкотемпературных энергетических установок (НЭУ). Таким образом, метод термического КПД для НЭУ вполне применим и более конкретен.

Содержательной особенностью этой главы является получение численных значений энергетических потенциалов криогенных веществ в плане использования низкопотенциальной теплоты, а также сравнение методик оценки эффективности термодинамических циклов.

Принципиальным отличием логики сравнения низкотемпературных ЭУ от высокотемпературных ЭУ является оценка не подводимой в цикл теплоты Q_1, а возможности отвода теплоты одним

килограммом (1 кг) криопродукта. Действительно, именно Q_2 через КПД цикла и будет определять полезную работу и необходимое количество Q_1. В связи с этим методически удобным и практически полезным было бы получение данных по количеству запасенного в 1 кг криопродукта низкопотенциальной теплоты (холода).

В данной главе представлены некоторые особенности процессов преобразования теплоты в работу при условии использования самого криопродукта одновременно и как рабочего тела, и как низшего источника (стока) теплоты.

Приведенные на рисунке 2.1 циклы Карно предлагается определять как высокотемпературный А23В1 («теплоположительный») и низкотемпературный 1АВ41 («теплоотрицательный»). Эти два термина принадлежат академику Алексееву Г.Н., который ввел их с учетом общепринятого понятия теплоты по Клаузиусу (Путилову К.А., Сычеву В.В., Кириллину В.А. и др.). Если для высокотемпературного цикла в качестве нижнего источника для отвода теплоты чаще всего используется окружающая среда с температурой $T_{OC} \sim 300$К, то для низкотемпературного цикла нижним источником является сам криопродукт с температурой T_K.

Учитывая особенности тематики настоящей монографии, предлагаются следующие понятийные определения.

Низкопотенциальная теплота (НТ), (теплота) – располагаемая, содержащаяся в криопродукте низкотемпературная энергия, способная проявить себя в виде теплоты в процессе теплообмена с рабочим телом.

Низкотемпературная энергия (НЭ) – то же, что и НТ.

Низкотемпературный потенциал (криопродукта) – то же, что и НТ и НЭ, но понятие, имеющее направленность количественной оценки.

Введение выше приведенных определений обусловлено тем, что в зарубежных источниках эта энергия обозначается как – «Cold

Energy», а некоторые отечественные публикации содержат терминологию «теплоотводящая способность криопродукта» [19] (криогенных жидкостей для производства полезной работы).

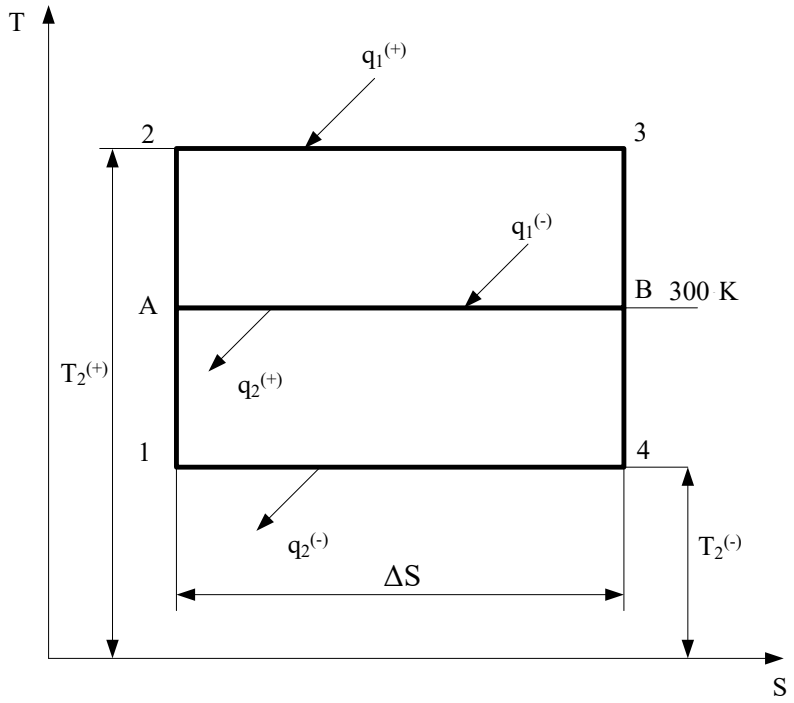


Рисунок 2.1 – Высокотемпературный и низкотемпературный цикл Карно (в этом цикле $T_1=T_4$, $T_2=T_3$, qi –удельная теплота на кг продукта)

Вполне очевидно, что предельные возможности в части получения полезной работы в НЭУ можно оценить с помощью цикла Карно.

Как уже отмечалось, действительно, именно q_2 через КПД цикла и будет определять полезную работу и потребную подводимую теплоту q_1. В связи с этим методически удобным и практически полезным было бы получение данных по количеству запасенной в 1 кг криопродукта низкопотенциальной теплоты (холода).

2.1 Высокотемпературный и низкотемпературный циклы

В реальных условиях превращение тепловой энергии в другие виды энергии происходит при наличии вещественной среды с температурой $T_{o.c}$.

Окружающая среда может использоваться в качестве или теплоприемника, или теплоотдатчика. На рисунке 2.1 представлены циклы Карно А23ВА и 1АВ41. Циклы с $T_1^+ > T_{o.c.} = T_2^+$ будем называть высокотемпературными, а с $T_1^- > T_{o.c.} = T_2^-$ – низкотемпературными. Рассмотрим их эффективность без учета влияния окружающей среды.

По циклу Карно:

$$\eta_{tк}^+ = 1 - \frac{T_2^-}{T_1^-} \text{ или } \eta^+{}_{tк} = 1 - \frac{T_2^+}{T_1^+}. \qquad (2.1)$$

В настоящее время часто принимаются другие показатели эффективности. Например, по теории Колбарна – Новикова термический КПД тепловой машины рассчитывается по соотношению:

$$\eta^+{}_{tN} = 1 - \sqrt{\frac{T_2^-}{T_1^-}} \text{ или } \eta^+{}_{tN} = 1 - \sqrt{\frac{T_2^+}{T_1^+}}. \qquad (2.2)$$

Для анализа эффективности высокотемпературного и низкотемпературного циклов проведены расчеты по соотношению (2.2), результаты которых приведены в таблице 2.1 и на рисунке 2.2.

Таблица 2.1 – Расчет изменения температуры
для низкотемпературного цикла Карно

$\Delta T, K$	T_1^-, K	T_2^-, K	$\eta_{tк}^-$	T_1^+, K	T_2^+, K	$\eta_{tк}^+$	$\Delta T_{опт}^+$
20	300	280	0,07	320	300	0,06	21
40	300	260	0,13	340	300	0,12	46
60	300	240	0,20	360	300	0,17	75
80	300	220	0,27	380	300	0,21	109
100	300	200	0,33	400	300	0,25	150
120	300	180	0,40	420	300	0,29	200
140	300	160	0,47	440	300	0,32	263
160	300	140	0,53	460	300	0,35	343
180	300	120	0,60	480	300	0,38	450
200	300	100	0,67	500	300	0,40	600
220	300	80	0,73	520	300	0,42	825
240	300	60	0,80	540	300	0,44	1200
260	300	40	0,87	560	300	0,46	1950
280	300	20	0,93	580	300	0,48	4200

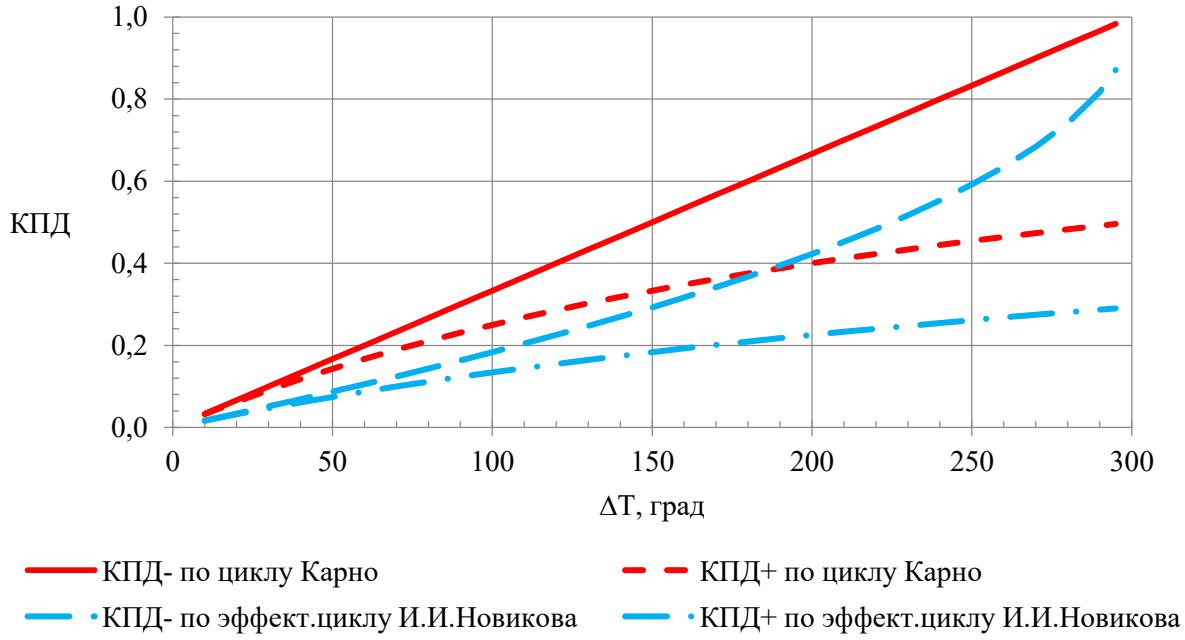


Рисунок 2.2 – Термический КПД высокотемпературного и низкотемпературного циклов в зависимости от разницы температур между уровнями подвода и отвода теплоты

Анализ графиков рисунка 2.2, на которых представлено изменение $\eta_{tk}^{(+)}$ и η_{tk}^{-} в доступных для каждого цикла диапазонах температур (за температуру окружающей среды принимается значение $T_{o.c.} = 300\ K$), показывает, что высокотемпературный цикл в отношении быстроты роста η_{tk} имеет преимущество по сравнению с низкотемпературным в первой части диапазона. Однако если сравнить изменение $\eta_{tk}^{(+)}$ и η_{tk}^{-} в одинаковом для обоих циклов диапазоне температур, то картина изменится – η_{tk}^{-} ни при каких условиях не может достичь значений η_{tk}^{-}.

Далее выполнен анализ полезной работы обоих циклов. Поскольку работа пропорциональна разности температур, то можно сравнить ΔT^{+} и ΔT^{-}, при которых значения $\eta_{tk}^{(+)}$ и η_{tk}^{-} равны; при этом условии:

$$\Delta T_{ОПТ}^{+} = \frac{300\Delta T}{300 - \Delta T^{-}}, \qquad (2.3)$$

Расчеты показывают, что с увеличением η_{tk} отношение $\Delta T^{+}/\Delta T^{-}$ быстро возрастает, достигая при η_{tk}=80% значения, равного 5, а при η_{tk}=90% – примерно 10,9. Следовательно, для получения η_{tk}=80% надо осуществить или высокотемпературный цикл с ΔT =1200°, или низкотемпературный с ΔT =240°.

Демонстрируя количественное соотношение работ в рассматриваемых циклах, графики показывают преимущество в этом отношении низкотемпературных циклов. В высокотемпературных циклах с $\Delta T < \Delta T_{ОПТ}$ значение $\eta_{tk}^{(+)} < \eta_{tk}^{-}$, т.е. в этих случаях с точки зрения эффективности использования q_1 выгоднее низкотемпературные циклы. С другой стороны, для того, чтобы получить одинаковые показатели полезной работы $w^{+} = w^{-}$, необходимо иметь η_{tk}^{-} больше, чем $\eta_{tk}^{(+)}$, в отношении $T_1^{-}/300$, т.е. $\eta_{tк}^{-}/\eta_{tк}^{+} = T_1^{+}/300$.

Максимальное значение работы $w_{\max}^{-} = 300\Delta s$, в то время как значение $w^{+} = \left(T_1^{+} - 300\right)\Delta S$ теоретически не ограничено. Из приведенных выше зависимостей следует, что с увеличением температуры окружающей среды (К) преимущества низкотемпературных циклов возрастают, а высокотемпературных – уменьшаются.

Ниже рассмотрены эффективности высокотемпературных и низкотемпературных циклов при фиксированных значениях температуры и изменяющейся разности температур.

На рисунках 2.3–2.7 представлены результаты расчета термического КПД высокотемпературных и низкотемпературных циклов в зависимости от разницы температур между уровнями подвода и отвода тепловой энергии.

Анализ полученных на рисунках 2.3–2.7 зависимостей позволяет заключить, что КПД высокотемпературных и низкотемпературных циклов с условием получения максимальной работы (близкий к КПД реальных машин) связан с КПД тепловой машины Карно следующим соотношением: $\eta_{tmax} = 0{,}7\ldots0{,}75\ \eta_K$.

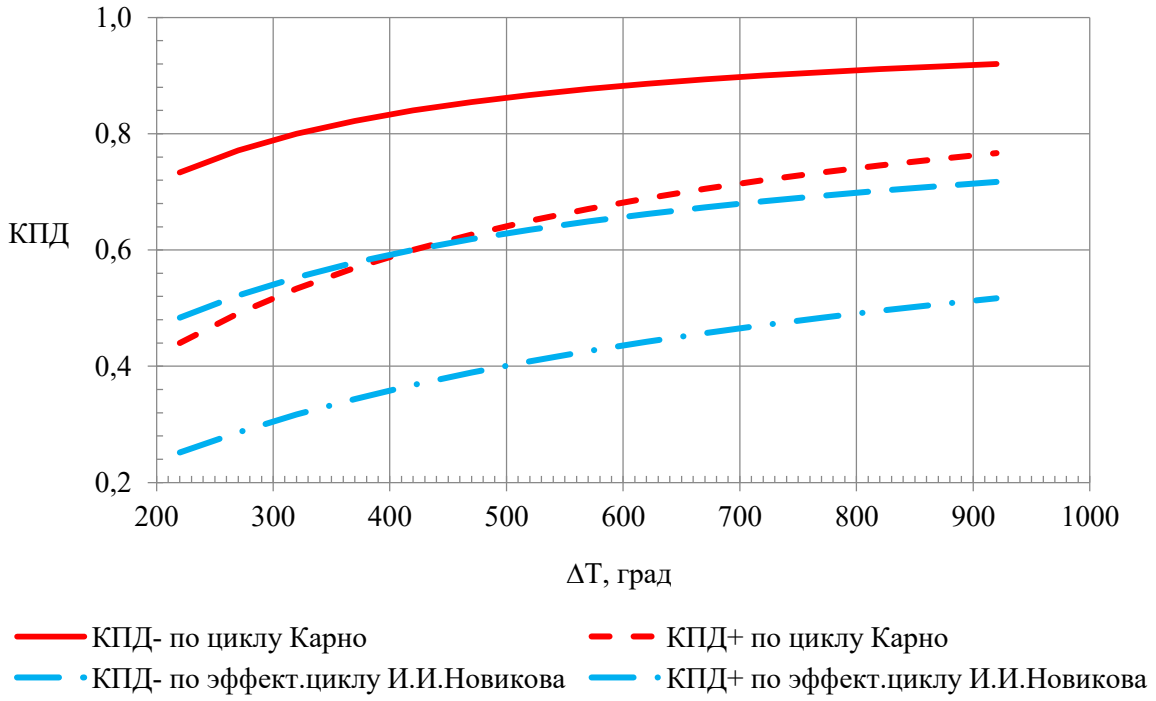


Рисунок 2.3 – Термический КПД высокотемпературных и низкотемпературных циклов при значениях температуры T_2^+=300 К и T_2^- = 100 К в зависимости от разницы температур между уровнями подвода и отвода теплоты

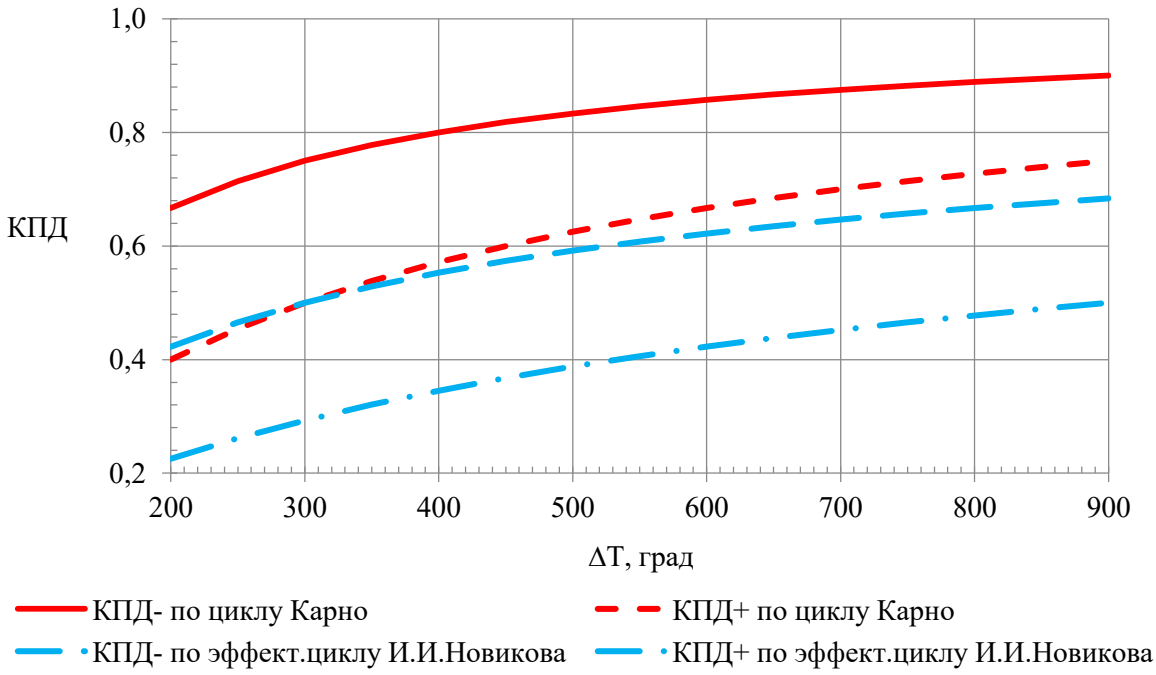


Рисунок 2.4 – Термический КПД высокотемпературных и низкотемпературных циклов при значениях температуры T_2^+=280 К и T_2^-= 80 К в зависимости от разницы температур между уровнями подвода и отвода теплоты

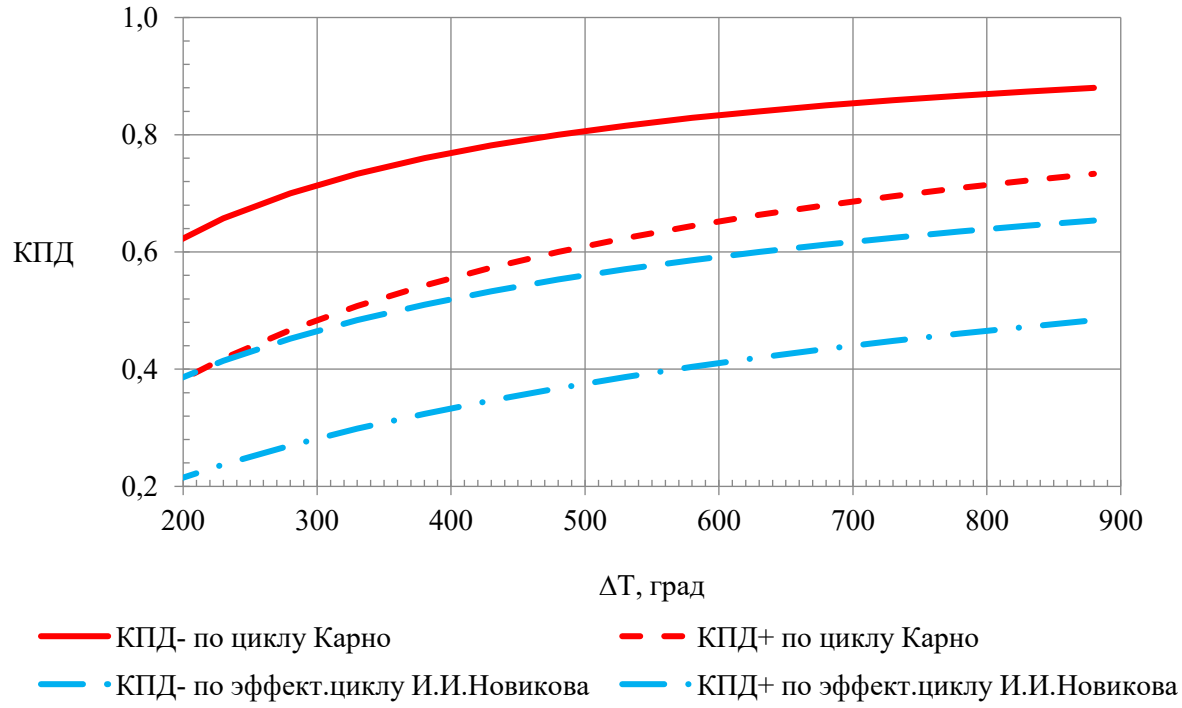


Рисунок 2.5 – Термический КПД высокотемпературных и низкотемпературных циклов при значениях температуры T_2^+=320 К и T_2^- = 120 К в зависимости от разницы температур между уровнями подвода и отвода теплоты

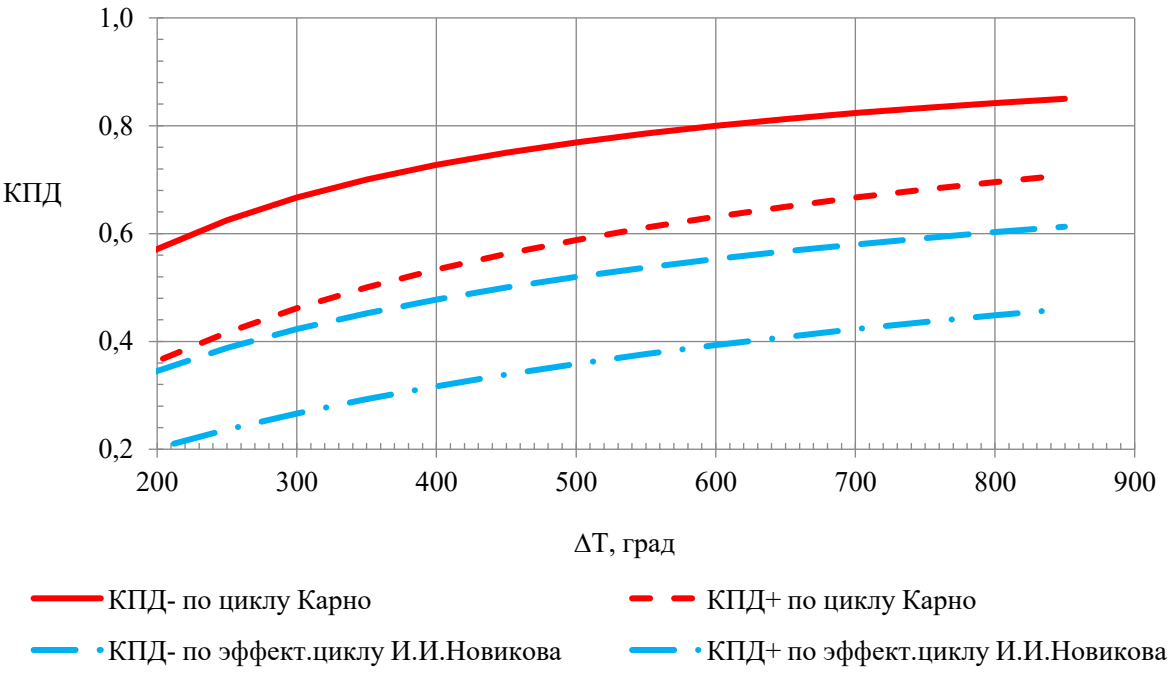


Рисунок 2.6 – Термический КПД высокотемпературных и низкотемпературных циклов при значениях температуры T_2^+=350 К и T_2^- = 150 К в зависимости от разности температур между уровнями подвода и отвода теплоты

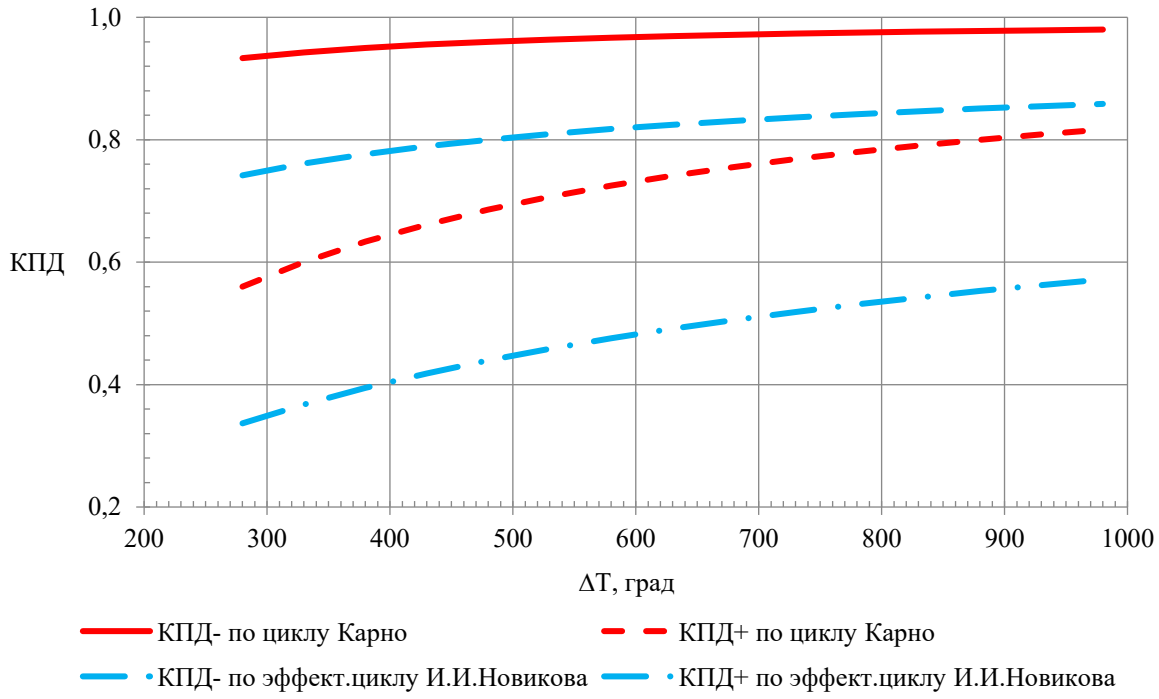


Рисунок 2.7 – Термический КПД высокотемпературных и низкотемпературных циклов при значениях температуры T_2^+=220 К и T_2^-= 20 К в зависимости от разницы температур между уровнями подвода и отвода теплоты

2.2. К использованию низкопотенциальной теплоты (низкотемпературной энергии) криогенных продуктов

При обычной регазификации криопродукта, как правило, с использованием теплоты окружающей среды, либо за счет тепловой энергии от специальных источников, рабочее тело, приобретая параметры окружающей среды (либо температуру источника теплоты), теряет низкотемпературный потенциал, а при равенстве давления и потенциальную энергию как сжатого газа.

Основными способами использования энергетического потенциала криопродукта можно назвать следующие.

1. Использование криопродукта в качестве низшего источника теплоты в преобразователях прямого цикла для съема тепловой энергии Q_2.

1.1. Использование скрытой теплоты криопродукта только для отвода теплоты.

1.2. Одновременное использование криопродукта как рабочего тела в самом цикле и скрытой теплоты для отвода тепловой энергии.

2. Применение термокомпримирования при регазификации криопродукта с последующим использованием газа высокого давления в расширительных машинах с получением энергии.

3. Комбинированные схемы, включающие первый и второй способы.

Во всех случаях предполагается, что криопродукт (в том числе СПГ) после регазификации направляется к потребителю в газообразном состоянии с заданными параметрами по давлению и температуре.

При выборе способа использования энергетического потенциала криопродукта и разработке устройства для получения дополнительной энергии ставится актуальный вопрос о термодинамической эффективности и сравнительной оценке предлагаемых энергетических установок, а также о предельных возможностях криопродукта как низшего источника теплоты и как рабочего тела.

2.2.1. Использование низкопотенциальной теплоты криопродукта в парадигме Карно при регазификации

Рассмотрим гипотетическую энергетическую установку (рисунок 2.8), использующую прямой цикл Карно, который осуществляется в температурных границах криопродукта (низший источник) и окружающей среды (верхний источник).

Предположим, что температурный напор между рабочим телом и источниками теплоты отсутствует, на участке 1–4 используется только теплота фазового перехода, а на участке 4–5 физическая теплота газа с переменной температурой T_{Xi} в каждом элементарном цикле Карно.

При указанных допущениях работу цикла 1-2-3-4, приходящуюся на один килограмм СПГ можно определить:

$$l = q_1 - q_2. \qquad (2.4)$$

При этом отводимая теплота q_2, приходящаяся на 1 кг, например СПГ, будет фиксированной величиной для заданных параметров криопродукта:

$$q_2 = m \cdot r = 1 \cdot 510 = 510 \text{ кДж } (r = 510 \text{ кДж/кг}). \qquad (2.5)$$

Учитывая, что: $\eta_k = 1 - T_x / T_г = 1 - q_2 / q_1$, где $q_1 = q_2 \cdot \frac{T_г}{T_x}$.

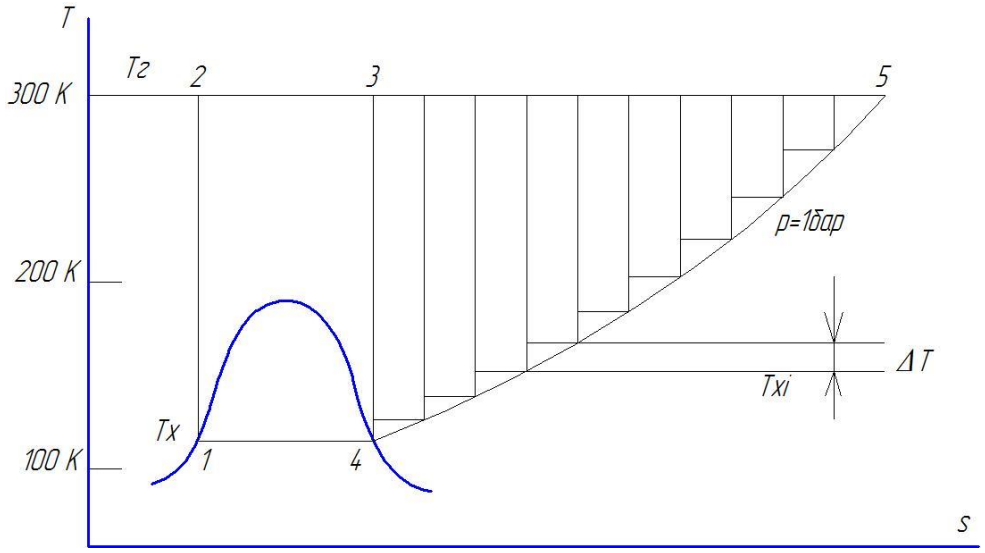


Рисунок 2.8 – К расчету максимальной работы
при отводе теплоты цикла к криопродукту

Тогда работа цикла: $l = q_2 \left(T_г / T_x - 1 \right)$.

На участке 4–5 работа для каждого элементарного цикла Карно будет определяться аналогичным соотношением:

$$dl_i = dq_1 - dq_2 = dq_2 \left(T_г / T_{xi} - 1 \right). \qquad (2.6)$$

При этом располагаемая теплота (низкопотенциальная теплота криопродукта, отводимая от элементарного цикла) рассчитывается формулой:

$$dq_2 = c_{pxi} dT_{xi}. \qquad (2.7)$$

Можно подсчитать работу цикла 4–3–5–4 как сумму работ элементарных циклов Карно, но в пределе она будет соответствовать

работе этого цикла при условии подвода теплоты в изотермическом процессе 3–5 и отводе теплоты по изобаре 5–4 (за счет физической теплоты криопродукта).

Расчеты показывают, что для одного килограмма СПГ предельная теоретическая работа цикла 1–2–5–4–1 составит величину 1093 кДж – 1146 кДж. Если в качестве верхнего источника теплоты использовать не окружающую среду ($T_г$ =300 К), а какой-либо другой источник, то работа цикла и его термический КПД возрастает (при различных давлениях) (рисунок 2.9).

Таким образом, полученные предельные теоретические характеристики показывают, что любая энергетическая система для получения энергии, использующая низкопотенциальную теплоту криопродукта, не может произвести больше работы и не может иметь КПД выше указанных значений.

Полезным является также и знание доли, получаемой в таких энергетических установках энергии, которая является дополнительной по отношению к энергии, вырабатываемой основной энергетической установкой.

Аналогичные характеристики можно получить для любых веществ, содержащих низкопотенциальную теплоту относительно энергетического уровня внешнего источника.

Дополнительную работу в процессе регазификации можно получить не только за счет использования криопродукта для отвода теплоты, но и за счет работы, совершаемой самим криопродуктом. Для этого необходимо повысить его энергетический потенциал, за счет повышения давления. В этом случае перспективно использовать паросиловые циклы Ренкина с насосной подачей криопродукта или термокомпримированием. Дальнейшее получение работы в таких установках осуществляется в расширительных машинах (например, в турбинах).

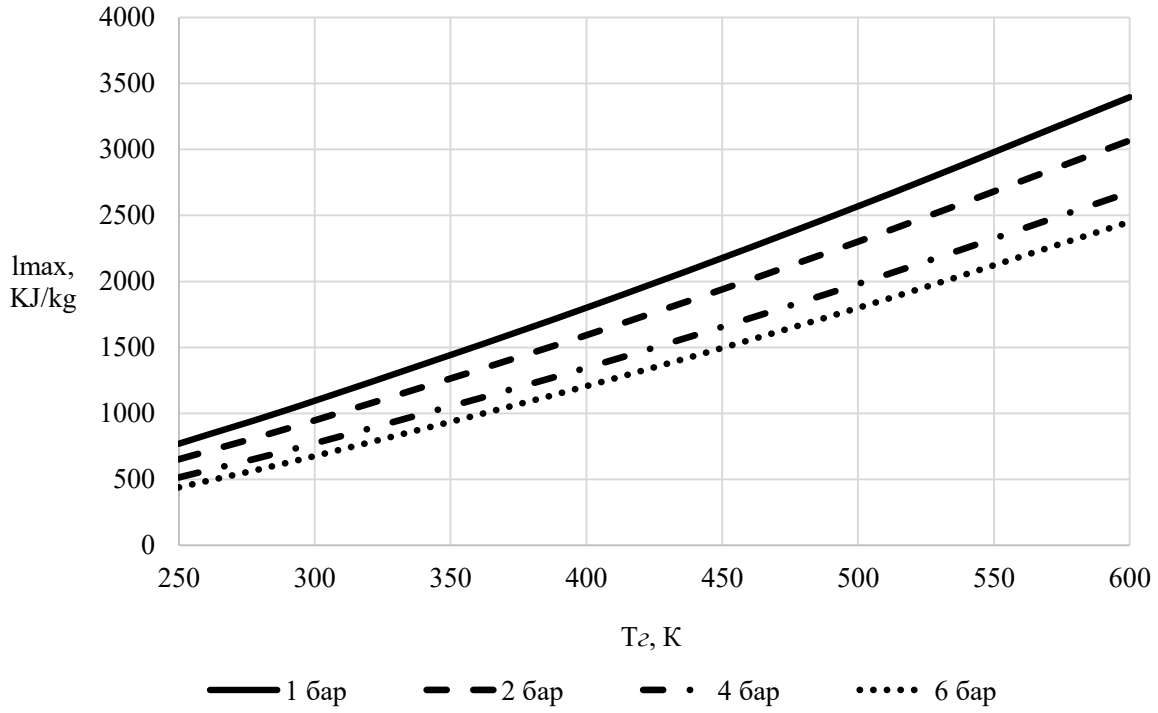


Рисунок 2.9 – Зависимость максимальной удельной работы по циклу 1–2–5–4–1 при отводе теплоты в криопродукт в зависимости от температуры источника подвода теплоты и давления СПГ

Термодинамический анализ таких установок показывает, что получение работы обусловлено реализацией разомкнутого цикла Ренкина (рисунок 2.10). Действительно, при рассмотрении процессов, происходящих с рабочим телом, можно показать следующее. Криогенный насос осуществляет подачу криогенной жидкости в газификатор (процесс 1–2, рисунок 2.10), в котором при подводе внешнего теплоты происходит кипение (процесс 2–3) и перегрев пара (процесс 3–4). Повышение давления в цикле в этих процессах осуществляет насос, работу которого в предварительных расчетах обычных паросиловых циклов можно не учитывать ввиду ее относительной малости (это обстоятельство сменит свою значимость в последующих рассуждениях). Далее происходит расширение на турбине (процесс 4–5) с получением работы. Параметры рабочего тела в точке 5 зависят от степени расширения, а в реальных устройствах от ее допустимого значения. В любом случае температура после расширения становится ниже температуры окружающей

среды и при наличии запаса по давлению можно подогреть газ в пределе до температуры источника теплоты и далее расширить его на второй турбине. Очевидно, что возможно многоступенчатое расширение, при этом выбор количества турбин является оптимизационной задачей. Расчеты показывают, что при оптимизации установки с использованием расширительных турбин можно использовать энергетический низкотемпературный потенциал СПГ на 90%, а доля возвращенной энергии от ранее затраченной на ожижение составляет величину порядка 8–9%.

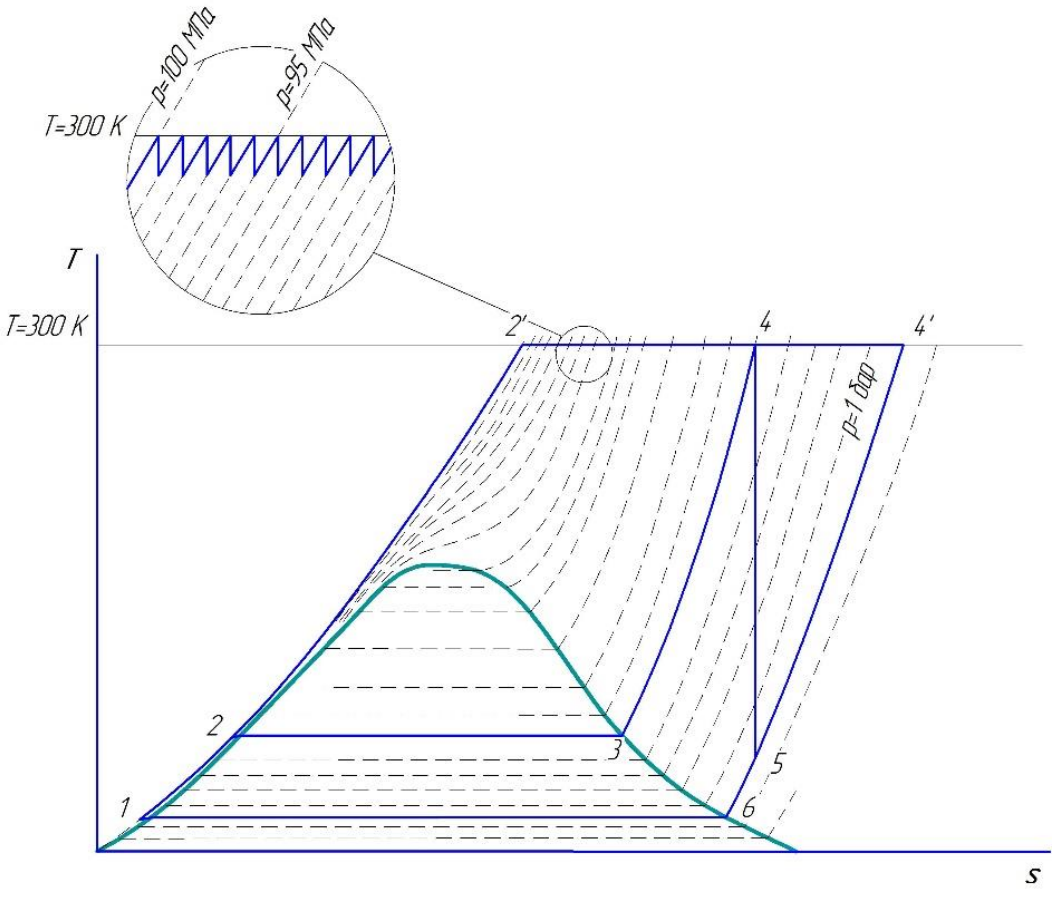


Рисунок 2.10 – К расчету максимальной работе цикла при повышении давления криопродукта

Если вернуться к рабочему процессу рассматриваемой установки (рисунок 2.11), можно отметить следующее. Для увеличения производимой работы необходимо повышать давление нагнетания, что осуществляется криогенным насосом. Если предполо-

жить, что теоретически это осуществимо (в действительности насосы имеют много ограничений по давлению) [17], можно заметить, что работа цикла (его площадь) существенно увеличивается. Но работа насоса также значительно возрастает, и ее уже необходимо учитывать в энергетическом балансе. Расчеты показывают (рисунок 2.12), что при асимптотическом характере зависимости получаемой в цикле полезной работы от давления и линейной функции затрачиваемой насосом работы существует явный максимум, соответствующий давлению 65МПа (расчеты выполнены для СПГ), которому соответствует максимальная работа, равная 853,3 кДж/кг.

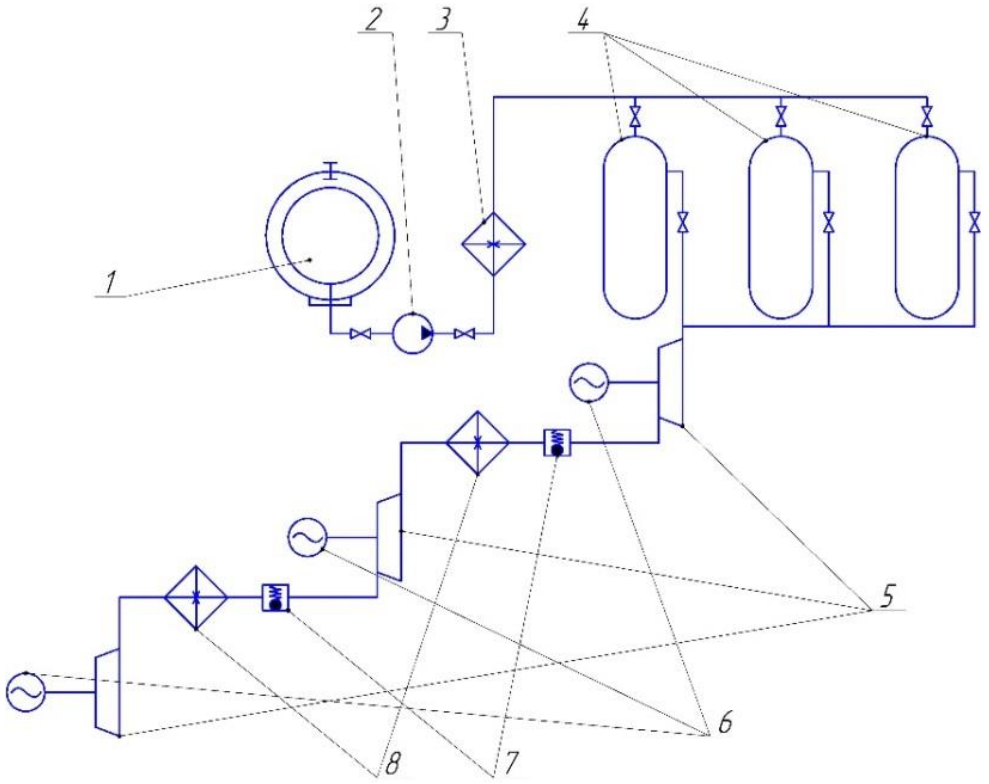


Рисунок 2.11 – Схема регазификационной установки
с предварительным повышением давления криопродукта: 1 – емкость СПГ;
2 – насос; 3 – испаритель; 4 – емкости для хранения испарившегося криопродукта;
5 – турбины; 6 – электрогенераторы; 7 – газовые редукторы; 8 – теплообменники- подогреватели

При дальнейшем анализе термодинамики рассматриваемой системы ставится вопрос о величине максимальной теоретической

работы цикла. Вполне очевидно, что при гипотетической возможности реализации бесконечного множества турбин (выноска 4 на рисунке 2.10) и осуществлении обратимых процессов расширения и подвода теплоты предельным является процесс изотермического расширения 2–4.

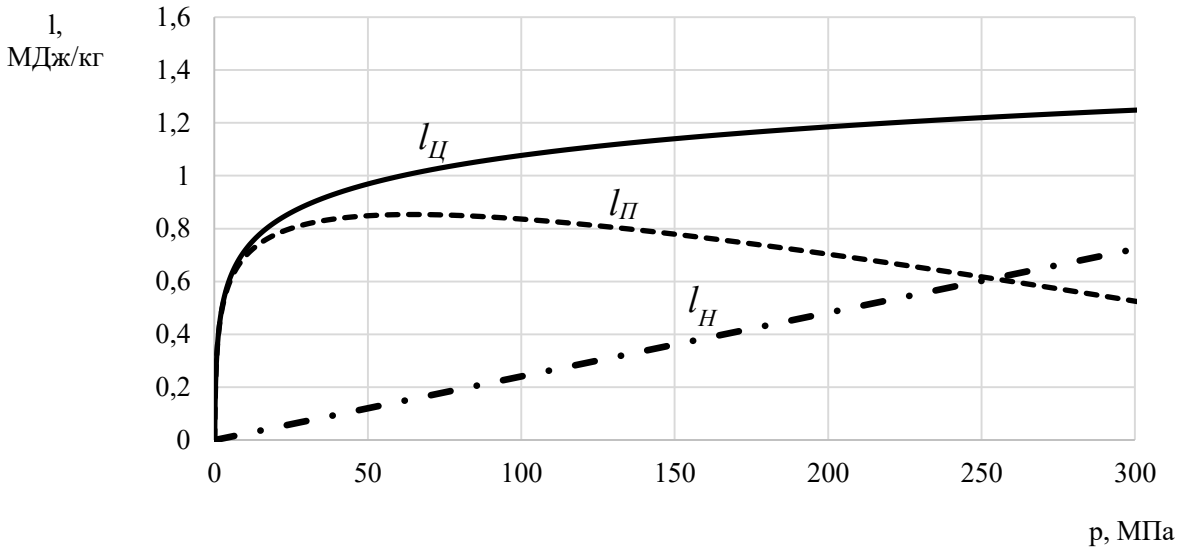


Рисунок 2.12 – Зависимости получаемой в цикле удельной работы от давления в энергетиченской системе ($l_Ц$ – удельная работа цикла, $l_Н$ – удельная работа насоса, $l_П$ – удельная полезная работа)

Подведенная в цикле теплота (процесс 2’–4’) определится формулой:

$$q_1 = l_{2'-4'} = RT\ln(p_{2'} / p_{4'}). \qquad (2.8)$$

Отведенная в цикле теплота – это низкопотенциальная энергия криопродукта 1 кг СПГ:

$$q_2 = i_{4'} - i_1. \qquad (2.8)$$

Работа насоса осуществляется по политропному процессу с коэффициентом политропы $k < n < \infty$, который расположен между адиабатой и изохорой. Работа осуществляется над криопродуктом и внутреняя энергия увеличивается. Таким образом, в этих процессах внутренняя энергия газа увеличивается частично за счет подводимой теплоты и частично за счет совершаемой

над криопродуктом работы. Расчет этого процесса осуществляется по следующей формуле:

$$l_н = i_{2'} - i_1. \quad (2.10)$$

Полезная работа цикла (за вычетом работы насоса):

$$l_ц = l_{2'-4'} - l_н. \quad (2.11)$$

Расчеты для СПГ показывают, что при учете оптимального давления цикла (рисунок 2.9) и расширения до давления уровня точки 4’ (рисунок 2.10) полезная работа цикла составит значения от 850 кДж/кг и выше в зависимости от температуры верхнего источника теплоты.

Для преобразования теплоты внешнего источника в энергию давления используется изохорный процесс нагрева в закрытой емкости. Рассмотрим термокомпримирование в замкнутом объеме баллона. Это может быть естественный процесс регазификации за счет внешних теплопритоков через стенки [19] или во внешнем теплообменнике – замкнутом магистрально на баллон. В нашем случае лучше использовать регазификацию во внешнем теплообменнике [19], т.к. этот процесс легче управляется, а время регазификации и прогрева газа значительно сокращается. В предложенном далее в разделе 7 баллонном регазификаторе масса криопродукта, заливаемая во внутреннюю термоизолированную емкость, не полностью заполняет весь объем баллона и определяется из условия ограничения по давлению при конечном состоянии газа. Если предположить, что существует такая емкость высокого давления, которая способна при полной заливке криопродуктом и последующей регазификации выдержать давление газа, нагретого до температуры окружающей среды, то очевидно, что давление газа в этом случае будет максимально возможной – предельной величиной.

Так как в фиксированный объем V можно влить ограниченную массу жидкости *m*:

$$m_{ж} = \rho_{ж} V\,, \qquad (2.12)$$

то по плотности жидкости (например, для СПГ) 451 кг/м^3 и значению температуры 300 К, можно определить давление, которое достигнет газ (СПГ) в результате термокомпримирования (при высоких давлениях использовать уравнение состояния идеального газа некорректно). Этим значениям соответствует давление 320 МПа.

Это значение давления свидетельствует о том, что за счет термокомпримирования можно получить давление выше давления, соответствующего максимальной полезной работе (рисунок 2.12) при повышении давления насосом в рассмотренном выше цикле. Из этого следует, что за счет термокомпримирования, которое условно проходит без затрат энергии (теплоты), или за счет вторичных источников тепловой энергии можно получить больше работы при изотермическом расширении:

$$N_{tc} = RT \ln \frac{p_1}{p_2} = 519,6 \cdot 300 \cdot \ln \frac{320}{0,1} = 1,258 \text{ МДж/кг}. \qquad (2.13)$$

Это позволяет сделать вывод о том, что в целом термокомпримирование при регазификации жидкого криопродукта эффективнее, чем повышение давления насосом.

В то же время емкости высокого давления, способные выдержать давление в 320 МПа, весьма проблематичны, поэтому даже если допустить разработку и эксплуатацию таких специальных баллонов, то из экономической целесообразности, условий надежности и техники безопасности, можно утверждать, что они будут ограничены по давлению также уровнем порядка 50–70 МПа.

Эти условия соответствуют выше приведенному примеру с насосной подачей криопродукта. А если учитывать, что при опорожнении баллона давление в нем падает и, соответственно, параметры работы турбин отклоняются от расчетных значений, а сама полезная работа уменьшается, то баллонная система может оказаться менее эффективной, чем насосная.

Таким образом, в приближении можно считать, что предельные значения получаемой работы и эффективность будут аналогичны установке с насосной подачей криопродукта. То есть в обоих вариантах существуют объективные ограничения и, например, для СПГ нельзя получить работу выше значения 853 кДж/кг.

2.2.2. Характеристики веществ как рабочих тел в оценке низкопотенциальной теплоты и располагаемой работы при различных агрегатных состояниях

Ниже представлена оценка полной низкотемпературной энергии криогенного продукта на примере азота. Полный низкотемпературный потенциал жидкого азота складывается из фазового перехода (197,5 кДж/кг) и физической теплоты при нагреве паров от температуры кипения –196 °С до температуры окружающей среды при атмосферном давлении (около 245 кДж/кг):

$$q = q_{Ф} + q_{П} = r_0 + c_p \cdot (T_Г - T_Х), \qquad (2.14)$$

где r_0 – удельная теплота парообразования и конденсации; или:

$$q = 197{,}5 + 245 = 442{,}5 \text{ кДж/кг}. \qquad (2.15)$$

Необходимо отметить, что при использовании криопродуктов имеют место потери их низкотемпературного потенциала (НТП) как при хранении, так и транспортировке. Даже при вакуумной теплоизоляции трубопровода, в зависимости от его длины и диаметра, до 6% жидкого азота безвозвратно превращается в пар.

Механизм преобразования НТП криопродукта осуществляется по схеме, представленной на рисунке 2.13. Если криопродукт находится в состоянии твердого тела, то схема преобразования НТП криопродукта в случае использования его максимального низкотемпературного потенциала идет в соответствии с рисунком 2.13 по схеме «A-B-C». Если криопродукт находится в жидком состоянии, то преобразование НТП криопродукта происходит

по схеме «B-C», а в случае состоянии криопродукта в состоянии пара при криогенных температурах – по схеме «C».

В соответствии с этой схемой видно, что на эффективность использования низкпотенциальной теплоты криопродукта влияет энергетический потенциал его фазового перехода (удельная теплота плавления и теплота парообразования) с учетом температуры и давления. Ниже представлена таблица 2.2, в которой показаны сравнительные удельные энергетические характеристики и термодинамические параметры основных веществ, которые широко используются при криогенных температурах. Удельная теплота плавления криопродукта также зависит от давления. Криопродукты при плавлении расширяются, и удельная теплота их плавления при увеличении внешнего давления возрастает (кроме льда, висмута и галлия).

Увеличение давления ведет к увеличению температуры кипения, но снижается удельная теплота парообразования. На основании обработки справочных данных составлены нижеприведенные графики и таблицы 2.14–2.15.

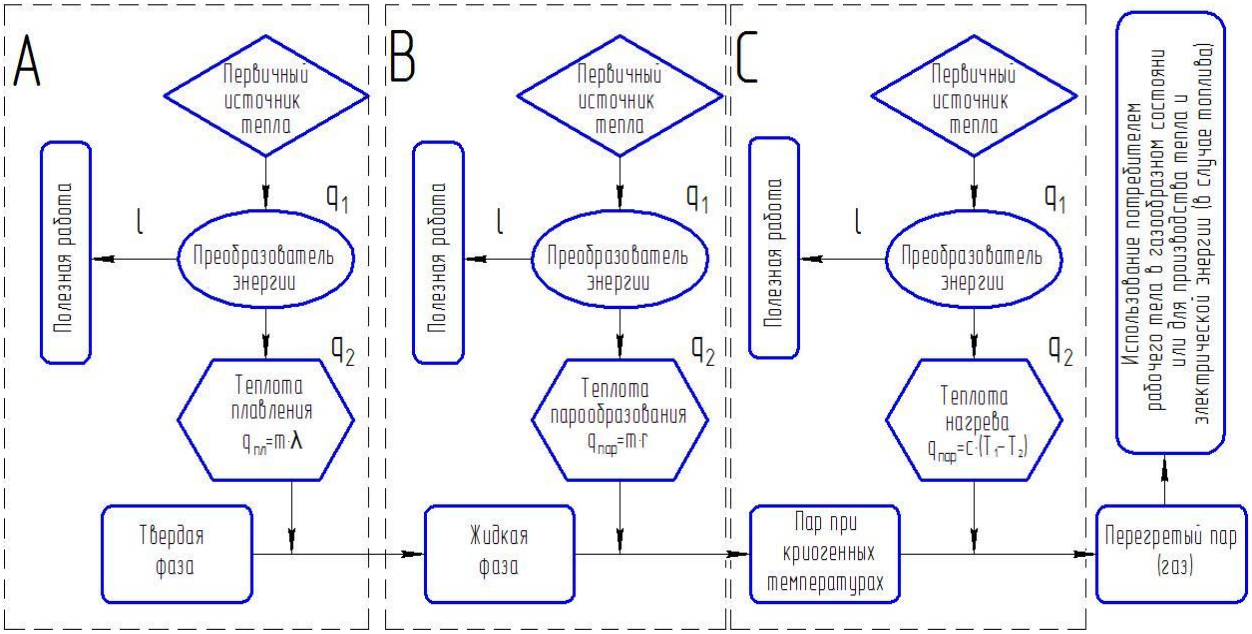


Рисунок 2.13 – Преобразование низкпотенциальной теплоты криопродукта в случае использования его максимального низкотемпературного потенциала

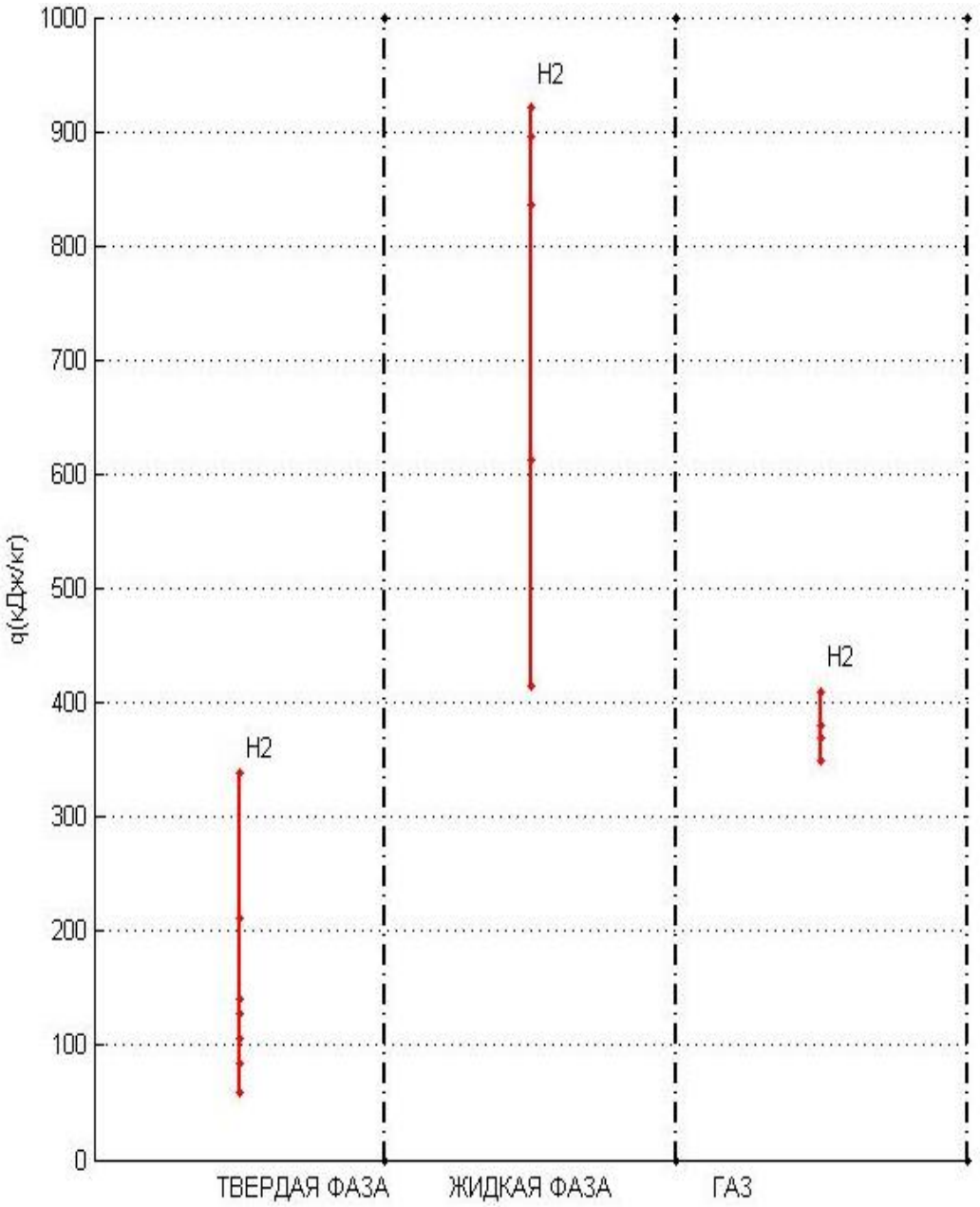


Рисунок 2.14 – Низкотемпературный энергетический потенциал для водорода

Таблица 2.2 – Температура плавления $t_{пл}$ и удельная теплота плавления (0,1 МПа)

Наименование	$t_{пл}, ^{\circ}C$	λ, кДж/кг
Азот	–210,0	25,5
Аммиак	–77,7	333
Кислород	–218,8	13,9
Монооксид углерода	–205,1	30
Водород	–259,2	58,6

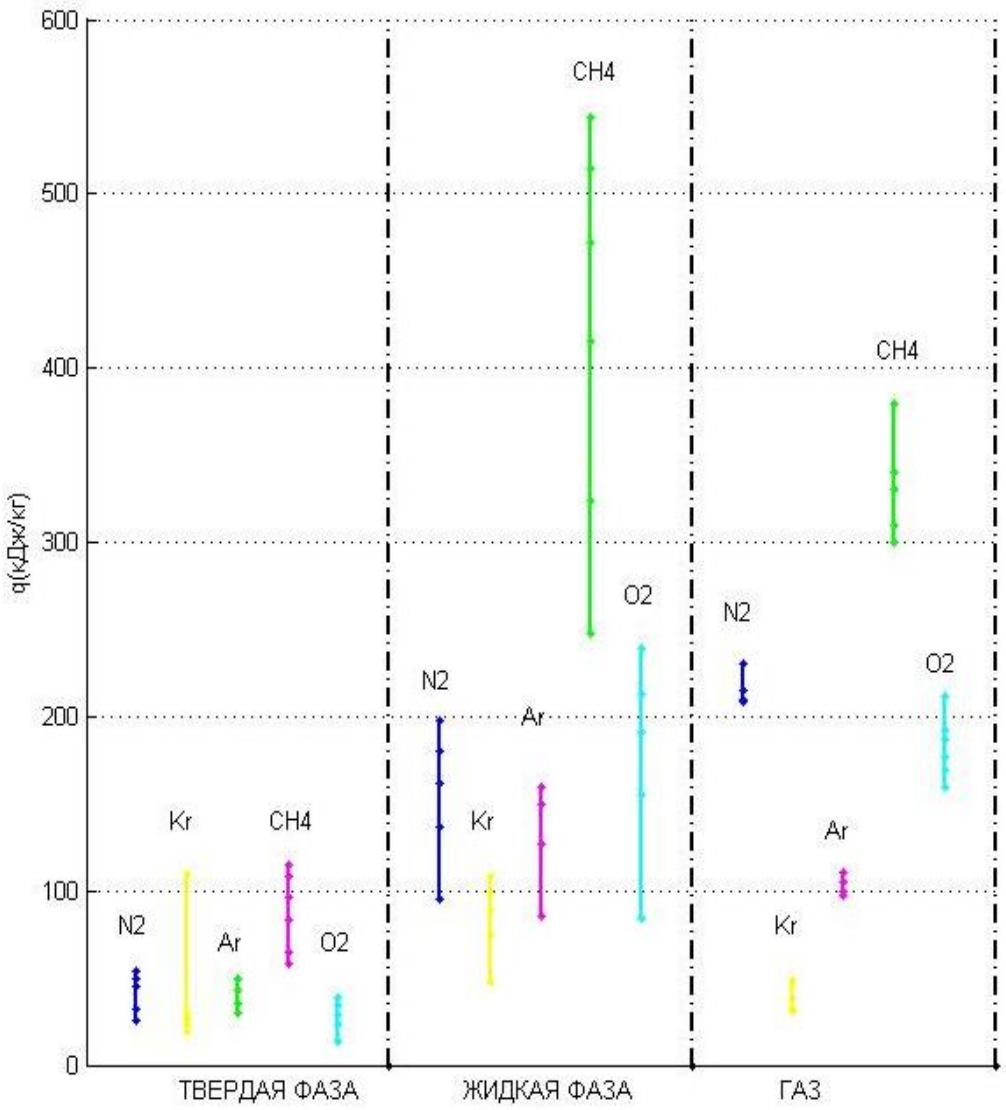


Рисунок 2.15 – Низкотемпературный энергетический потенциал для различных веществ

Полезной будет численная оценка низкотемпературного потенциала при фазовых переходах для различных веществ и располагаемой работы по циклу Карно при использовании в качестве низшего источника теплоты самих криопродуктов в различных фазовых состояниях. КПД такой системы по циклу Карно (рисунки 2.16–2.17), определяется следующим образом

$$l = q_1 - q_2 \rightarrow q_1 = l + q_2, \tag{2.16}$$

$$l = \frac{q_2 \eta}{1 - \eta}, \tag{2.17}$$

где η – термический коэффициент полезного действия, q_1 – теплота, подводимая из окружающей среды, q_2 – НТП криопродукта (отводимое от преобразователя энергии теплота), l – работа по циклу Карно.

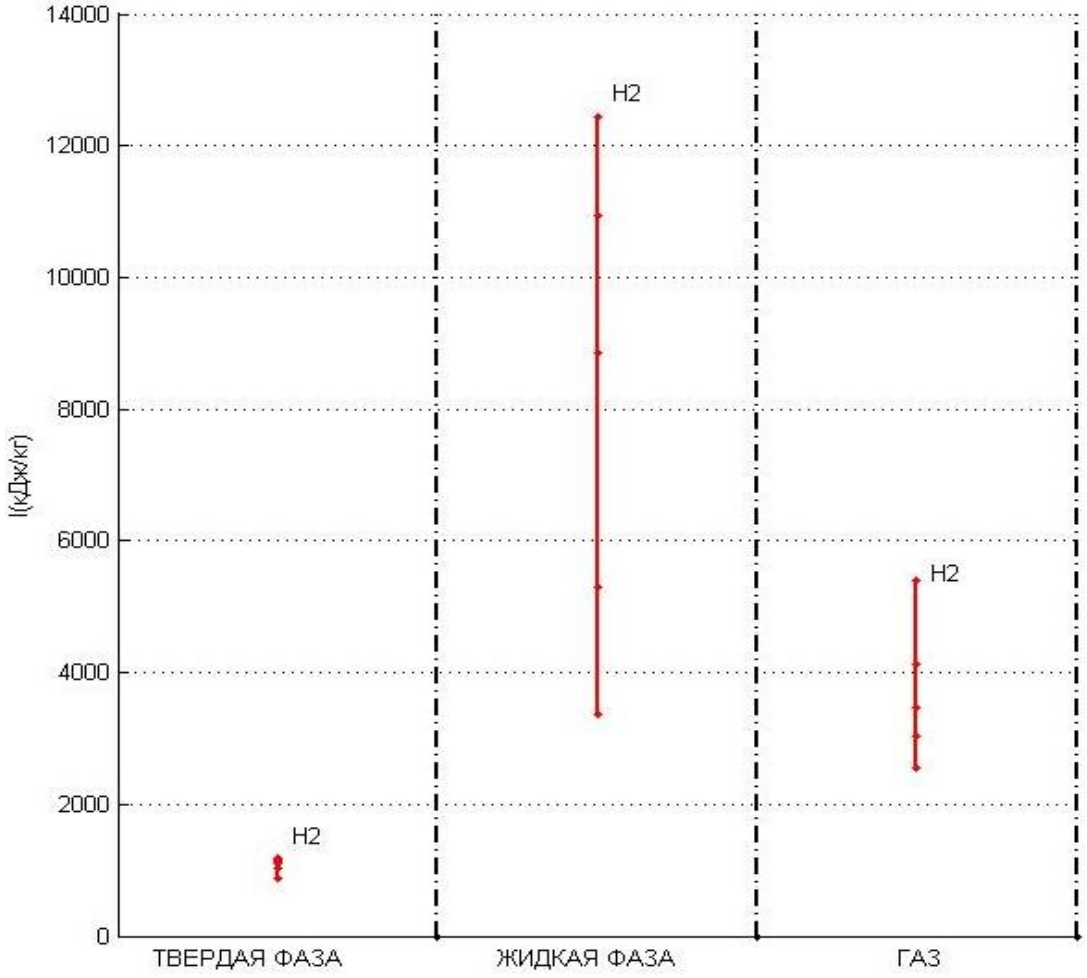


Рисунок 2.16 – Располагаемая работа по циклу Карно при использовании в качестве низшего источника тепловой энергии водорода в различных фазовых состояниях

Также определена удельная эксергия НТП криопродукта e_q по следующему соотношению:

$$e_q = q_2 \cdot \left| T_к - T_0 \right| / T_к, \qquad (2.18)$$

где $T_2 = T_K$ – температура криопродукта, $T_1 = T_0$ – температура окружающей среды.

На графиках рисунков 2.16–2.17 (а также в таблице 2.3) представлены численные значения низкопотенциальной энергии при фазовых переходах для различных веществ и располагаемой работы по циклу Карно при использовании в качестве низшего источника теплоты самих криопродуктов в различных фазовых состояниях.

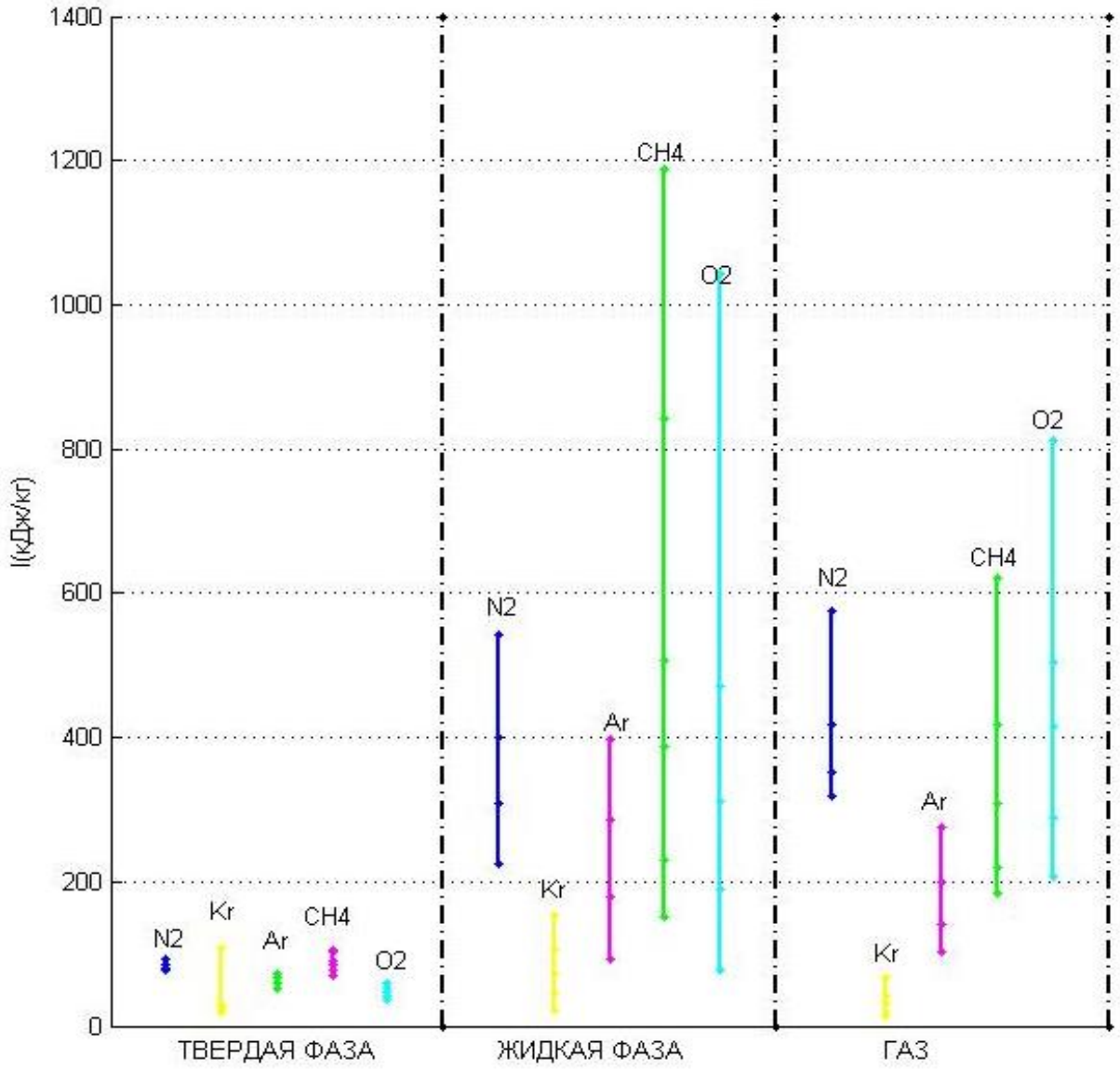


Рисунок 2.17 – Располагаемая работа по циклу Карно
при использовании НТП криопродукта в различных фазовых состояниях

Полученные данные удобно применять при проектировании низкотемпературных энергетических установок (НЭУ).

Таблица 2.3 – Термодинамические параметры и энергетические характеристики различных криопродуктов при фазовых переходах

Вещество	Параметр	Твердая фаза	Жидкая фаза	Газовая фаза
Водород H_2	$P_{\min}...P_{\max}$, *МПа*	0,1…54,6	0,09…1,1	0,09…1,1
	$T_{\min}...T_{\max}$, *К*	13,8...80	20...32	20...35
	q_2, *кДж/кг*	58,6…338	419…921	35…400
	e_q, *кДж/кг*	55,8…245,7	390,4…820,4	32,6…352,2
	l, кДж/кг	1172,8…887,3	12433,5…3378,2	5400…2550
Азот N_2	$P_{\min}...P_{\max}$, *МПа*	0,1… 3,0	0,17...2,52	0,17…2,52
	$T_{\min}...T_{\max}$, *К*	63...120	77,4...120	80...120
	q_2, *кДж/кг*	25,5…54	95,7...197,6	208…219
	e_q, *кДж/кг*	20…31,9	70,6…116,7	151,2…129,3
	l, кДж/кг	91,9…76,5	542,8…224,2	574,9…319,6
Криптон	$P_{\min}...P_{\max}$, *МПа*	0,1…2,4	0,1…4,22	0,1…4,22
	$T_{\min}...T_{\max}$, *К*	116,6…180	120...200	120...200
	q_2, *кДж/кг*	19,5…30,1	47,8…107,9	31…48
	e_q, *кДж/кг*	11,7…11,6	28,2…34,2	18,3…15,2
	l, кДж/кг	29…18,4	152,9…21,5	68…14
Аргон	$P_{\min}...P_{\max}$, *МПа*	0,1...3,16	0,1…3,16	0,1…3,16
	$T_{\min}...T_{\max}$, *К*	83…140	83…140	83…140
	q_2, *кДж/кг*	29,5…49,7	85,6…159,6	97…111
	e_q, *кДж/кг*	21,1…25,1	61,4…83,3	69,5…58
	l, кДж/кг	73,6…53,3	398…91,7	276,8…103,9
Метан CH_4	$P_{\min}...P_{\max}$, *МПа*	0,1...3,6	0,012…3,24	0,012…3,24
	$T_{\min}...T_{\max}$, *К*	90…180	91…180	110...180
	q_2, *кДж/кг*	38,8...115,2	152...1188,3	300…380
	e_q, *кДж/кг*	26,9…44,4	104,8…458,2	187,4…146,6
	l, кДж/кг	86,2…70,4	1188,3…152	621,8…183,3
Кислород O_2	$P_{\min}...P_{\max}$, *МПа*	0,1...4,0	0,01...4,2	0,01...4,2
	$T_{\min}...T_{\max}$, *К*	54...150	54…150 К	54...150
	q_2, *кДж/кг*	13,9...39	83,9...238,7	160…212
	e_q, *кДж/кг*	11,3…19	68,4…116,5	130,5…103,5
	l, кДж/кг	60,7…36,4	1043,2…78,3	812,7…208

Важность этих данных заключается в том, что они являются предельными. В качестве примера в таблице 2.4 приведены

расчетные формулы для этих энергетических характеристик для различных криогенных рабочих тел. Их практическая значимость заключается в том, что они могут рассматриваться как дополнение к справочным таблицам теплофизических свойств веществ и могут быть использованы в расчетах и программных продуктах.

Эти данные относятся к самому распространенному технологическому процессу, а именно процессу регазификации.

На рисунках 2.18 и 2.19 для примера представлены иллюстрации характеристик низкотемпературных потенциалов и располагаемой работы по Карно как трехмерных поверхностей в координатах давления и температуры для азота и природного газа.

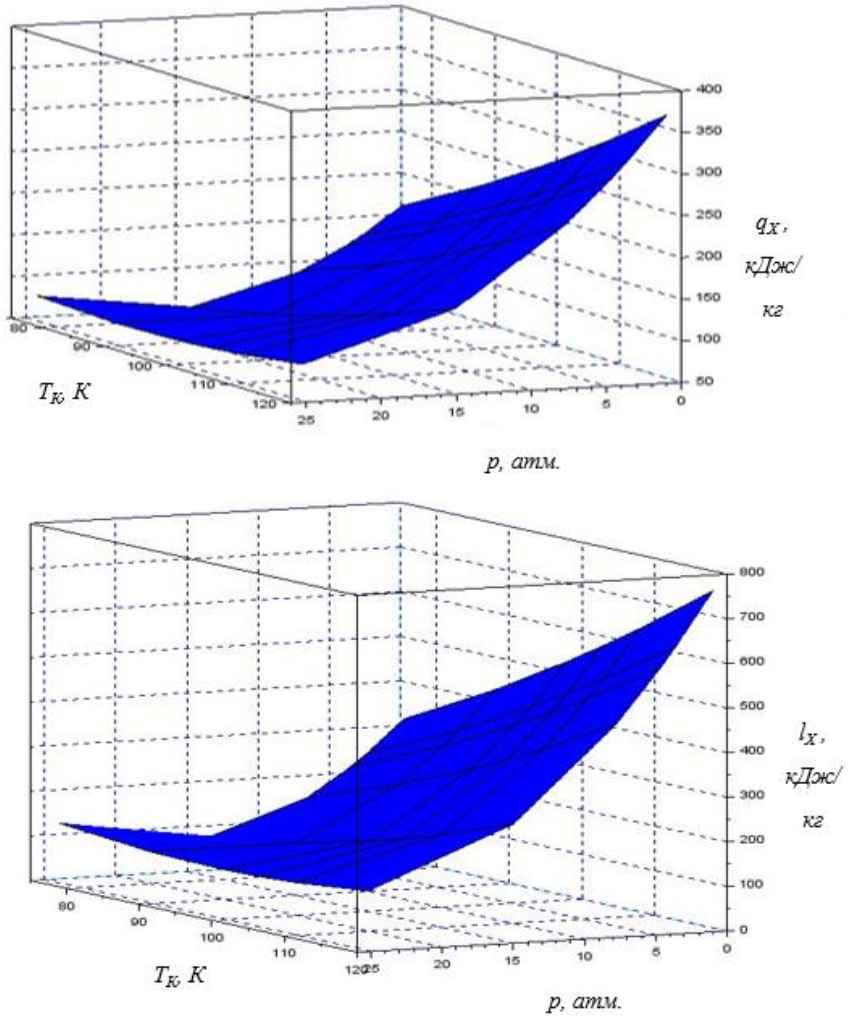


Рисунок 2.18 – Низкопотенциальная энергия азота N_2.
а – зависимость низкотемпературного энергетического потенциала от давления и температуры (жидкая фаза); б – зависимость располагаемой работы по Карно от давления и температуры (жидкая фаза)

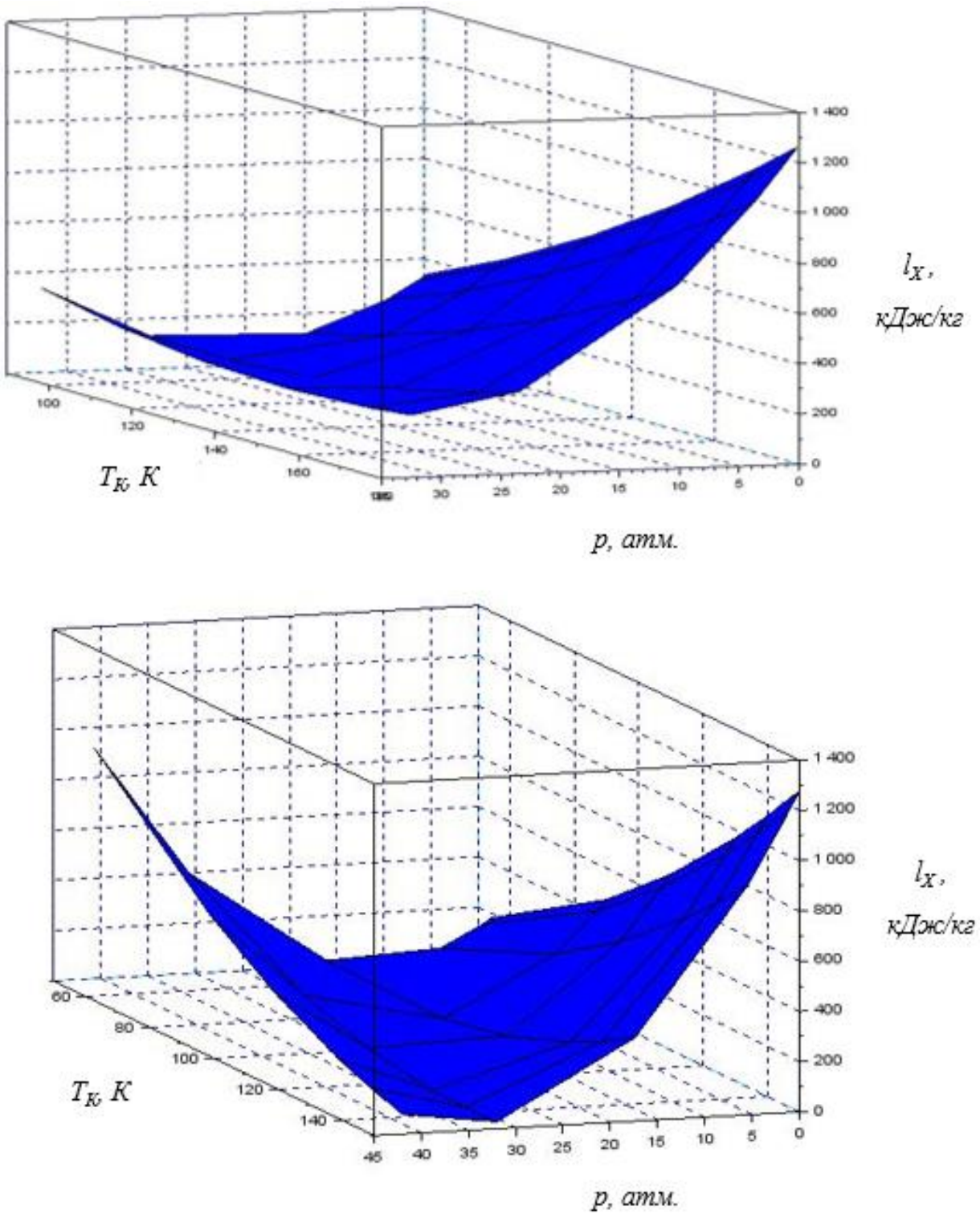


Рисунок 2.19 – Низкопотенциальная энергия азота CH_4.
а – Зависимость низкотемпературного потенциала CH_4 от давления и температуры (жидкая фаза); б – зависимость располагаемой работы по Карно от давления и температуры (жидкая фаза)

Таблица 2.4 – Расчетные зависимости
для определения низкотемпературного
энергетического потенциала криопродукта

Веще-ство	Параметр	Твердая фаза	Жидкая фаза
Водород H_2	$P_{min}...P_{max}$, *МПа*	0,1…54,6	0,09…1,1
	$T_{min}...T_{max}$, *К*	13,8...80	20...32
	q_2, *кДж/кг*	$q_x = 0,000073 \cdot p^2 - 0,0633 \cdot p - -0,2418 + 0,2935 \cdot T^2 - -0,0042 \cdot p \cdot T - 0,156 \cdot T$	$q_x = -2 \cdot p^2 - 0,374 \cdot p + +0,5211 + 1,603 \cdot T^2 - 2 \cdot p \cdot T + +1,193 \cdot T$
	l, *кДж/кг*	$l_x = -0,00045 \cdot p^2 + 0,4291 \cdot p - -0,257 + 0,7396 \cdot T^2 - 0,0317 \cdot p \cdot T + +0,023 \cdot T$	$l_x = 1,049 \cdot p^2 + 0,374 \cdot p - -0,014 + 0,054 \cdot T^2 - 0,487 \cdot p \cdot T + +0,456 \cdot T$
Азот N_2	$P_{min}...P_{max}$, *МПа*	0,1… 3,0	0,17...2,52
	$T_{min}...T_{max}$, *К*	63...120	77,4...120
	q_2, *кДж/кг*	$q_x = 0,012 \cdot p^2 - 0,21 \cdot p - -0,078 + 0,001 \cdot T^2 + 0,005 \cdot p \cdot T + +0,326 \cdot T$	$q_x = 0,412 \cdot p^2 - 0,043 \cdot p - -0,16 + 0,022 \cdot T^2 - 0,185 \cdot p \cdot T + +0,618 \cdot T$
	l, *кДж/кг*	$l_x = 0,079 \cdot p^2 - 0,198 \cdot p - -0,165 + 0,009 \cdot T^2 - 0,047 \cdot p \cdot T + +0,398 \cdot T$	$l_x = 0,935 \cdot p^2 + 0,668 \cdot p - -0,586 + 0,051 \cdot T^2 - 0,426 \cdot p \cdot T + +0,625 \cdot T$
Криптон	$P_{min}...P_{max}$, *МПа*	0,1…2,4	0,1…4,22
	$T_{min}...T_{max}$, *К*	116,6…180	120...200
	q_2, *кДж/кг*	$q_x = 0,0104 \cdot p^2 - 0,021 \cdot p - -0,17 + 0,00065 \cdot T^2 - 0,0031 \cdot p \cdot T + +0,089 \cdot T$	$q_x = 0,132 \cdot p^2 - 0,464 \cdot p - -0,336 + 0,006 \cdot T^2 - 0,054 \cdot p \cdot T + +0,239 \cdot T$
	l, *кДж/кг*	$l_x = 0,0109 \cdot p^2 - 0,273 \cdot p - -0,0346 - 0,0022 \cdot T^2 - 0,000013 \cdot p \cdot T + 0,5022 \cdot T$	$l_x = 0,292 \cdot p^2 - 0,0832 \cdot p - -0,0019 + 0,0076 \cdot T^2 - -0,1053 \cdot p \cdot T + 0,444 \cdot T$

Окончание табл. 2.4

Аргон	$P_{\min}...P_{\max}$, *МПа*	0,1...3,16	0,1…3,16
	$T_{\min}...T_{\max}$, *К*	83…140	83…140
	q_2, *кДж/кг*	$q_x = -0,090 \cdot p^2 + 0,184 \cdot p + +0,0999 + 0,0024 \cdot T^2 + 0,01067 \cdot p \cdot T + 0,0782 \cdot T$	$q_x = 1,079 \cdot p^2 - 0,653 \cdot p + +0,361 + 0,0088 \cdot T^2 - 0,0804 \cdot p \cdot \cdot T + +0,865 \cdot T$
	l, *кДж/кг*	$l_x = -0,053 \cdot p^2 - 0,1793 \cdot p + +0,0582 + 0,0007 \cdot T^2 - -0,023 \cdot p \cdot T + 0,679 \cdot T$	$l_x = 0,472 \cdot p^2 - 0,1403 \cdot p + +0,1518 + 0,0281 \cdot T^2 - -0,2304 \cdot p \cdot T + 0,698 \cdot T$
Метан CH_4	$P_{\min}...P_{\max}$, *МПа*	0,1...3,6	0,012…3,24
	$T_{\min}...T_{\max}$, *К*	90…180	91…180
	q_2, *кДж/кг*	$q_x = 0,068 \cdot p^2 + 0,135 \cdot p - -0,023 + 0,0083 \cdot T^2 - 0,0302 \cdot p \cdot T - -0,288 \cdot T$	$q_x = 0,968 \cdot p^2 + 0,321 \cdot p - -0,107 + 0,036 \cdot T^2 - 0,351 \cdot p \cdot T + +0,502 \cdot T$
	l, *кДж/кг*	$l_x = 0,214 \cdot p^2 - 0,02 \cdot p - -0,018 + 0,0045 \cdot T^2 - 0,071 \cdot p \cdot T + +0,61 \cdot T$	$l_x = 1,126 \cdot p^2 - 0,184 \cdot p - -0,601 + 0,034 \cdot T^2 - 0,372 \cdot p \cdot T + +0,757 \cdot T$
Кислород O_2	$P_{\min}...P_{\max}$, *МПа*	0,1...4,0	0,01...4,2
	$T_{\min}...T_{\max}$, *К*	54...150	54…150 К
	q_2, *кДж/кг*	$q_x = -0,002 \cdot p^2 - 0,007 \cdot p + +0,199 + 0,00002 \cdot T^2 + 0,0006 \cdot p \cdot T + +0,252 \cdot T$	$q_x = 0,304 \cdot p^2 - 0,286 \cdot p + +0,172 + 0,019 \cdot T^2 - 0,157 \cdot p \cdot T + +0,738 \cdot T$
	l, *кДж/кг*	$l_x = 0,159 \cdot p^2 + 0,184 \cdot p - -0,272 + 0,006 \cdot T^2 - 0,067 \cdot p \cdot T + +0,257 \cdot T$	$l_x = 1,049 \cdot p^2 + 0,374 \cdot p - -0,014 + 0,054 \cdot T^2 - 0,487 \cdot p \cdot T + +0,456 \cdot T$

В дополнение к практическим рекомендациям в методическом аспекте и для наглядности разработаны методики построения $q_2 - T_x$ и $l - T_x$ диаграммы (рисунки 2.20–2.21).

Алгоритм построения $q_2 - T_x$ диаграммы заключается в следующем. Начальной точкой для построения $q_2 - T_x$ диаграммы является точка состояния равновесия с окружающей средой T_0, у которой удельная низкотемпературная энергия криопродукта q_2 равна нулю. Для 1 кг вещества:

$$q_2 = \int_{T_x}^{T_0} c_x dT. \tag{2.19}$$

Данное выражение справедливо для нагрева однофазной среды с подстановкой соответствующей теплоемкости c_x.

Например, при изобарном нагреве (все дальнейшие диаграммы будут строиться именно для изобарного нагрева криопродукта) выражение (2.19) превращается в:

$$q_2 = \int_{T_x}^{T_0} c_p dT. \tag{2.20}$$

С учетом этого строится кривая низкопотенициальной теплоты либо путем интегрирования уравнения с учетом зависимости теплоемкости от температуры, либо разбивается на участки и методом линейной интерполяции рассчитываются значения удельной низкотемпературной энергии криопродукта для диапазона температур от окружающей среды до температуры кипения:

$$T_0 = 300; \quad q_{20} = 0; \tag{2.21}$$

$$T_1 = 290; \quad q_{21} = \frac{c_{p0} + c_{p1}}{2}(300 - 290); \tag{2.22}$$

$$T_2 = 280; \quad q_{22} = q_{21+} \frac{c_{p1} + c_{p2}}{2}(290 - 280). \tag{2.23}$$

Фазовые переходы представляют собой изотермические процессы, так что на $q_2 - T_x$ диаграмме такой процесс изображается

вертикальной линией с температурой, равной температуре кипения, и $q_{ж} - q_{г} = r$, т.е. разница между низкотемпературными потенциалами жидкого и газообразного криопродукта равна теплоте парообразования (r) при заданном давлении.

После этого строится кривая нагрева для жидкой фазы, вслед за чем повторяется процесс фазового перехода жидкость – твердое тело $q_{т} - q_{ж}\lambda$ (λ – теплота парообразования), и, наконец, кривая заканчивается нагревом твердого тела.

Такие диаграммы (рисунки 2.20–2.23) могут быть построены для любых рабочих тел (криопродуктов), их использование облегчает подпроектные разработки низкотемпературных энергетических систем.

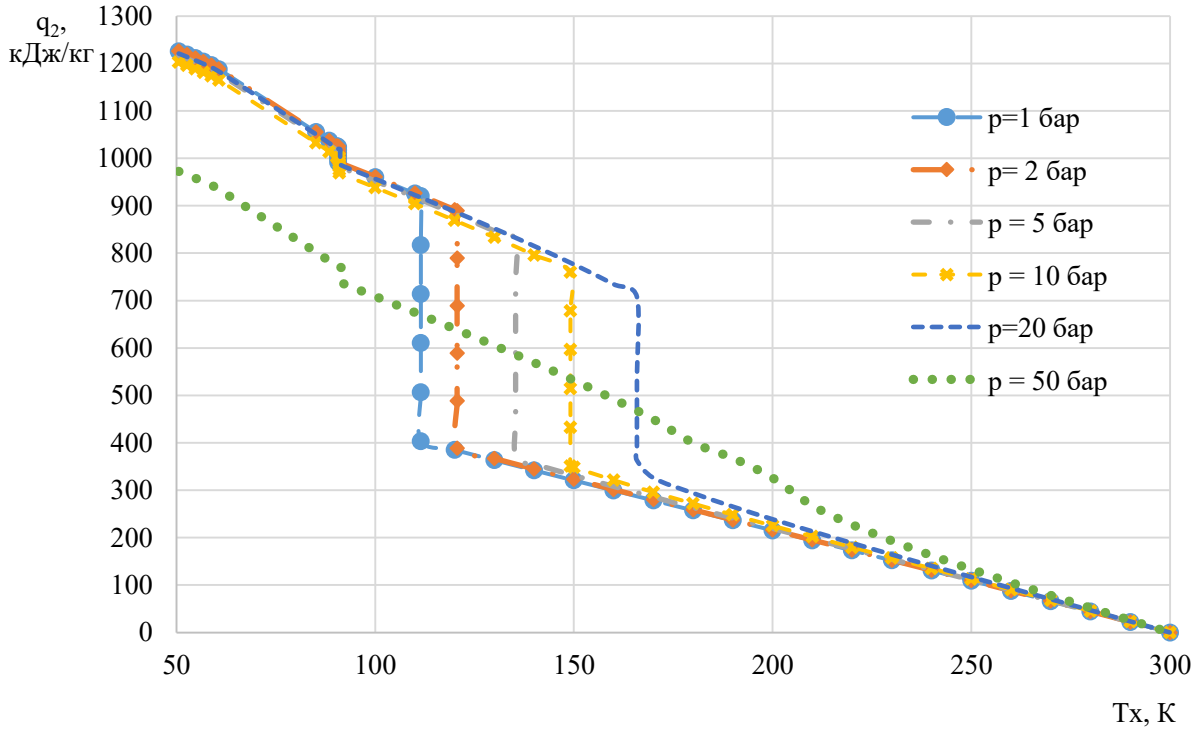


Рисунок 2.20 – Диаграмма удельной теплоты, отводимой в цикле (q_2 – T -диаграмма для метана)

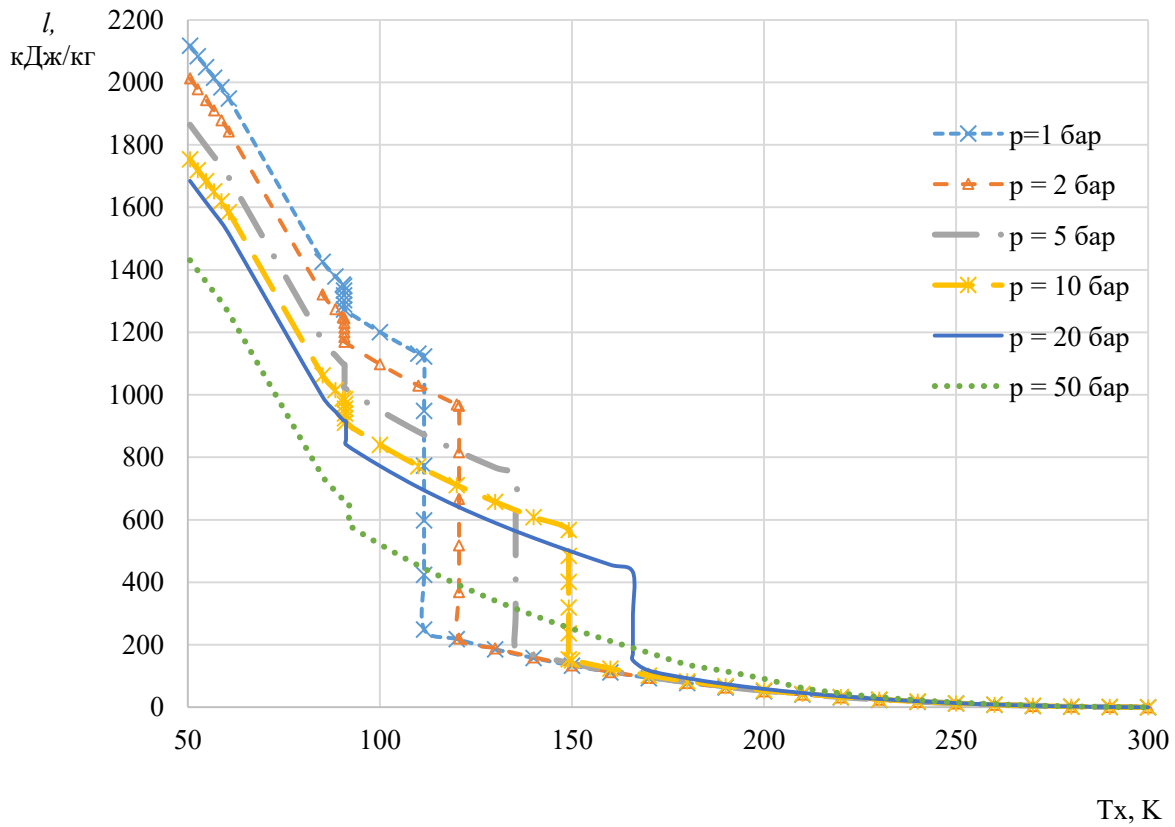


Рисунок 2.21 – Диаграмма удельной полезной работы
(l – T – диаграмма для метана)

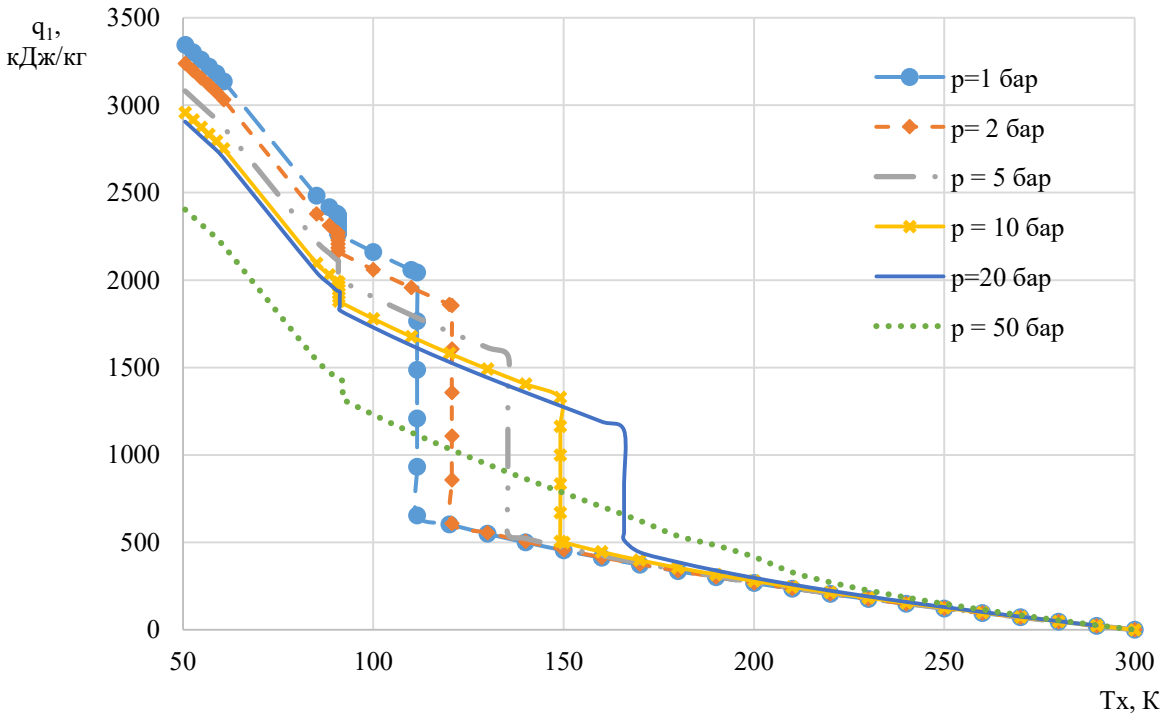


Рисунок 2.22 – Диаграмма удельной теплоты, подводимой в цикле
(q_1 – T диаграмма для метана)

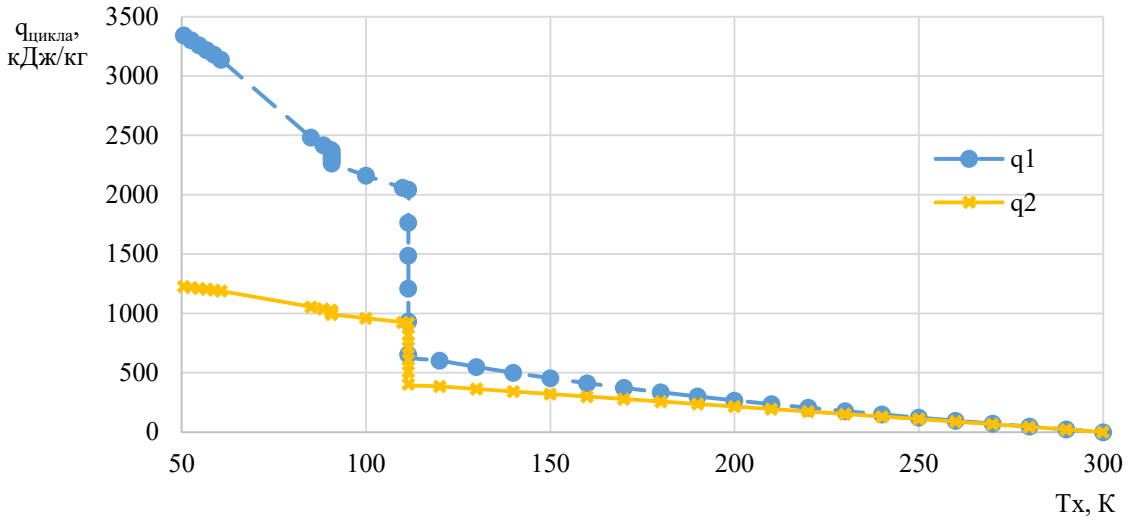


Рисунок 2.23 – Диаграмма подводимой и отводимой тепловой энергии в цикле ($q_{цикла}$ – T метана при давлении 0,1МПа)

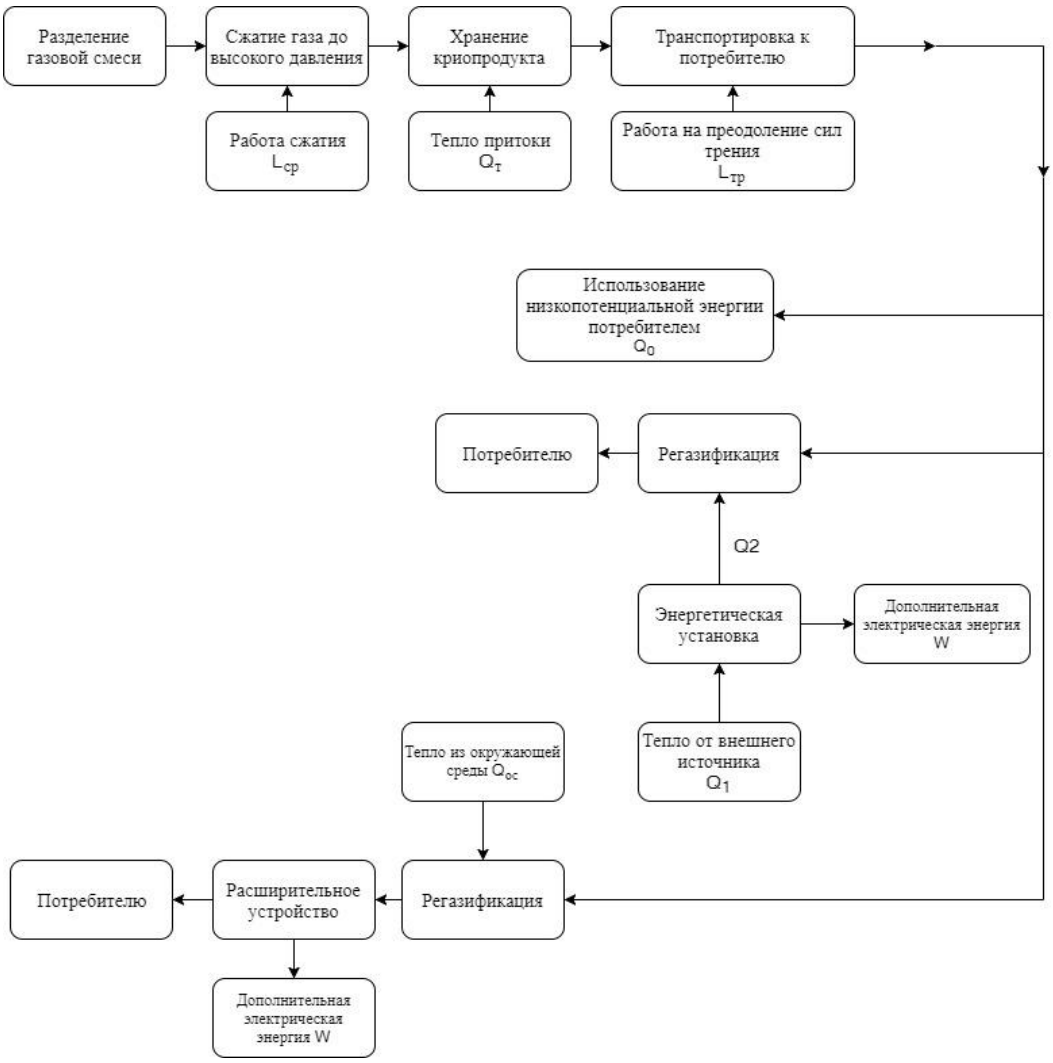


Рисунок 2.24 – Логистическая схема получения и использования энергетического потенциала криопродукта

Таким образом, используя все вышеописанные методики оценки НТП можно составить логистическую схему (рисунок 2.24) получения и использования энергетического потенциала криопродукта, что удобно на этапах проектирования.

Глава 3.
УТОЧНЕННЫЕ МЕТОДИКИ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

3.1. Карнотизированный цикл и КПД Новикова

Известно, что методика оценки термодинамической эффективности циклов тепловых машин (например, цикла паросиловой установки, использующей низкопотенциальную теплоту криопродукта, представленного на рисунке 3.1) через коэффициент полезного действия с учетом введения энтропии как параметра состояния соответствует подходам энтропийно-статистичекого метода. Изложенные А.М. Архаровым [43] аргументы наглядно показывают нецелесообразность эксергетического метода анализа при исследовании низкотемпературных энергетических установок, поэтому здесь предлагается развитие энтропийно-статистического метода с получением уточненной формулы для коэффициента полезного действия.

Появившаяся в конце XX века так называемая термодинамика конечного времени [45] показывает, что взаимосвязанные между собой теплопередающие способности поверхностей теплообмена в тепловой машине и время теплового взаимодействия источника тепловой энергии и рабочего тела объективно привносят ограничения на термический КПД цикла.

В работах И.И. Новикова [1] и др. при рассмотрении высокотемпературных циклов ставится условие получения максимальной работы при заданных температурных уровнях и выводится формула предельной эффективности цикла, которая отличается от КПД Карно и имеет следующий вид:

$$\eta_N = 1 - \sqrt{\frac{T_2}{T_1}}, \qquad (3.1)$$

где T_1 – температура подвода теплоты; T_2 – температура отвода теплоты [10].

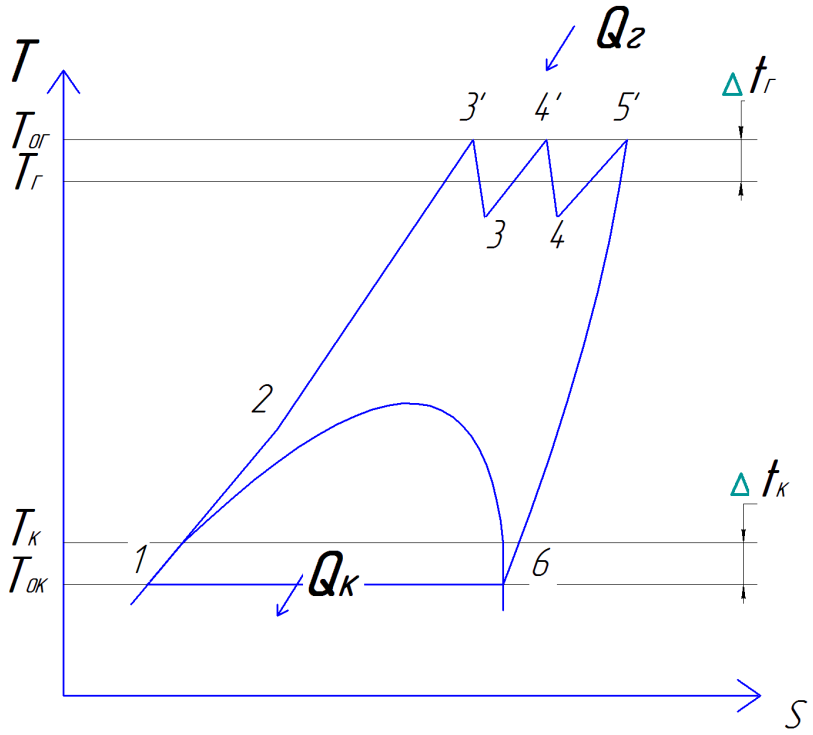


Рисунок 3.1 – Вид T-S диаграммы цикла паросиловой установки, использующей низкопотенциальную теплоту криопродукта

В настоящее время данное соотношение часто используется при анализе циклов тепловых машин.

Однако следует отметить, что эта формула получена при следующих допущениях. Степень необратимости термодинамического цикла, определяемая отношением приращения энтропии системы за один цикл к изменению энтропии рабочего тела в процессе подвода теплоты, равна нулю, а температурный напор между источником теплоты и рабочим телом отсутствует.

Формула (3.1) отражает условие получения максимальной работы, но не термического КПД. Максимальное значение термического КПД соответствовало бы наивысшей возможной температуре рабочего тела, т.е. температуре высшего источника теплоты,

но тогда температурный напор между окружающей средой и рабочим телом $\Delta t_Г$ стремится к нулю, и полезная мощность энергоустановки стремится также к нулю.

Дальнейшее развитие подхода Новикова И.И. и его формулы нашло отражение в работах Цирлина А.М. [21] где, например, решена задача о нахождении предельного КПД тепловой машины при заданной мощности, которая меньше максимальной.

В плане использования низкопотенциальной теплоты криогенных жидкостей на основе энергоустановок прямого цикла на низкотемпературном уровне методология Новикова–Карзона [2, 1] может быть также применима, однако необходимо учитывать некоторые особенности.

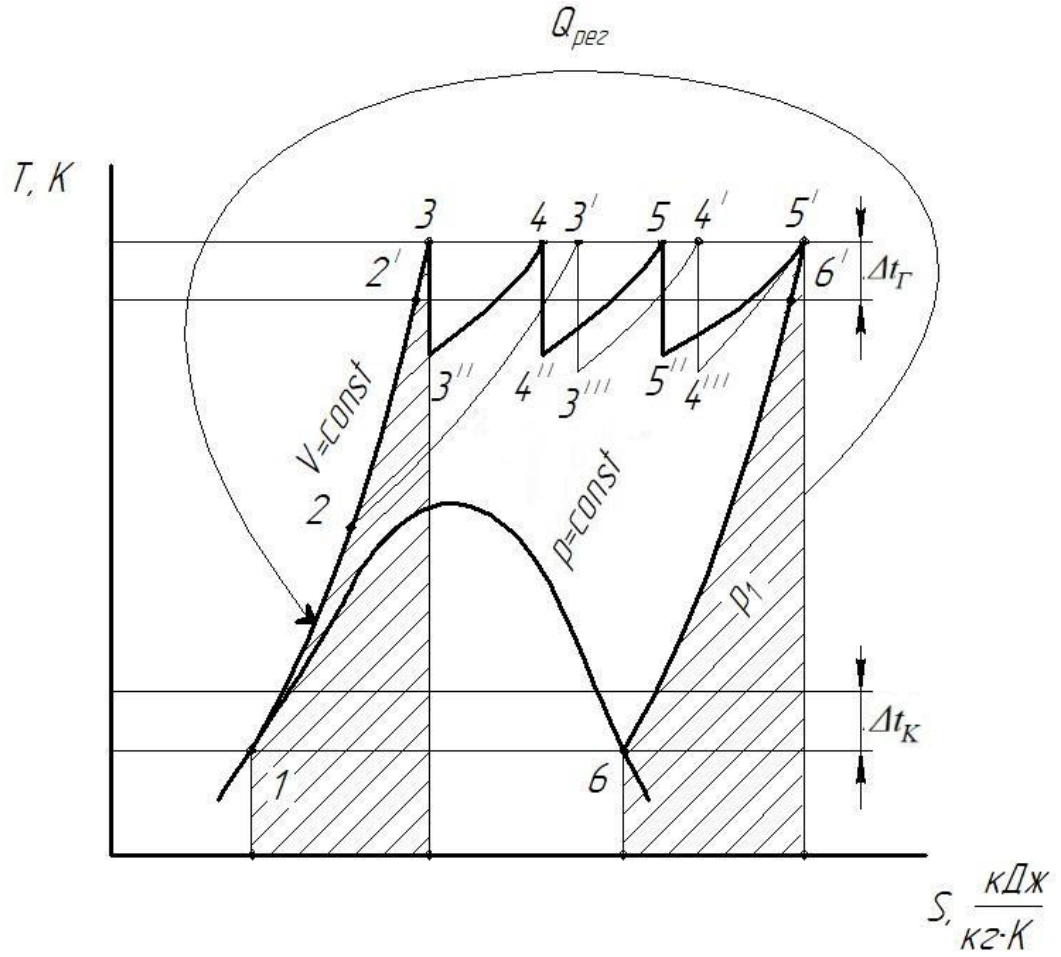


Рисунок 3.2 – Цикл Ренкина с многоступенчатым расширением в ступенях и промежуточным подводом теплоты («карнотизация» цикла)

В том случае, когда циклы значительно отличаются по конфигурации от цикла Карно, их принято «карнотизировать» [50], т.е. вводить понятие средней температуры подвода и отвода теплоты и приводить к частным случаям обобщенного цикла Карно. Например, для регенеративного цикла Брайтона «карнотизация» осуществляется за счет многоступенчатого расширения и (или) сжатия с промежуточными процессами подвода или отвода теплоты между ступенями [51]. Здесь, применительно к низкотемпературному циклу, также предлагается воспользоваться таким приемом.

На основе анализа многочисленных схем энергоустановок [12] можно прийти к выводу, что наиболее совершенным, с термодинамической точки зрения, и наиболее простым, в плане технической реализации, является цикл Ренкина с многоступенчатым расширением и промежуточным подводом теплоты между ступенями (рисунок 3.2). При этом на температурном уровне ТК для отвода теплоты может быть использован как процесс охлаждения (5'–6), так и процесс фазового перехода (6–1).

Особый интерес представляет использование самого криопродукта одновременно и в качестве рабочего тела, и в качестве низшего источника теплоты. В этом случае проявляется необычная возможность исключить температурный напор $\Delta t_к'$. Сам цикл является разомкнутым, и процессы 5'–6 и 6–1 осуществляются вне энергоустановки. Причем сам криопродукт в точке 1 цикла уже содержит в себе отводимую от цикла теплоту Q2.

Таким образом, так как в криопродукте содержится как физическая теплота, так и теплота фазового перехода, то использование самого криопродукта в качестве рабочего тела – позволяет сделать допущение – $\Delta t_к'=0$, хотя в общем случае $\Delta t_к' > 0$.

«Карнотизировать» такой цикл без особых допущений было бы просто, если осуществить регенерацию теплоты в процессах 1–3 и 5'–6. Оценка возможности таких допущений по T-S

диаграмме, например, метана (рисунок 3.3) показывает некоторый дисбаланс теплот в этих процессах. Тем не менее допущение о возможности регенерации теплоты предлагается в следующем виде.

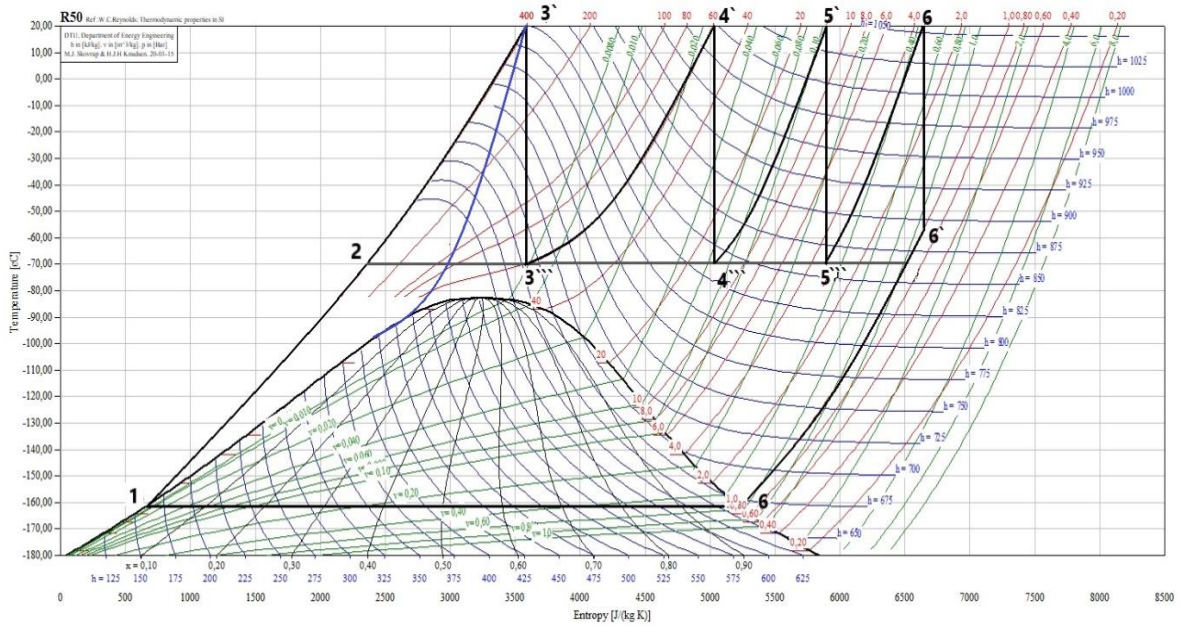


Рисунок 3.3 – «Карнотизированный» цикл Ренкина в T-S диаграмме метана

Теплота в процессе 1–2–3 подводится от внешних источников теплоты, температура которых равна или выше Tос, а теплота процесса 5’–6 не может быть отведена в окружающую среду, т.к. она является частью той низкопотенциальной теплоты (холода), которая была получена ранее в криогенной ожижительной установке, причем часть энергии, затраченной в ожижительном цикле, была отведена в окружающую среду на температурном уровне T > Tос. Таким образом, гипотетически замыкая процессы 1–2–3 и 5’–6 через внешнюю среду, можно сделать допущение об условной регенерации теплоты в цикле.

«Карнотизированный» цикл с учетом регенерации осуществляет подвод теплоты Q1 по изотерме 2'–6' (рисунок 3.2) с температурным напором ΔtГ и отвод теплоты Q2 с температурным напором Δtк =0.

3.2. Методика определения эффективности низкотемпературных энергетических установок при условии получения максимальной мощности и использовании криопродукта как рабочего тела и низшего источника теплоты

Предположим, что криопродукт находится в жидком состоянии и температурный напор между нижним источником теплоты и рабочим телом отсутствует $\Delta t_K = 0$.

Суммарное время τ_1 подвода теплоты в процессах 2–5'и время τ_2 испарения криопродукта для осуществления цикла должны быть равны. Здесь пока будем считать, что подвод и отвод теплоты осуществляется только в процессах 2–5'и 6–1.

Мощность теплового потока, подводимого от верхнего источника теплоты к рабочему телу, определяется соотношением:

$$W_1 = Q_1 / \tau_1 = kF(T_{0г} - T_г), \qquad (3.2)$$

где k – коэффициент теплопередачи, F – площадь теплопередающей поверхности, $T_{0Г}$ – температура источника теплоты, $T_Г$ – верхняя температура рабочего тела.

Подводимая к рабочему телу тепловая энергия в цикле рассчитывается по формуле:

$$Q_г = k_г F_г (T_{0г} - T_г)\tau_1, \qquad (3.3)$$

где $k_Г$ – коэффициент теплопередачи в горячем теплообменном аппарате; $F_Г$ – площадь теплопередающей поверхности в горячем теплообменном аппарате.

Отводимая от рабочего тела тепловая энергия в цикле определяется по формуле:

$$Q_к = k_к F_к (T_к - T_{ок})\tau_2, \qquad (3.4)$$

где $k_К$ – коэффициент теплопередачи в холодном теплообменном аппарате (в данном случае вводится допущение о неизменности

$T_Г$ и $T_К$ при теплообмене); τ_2 – продолжительность процесса подвода теплоты; $F_К$ – площадь теплопередающей поверхности в холодном теплообменном аппарате, $T_К$ – температура рабочего тела; $T_{ОК}$ – температура криопродукта как низшего источника. Очевидно, что при использовании самого криопродукта в качестве рабочего тела $T_{ОК^+} = T_К$.

В рассматриваемом «карнотизированном» цикле процессы 1–3 и 5'–6 между двумя изотермами можно считать квазиадиабатными, в том смысле, что, как уже отмечалось, было введено допущение об условной регенерации, т.е. $dq = 0$. Тогда как для частного случая обобщенного цикла Карно:

$$Q_г / T_г = Q_к / T_к. \qquad (3.5)$$

С учетом формул 3.3–3.4 преобразуем уравнение 3.5:

$$k_г F_г (T_{0г} - T_г)\tau_1 / T_г = k_к F_к (T_к - T_{ок})\tau_2 / T_к, \qquad (3.6)$$

$$\frac{\tau_1}{\tau_2} = \frac{k_к F_к (T_к - T_{ок}) T_г}{k_г F_г (T_{0г} - T_г) T_к}. \qquad (3.7)$$

На основании полученных выражений определяется мощность тепловой машины:

$$W = \frac{Q_г - Q_к}{(\tau_1 + \tau_2) K_\tau}, \qquad (3.8)$$

где K_τ – коэффициент для учета продолжительности «адиабатных» процессов.

Для расширения применимости предлагаемой методики (для учета возможности отвода теплоты при конечной разности температур между рабочим телом и нижним источником теплоты – самим криопродуктом при $\Delta t_К > 0$) необходимо дополнительно определить теплоту процесса 5′–6. Тогда

$$Q_к = [Gr + G(h_5 - h_6)]\tau_2, \qquad (3.9)$$

где G – расход криопродукта; r – теплота парообразования; h_5, h_6 – удельные энтальпии в точках 5, 6.

При этом как бы «ухудшается» «карнотизация» цикла, но обеспечивается получение более общего вывода: с учетом процесса 5′–6 при конечном температурном напоре $\Delta t_K > 0$.

На основании этих предпосылок проведены следующие преобразования:

$$k_{\text{г}} F_{\text{г}} (T_{0\text{г}} - T_{\text{г}}) \tau_1 / T_{\text{г}} = G(h_{5'} - h_1) \tau_2 / T_{\text{ок}}; \tag{3.10}$$

$$\frac{\tau_1}{\tau_2} = \frac{G(h_{5'} - h_1)\tau_2}{k_{\text{г}} F_{\text{г}} (T_{0\text{г}} - T_{\text{г}}) T_{\text{ок}}}; \tag{3.11}$$

$$W = \frac{k_{\text{г}} F_{\text{г}} (T_{0\text{г}} - T_{\text{г}})\tau_1 - G(h_{5'} - h_1)\tau_2}{(\tau_1 + \tau_2) K_\tau}; \tag{3.12}$$

$$W = \frac{\frac{\tau_1}{\tau_2}\left[k_{\text{г}} F_{\text{г}} (T_{0\text{г}} - T_{\text{г}})\tau_1 - G(h_{5'} - h_1)\right]}{\left(\frac{\tau_1}{\tau_2} + 1\right) K_\tau}; \tag{3.13}$$

$$W = \frac{\frac{G(h_{5'} - h_1) T_{\text{г}} \left[k_{\text{г}} F_{\text{г}} (T_{0\text{г}} - T_{\text{г}})\right]}{k_{\text{г}} F_{\text{г}} (T_{0\text{г}} - T_{\text{г}}) T_{\text{ок}}} - G(h_{5'} - h_1)}{\left(\frac{G(h_{5'} - h_1) T_{\text{г}}}{k_{\text{г}} F_{\text{г}} (T_{0\text{г}} - T_{\text{г}}) T_{\text{ок}}} + 1\right) K_\tau}. \tag{3.14}$$

При K_τ = 1 [23] уравнение (3.14) преобразуется следующим образом:

$$W_{\max} = \frac{\frac{k_{\text{г}} F_{\text{г}} (T_{0\text{г}} - T_{\text{г}})}{k_{\text{г}} F_{\text{г}} (T_{0\text{г}} - T_{\text{г}}) T_{\text{ок}}} - 1}{\frac{T_{\text{г}}}{k_{\text{г}} F_{\text{г}} (T_{0\text{г}} - T_{\text{г}}) T_{\text{ок}}} + \frac{1}{G(h_{5'} - h_1)}}; \tag{3.15}$$

$$W_{\max} = \frac{\left(\frac{T_{\text{г}} - T_{\text{ок}}}{T_{\text{ок}}}\right)\left[k_{\text{г}} F_{\text{г}} (T_{0\text{г}} - T_{\text{г}}) T_{\text{ок}} G(h_{5'} - h_1)\right]}{T_{\text{г}} G + k_{\text{г}} F_{\text{г}} (T_{0\text{г}} - T_{\text{г}}) T_{\text{ок}}}. \tag{3.16}$$

Для дальнейших расчетов в уравнении (3.16) проведена замена:

$$h_{5'} - h_1 = r + h_{5'} - h_1 = r(T_1) + C_p(T_{5'} - T_6), \qquad (3.17)$$

где C_p – изобарная теплоемкость рабочего тела.

Для удобства расчетов принято: $T_{5'} = T_Г - \Delta t_Г$, $T_1 = T_K + \Delta t_K$, где $\Delta t_Г$ – положительная величина, среднее значение разности между температурой нагревателя $T_Г$ и температурой рабочего тела на участке подвода теплоты T_5 (рисунок 3.2); Δt_K – положительная величина – среднее значение разности между температурой рабочего тела на участке отвода теплоты T_1 с температурой криоагента T_K.

Для определения максимального значения мощности цикла тепловой машины проведено исследование функции $W_{\max}$ (3.16) на экстремум. Для этого определены стационарные точки функции $W_{\max}$ (в которых частные производные равны нулю):

$$\frac{\partial W}{\partial T_к} = 0; \quad \frac{\partial W}{\partial T_г} = 0; \quad \frac{\partial W}{\partial \Delta t_к} = 0; \quad \frac{\partial W}{\partial \Delta t_г} = 0. \qquad (3.18)$$

Далее определены вторые частные производные функции $W_{\max}$ (3.16) и составлен определитель матрицы квадратичной формы:

$$\Delta = \begin{vmatrix} \varphi_1 & \varphi_2 & \varphi_3 & \varphi_7 \\ \varphi_2 & \varphi_4 & \varphi_5 & \varphi_8 \\ \varphi_3 & \varphi_5 & \varphi_6 & \varphi_9 \\ \varphi_7 & \varphi_8 & \varphi_9 & \varphi_{10} \end{vmatrix}, \qquad (3.19)$$

где $\varphi_1 = \frac{\delta^2}{\delta \Delta T_г^2} f(\Delta t_г, \Delta t_к, T_г, T_к)$; $\varphi_2 = \frac{\delta}{\delta \Delta T_к}\left(\frac{\delta}{\delta \Delta T_г} f\left(\Delta t_г, \Delta t_к, T_г, T_к\right)\right)$;

$$\varphi_3 = \frac{\delta}{\delta T_г}\left(\frac{\delta}{\delta \Delta T_г} f\left(\Delta t_г, \Delta t_к, T_г, T_к\right)\right); \quad \varphi_4 = \frac{\delta^2}{\delta \Delta T_к^2} f\left(\Delta t_г, \Delta t_к, T_г, T_к\right);$$

$$\varphi_5 = \frac{\delta}{\delta \Delta T_к}\left(\frac{\delta}{\delta T_г} f\left(\Delta t_г, \Delta t_к, T_г, T_к\right)\right); \quad \varphi_6 = \frac{\delta^2}{\delta T_г^2} f\left(\Delta t_г, \Delta t_к, T_г, T_к\right);$$

$$\varphi_7 = \frac{\delta}{\delta T_к}\left(\frac{\delta}{\delta \Delta T_г} f\left(\Delta t_г, \Delta t_к, T_г, T_к\right)\right);\ \varphi_8 = \frac{\delta}{\delta \Delta T_к}\left(\frac{\delta}{\delta T_к} f\left(\Delta t_г, \Delta t_к, T_г, T_к\right)\right);$$

$$\varphi_9 = \frac{\delta}{\delta T_г}\left(\frac{\delta}{\delta T_к} f\left(\Delta t_г, \Delta t_к, T_г, T_к\right)\right);\ \varphi_{10} = \frac{\delta^2}{\delta T_к^2} f\left(\Delta t_г, \Delta t_к, T_г, T_к\right).$$

Определитель, рассчитанный по матрице (3.19), в стационарной точке равен нулю. Следовательно, квадратичная форма не является знакоопределенной, поэтому в данной точке экстремума нет [61]. Проведенные дополнительные исследования на экстремум показали, что в диапазоне криогенных температур максимум будет наблюдаться при следующих условиях: $T_K \approx 0K$, $T_Г \approx 300K$, $\Delta t_Г \approx 0K$, $\Delta t_K \approx 0K$, минимум – при $T_K = T_Г$. Условия $T_K \approx 0, T_K = T_Г$ не являются физически осуществимыми, поэтому исключены из анализа. Условие $\Delta t_K \approx 0K$ соответствует начальной постановке задачи и возможности практической реализации.

Для определения КПД энергетической установки используем соотношение, полученное на основании уравнений (3.8–3.19):

$$\eta_e = \frac{\psi}{\psi + \Gamma}, \qquad (3.20)$$

где $\psi = \dfrac{\left(\dfrac{T_г - \Delta t_г - T_к}{T_к}\right)\left[k_г F_г (T_г - T_к - \Delta t_к) T_к G\left[h_г - (-aT_к^4 + bT_к^3 - cT_к^2 + dT_к - e)\right]\right]}{\left(T_г - \Delta t_г\right) G\left[h_г - (-aT_к^4 + bT_к^3 - cT_к^2 + dT_к - e)\right] + k_г F_г \Delta t_г T_к}$;

$$\Gamma = G\left[h_г - (-aT_к^4 + bT_к^3 - cT_к^2 + dT_к - e)\right]$$

(здесь $h_Г$ – энтальпия нагретого криопродукта; a, b, c, d, e – коэффициенты уравнения).

Уравнение $\Gamma = G\left[h_г - (-aT_к^4 + bT_к^3 - cT_к^2 + dT_к - e)\right]$ основано на выборе формулы 4-го порядка с учетом точности (1…2%) обработки таблиц теплофизических свойств метана. На основании анализа результатов проведенных расчетов предлагается следующая

формула для расчета КПД рассматриваемого «карнотизированного» цикла:

$$\eta_{tN} = 1 - \left(T_{\text{к}} / T_{\text{г}}\right)^{m}, \qquad (3.21)$$

где $m = f(T_K, T_Г, \Delta t_Г, \Delta t_K, F, G)$. Такая зависимость и ее графическая интерпретация получены в результате обработки данных и численного моделирования на основе программного продукта Scilab 6.0.2. При наиболее распространенном в технике [3] уровне расхода криогенного рабочего тела $G = 0\ldots1$ кг/с (для газопоршневых установок (ГПУ) мощностью до 25 МВт) общая зависимость показателя m от температуры T_K и от температурного напора $\Delta t_Г$ будет следующей:

$$m = \alpha \Delta t_{\text{г}}^{\,2} + \beta \Delta t_{\text{г}} + \gamma + \alpha_1 T_{\text{к}}^{\,2} + \beta_1 T_{\text{к}} + \gamma_1, \qquad (3.22)$$

где $\alpha, \beta, \gamma, \alpha_1, \beta_1, \gamma_1$ – эмпирические коэффициенты уравнения, полученные программным продуктом Scilab 6.0.2 с задаваемой степенью достоверности за счет апроксимации выборочных предварительных расчетных значений m.

На рисунках 3.4, 3.5 представлены трехмерные графики показателя m от температуры криопродукта T_K и температурного напора $\Delta t_Г$ при расходе G = 0,052 кг/с (для установки мощностью 1 МВт) и G = 0,12 кг/с (для установки мощностью 2,5 МВт).

Расхождение рассчитанных по уравнению (3.22) и уточненных значений показателя m составляет не более 6%. Уточненные значения показателя m получены из расчетов при фиксированных параметрах расхода, температуры $T_Г$ и T_K, а также поверхности теплообмена. Структура формулы для расчета m в представленном виде (3.22) применима в диапазоне указанных параметров $(T_K, T_Г, \Delta t_Г, \Delta t_K, F, G)$. На основании проведенных расчетов получены эмпирические формулы коэффициентов уравнения (3.22) для метана, что позволяет определять значения показателя m с достаточной точностью:

$$\alpha = \left(9{,}3424G^3 - 27{,}031G^2 + 19{,}89G - 4{,}3164\right)\cdot 10^{-4}; \quad (3.23)$$

$$\beta = \left(-610{,}94G^3 + 1147{,}9G^2 - 671{,}02G + 117{,}39\right)\cdot 10^{-4}; \quad (3.24)$$

$$\gamma = \left(9{,}3424G^3 - 27{,}031G^2 + 19{,}89G - 4{,}3164\right)\cdot 10^{-4}; \quad (3.25)$$

$$\alpha_1 = (-1{,}6064G^4 + 4{,}6933G^3 - 5{,}6305G^2 + 2{,}9686G - 0{,}4239)\cdot 10^{-4}; \quad (3.26)$$

$$\beta_1 = (-36{,}388G^4 + 57{,}132G^3 - 24{,}996G^2 + 4{,}8027G - 0{,}4176)\cdot 10^{-4}; \quad (3.27)$$

$$\gamma_1 = (-1{,}6064G^4 + 4{,}6933G^3 - 5{,}6305G^2 + 2{,}9686G - 0{,}4239)\cdot 10^{-4}. \quad (3.28)$$

С применением формул (3.21–3.22) рассчитаны значения КПД цикла (рабочее тело – метан), которые сопоставляются со значениями КПД по формулам Карно и Новикова (рисунок 3.6).

Установлено, что полученные по формуле (3.21) данные существенно уточняют формулы Новикова И.И. Так, например, в области температур около 100 К при расчетах по формуле Новикова И.И. значение эффективности завышается на 10%, в области 150 К – на 40%.

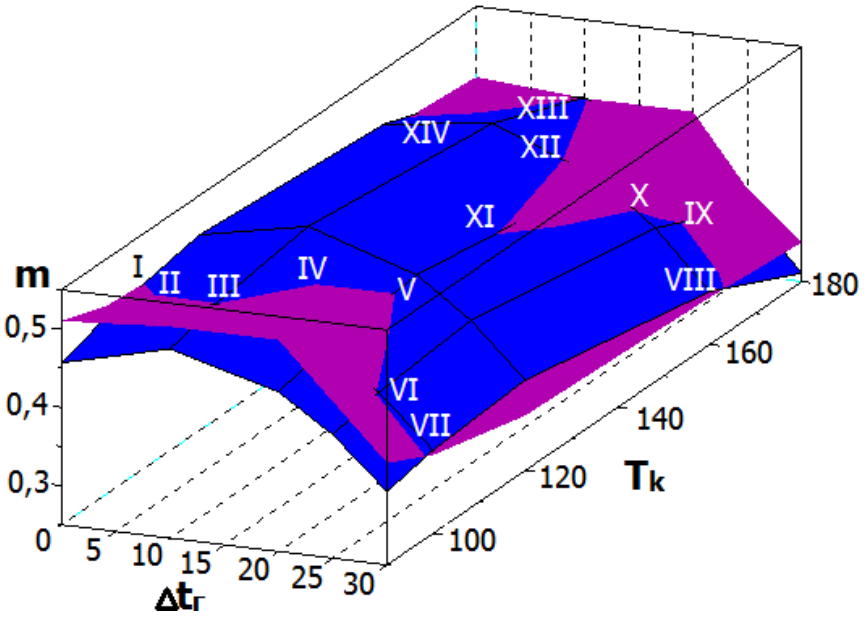


Рисунок 3.4 – Зависимость *m* от температуры T_K и ΔT_Γ

(*G*=0,05 кг/с для установки мощностью 1 МВт). Мне представляется, что нагляднее представить двухмерные зависимости m-Tk при фиксированных Δtr - 10,15,20,25,30

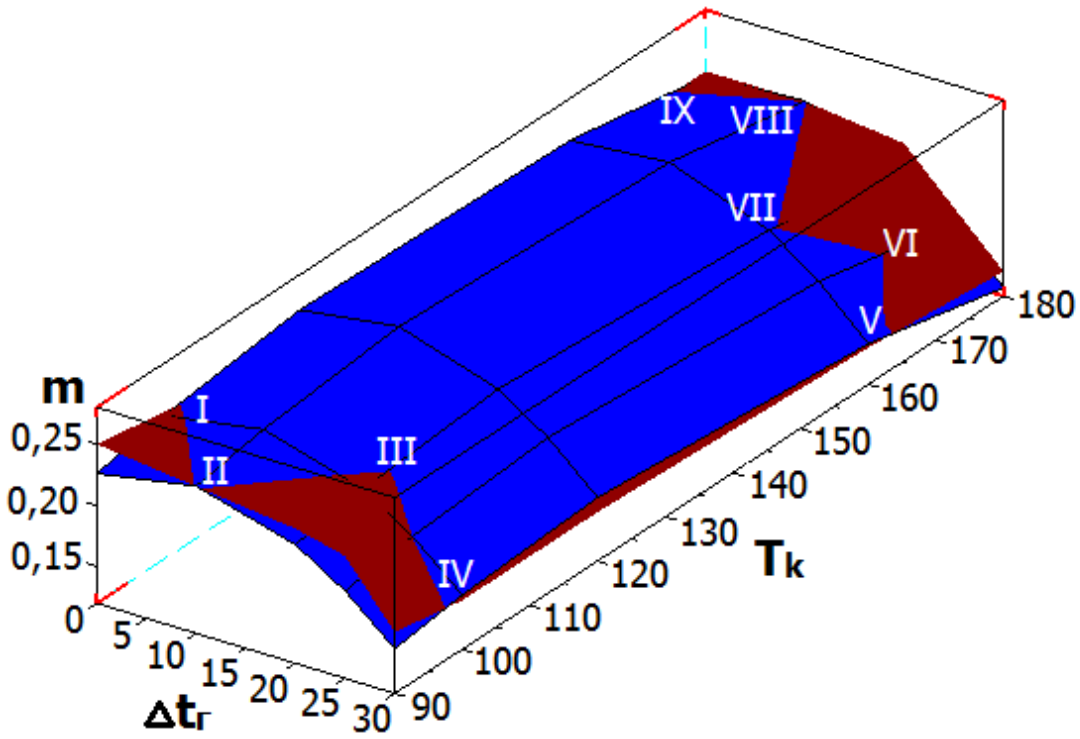


Рисунок 3.5 – Зависимость *m* от температуры T_K и $\Delta T_Г$ (*G*=0,12 кг/с для установки мощностью 2,5 МВт).

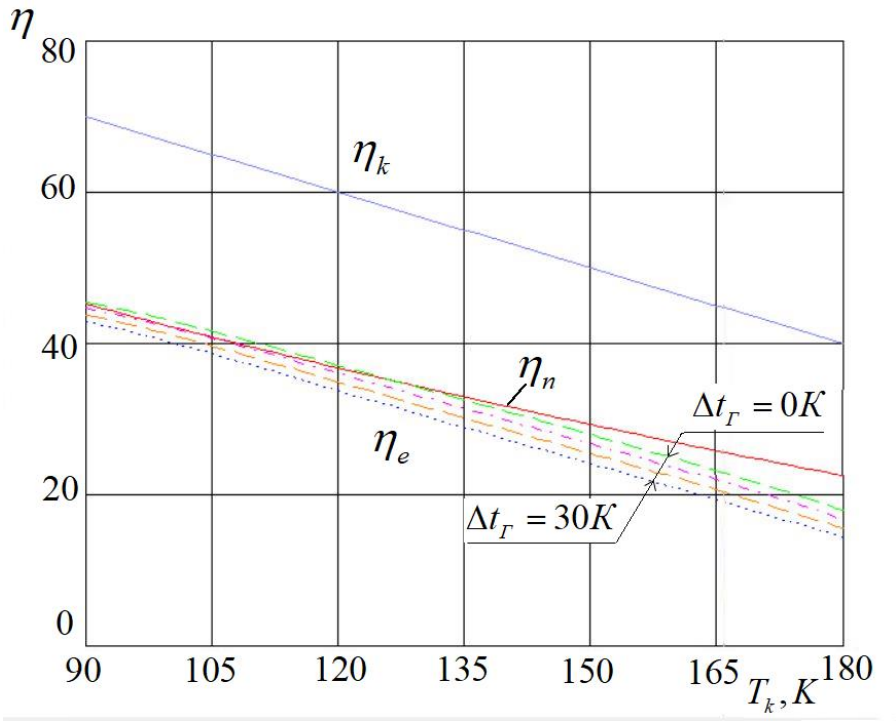


Рисунок 3.6 – Зависимость КПД «карнотизированного» цикла Ренкина – η_e, КПД цикла максимальной мощности по Новикову И.И. – η_m и КПД по циклу Карно – η_k от температуры T_K при $\Delta t_K = 0$ К, $\Delta t_Г = 0;10;20;30$ К

На рисунке 3.7 представлены результаты расчета мощности дополнительной (пристроенной к основной ГПУ) энергоустановки, в которой используется низкотемпературный потенциал криопродукта, а на рисунке 3.8 – результаты расчета отведенной и подведенной теплоты в цикле. Исходные данные для расчета заданы в соответствии с публикацией [63].

$T_К = 90...180\ K$, $\Delta t_Г = 0...30\ K$, $\Delta t_К = 0\ K$, k = 6 Вт/(м^2 · К), $C_p = 2226$ Дж/(кг·К), $G = 0{,}28$ кг/с (данный расход используется, например, в ГПУ модели Caterpillar G16CM34 мощностью 6,1 МВт [35]. $F_г = 741$ м^2, $T_г = 300$ К.

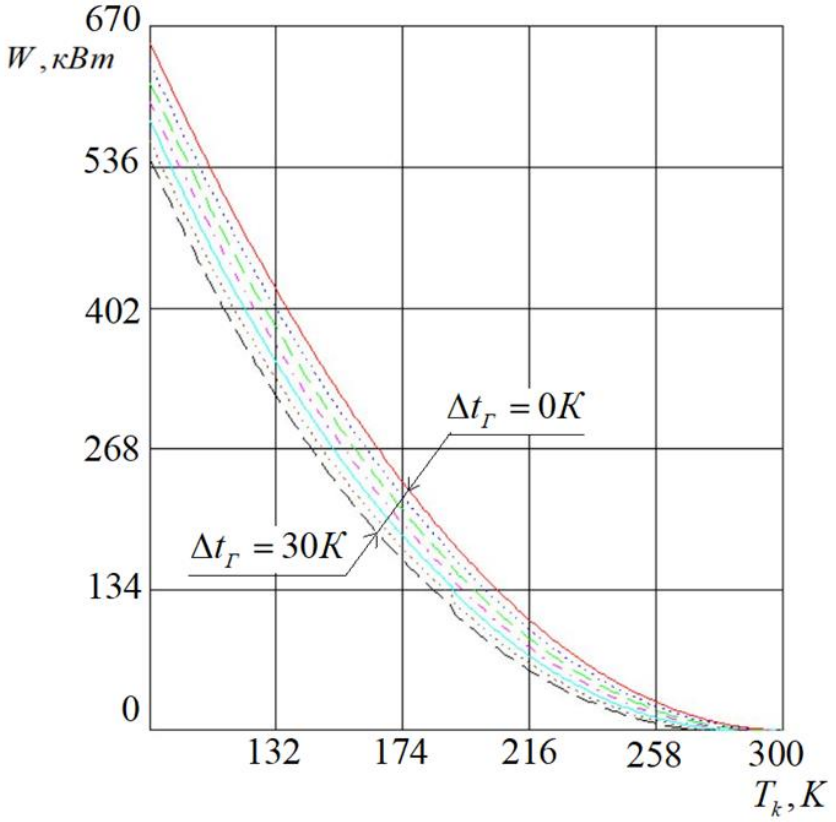


Рисунок 3.7 – Мощность энергетической установки, преобразующей низкопотенциальное тепло криопродукта (СПГ) при $\Delta t_К = 0$ К, $\Delta t_Г = 0;0{,}5;10;15;20;25;30$ К

Изображение поверхностей значений: синяя – расчетная область значений *m* дискретной выборки по формуле 3.22, фиолетовая – область значений *m* как многопараметрическая апроксимация

программным продуктом Scilab 6.0.2. I-VII-VIII- XIV – линия пересечения поверхностей.

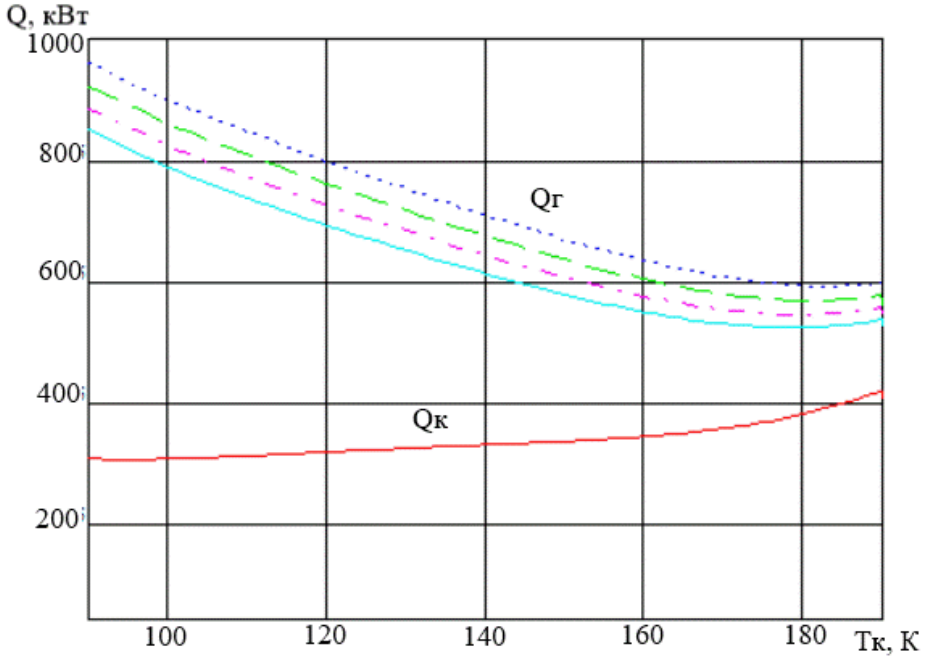


Рисунок 3.8 – Зависимость отведенной и подведенной теплоты в цикле НЭУ от температуры T_K при $\Delta t_K = 0$ К, $\Delta t_Г = 0;10;20;30$ К

По результатам расчетов, например, для уровня температуры криопродукта $T_K = 130\ K$ дополнительно получаемая мощность оценивается в 400 кВт, что составляет 6,6% от мощности основной энергоустановки.

При расчетах также установлено существенное влияние температурных напоров на мощность энергоустановки. Даже такая небольшая разница, как $\Delta t_Г = 20\ K$, приводит к потере 20% дополнительной мощности по сравнению с теоретически предельной величиной при $\Delta t_Г = 0$.

Таким образом, применение формулы (3.21) с учетом значения многопараметрического показателя *m* и коэффициентов, определяемых по полученным эмпирическим формулам, позволит с более высокой точностью определять КПД и получаемую дополнительную мощность установок, в которых используется низкопотенциальная

теплота криопродукта с учетом его температуры, расхода, а также температурного напора между источником теплоты $T_Г$ и рабочим телом.

Логистическая схема расчета (укрупненный алгоритм) представлена на рисунке 3.9. Важно также подчеркнуть, что представленная здесь теория и методика расчета применима не только для цикла Ренкина, но и для любого другого цикла, т.к. любой из них в конечном итоге «карнотизируется», т.е. приводится к частному случаю обобщенного цикла Карно, но построенного с учетом температурных напоров и других особенностей, характерных для конкретного цикла.

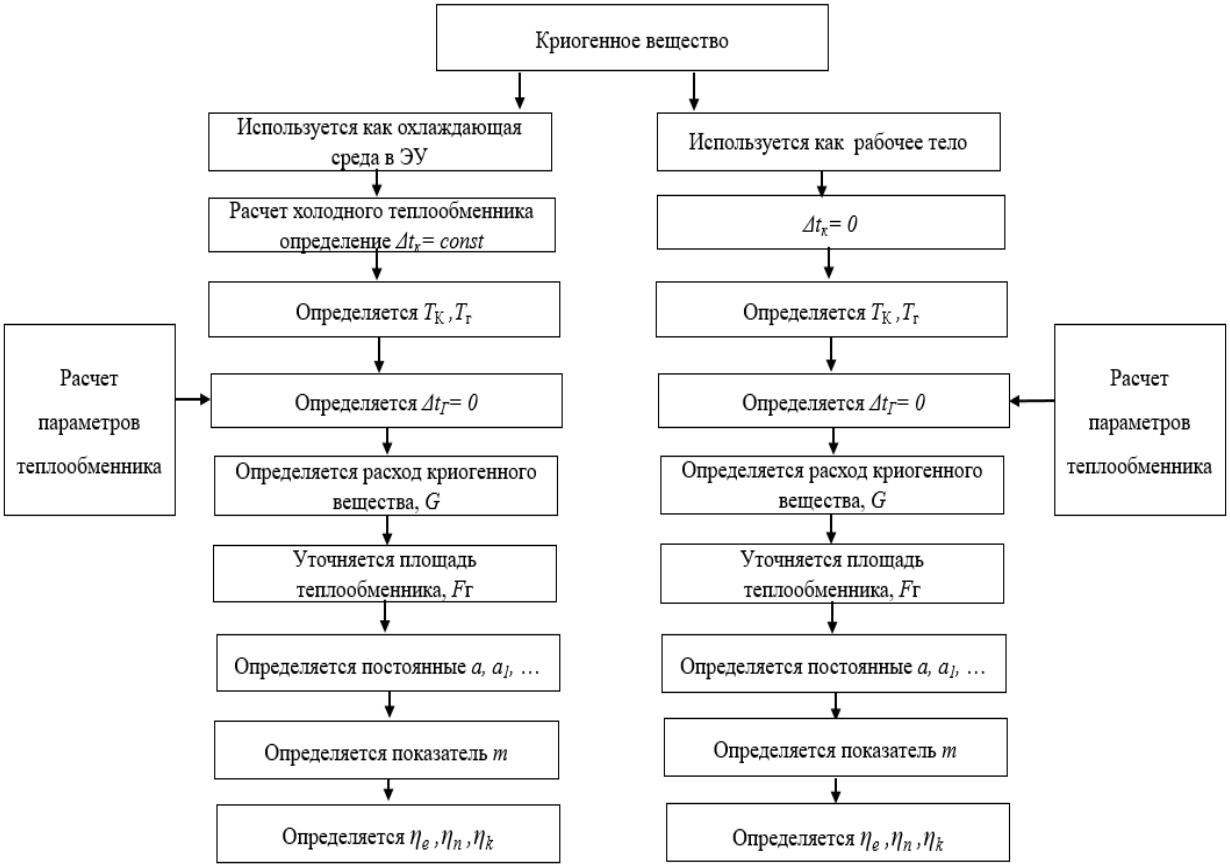


Рисунок 3.9 – Методика расчета показателя m

На основании вышеизложенного можно заключить:

1. В случае применения криогенной жидкости одновременно в качестве рабочего тела и низкотемпературного источника (стока)

теплоты требуется уточнение оценки эффективности циклов. Получена обобщенная формула термического КПД $\eta_{tN} = 1 - \left(T_к / T_г\right)^m$ для низкотемпературных циклов, где на базе предлагаемой методики показатель *m* может быть определен для любой криогенной жидкости.

2. Применение предлагаемой методики позволяет на 20–40% повысить точность определения КПД и количества вырабатываемой дополнительной энергии низкотемпературной энергоустановкой.

3. Произведенная оценка количества получаемой энергии в низкотемпературной энергетической установке (по критерию максимальной работы) позволяет утверждать, что в дополнение к мощности, вырабатываемой основной энергетической установкой, потребляющей СПГ, возможно получение до 7–8% энергии путем утилизации низкопотенциальной теплоты СПГ, что позволит обеспечить существенное повышение общей экономичности энергостанции.

4. Разработанная методика определения эффективности НЭУ применима для любых энергопроизводящих систем и установок.

5. Использование низкопотенциальной теплоты криогенного топлива (сжиженного природного газа) является перспективным направлением развития идей когенерации и тригенерации в энергетических установках.

3.3. Уточненная методика определения эффективности НЭУ

Приведенные в разделах 3.1 и 3.2 методики определения эффективности циклов НЭУ по степени приближения к реальным характеристикам можно классифицировать следующим образом:

– КПД цикла Карно – методика первого уровня;

– КПД «карнотизированного» цикла Новикова – методика второго уровня

– КПД «карнотизированного» цикла с переменным показателем “*m*” – методика третьего уровня;

– уточненный КПД «карнотизированного» цикла с переменным показателем “m” – методика четвертого уровня.

В настоящем разделе представлена последняя методика. Она являет собой развитие методики третьего уровня, обусловленное необходимостью расширения области применения и уточнения методики определения эффективности НЭУ. Представленная уточненная методика четвертого уровня определения эффективности НЭУ учитывает закономерности влияния совокупности параметров (температурных напоров, свойств рабочего тела, уровней температур источников теплоты, рабочих характеристик цикла, коэффициентов теплопередачи, площади поверхности теплообмена, расхода, теплоемкости рабочего вещества, геометрических и конструктивных параметров теплообменных аппаратов) на эффективность работы НЭУ. Эти результаты являются основой для повышения точности проектировочных расчетов НЭУ.

Уточнение представленной методики заключается в использовании оценки рабочих характеристик теплообменных аппаратов с учетом показателя NTU (number of transfer units), показателя влияния теплообменных аппаратов на температуры рабочих тел kF и введении расходного коэффициента Z_G, а также в расширении диапазона возможных расходов рабочего тела от 0 до 5 кг/с.

Показатель NTU учитывает коэффициент теплопередачи, площадь поверхности теплообмена, расход и теплоемкость рабочего вещества, а также геометрические и конструктивные параметры теплообменных аппаратов. Ниже приведены основные преобразования для получения формулы показателя влияния теплообменных аппаратов на температуры рабочих тел $k_г F_г$, учитывающей в том числе и относительную величину коэффициентов теплоемкости.

Среднелогарифмический температурный напор определяется по формуле:

$$\Delta t_{ср} = \frac{((T_Г + \Delta t_Г) - T_К) - \left(T_Г - \frac{T_Г + T_К}{2}\right)}{\ln\left(\frac{(T_Г + \Delta t_Г) - T_К}{T_Г - \frac{T_Г + T_К}{2}}\right)}. \qquad (3.29)$$

Тогда показатель влияния теплообменных аппаратов на температуры рабочих тел

$$(k_г F_г)_{ид} = \frac{C_{pPT} \cdot (T_Г - T_К) + r_{PT}}{\Delta t_{ср}}. \qquad (3.30)$$

Мощность тепловой машины, с одной стороны, определяется через параметры внешней среды, например воздуха, по формуле (3.31), с другой стороны, определяется через параметры рабочего вещества по формуле (3.32):

$$W = C_{pB} \cdot G_B \cdot \Delta T_B = C_{pB} \cdot G_B (T_Г + \Delta t_Г - \frac{T_Г + T_К}{2}); \qquad (3.31)$$

$$W = G_{PT}(C_{pPT} \cdot \Delta T_{PT} + r_{PT}) = G_{PT}(C_{pPT} \cdot (T_Г - T_К) + r_{PT}). \qquad (3.32)$$

С учетом формул 3.31–3.32 максимальный коэффициент теплоемкости («водяной эквивалент») вычисляется по формуле (3.33):

$$C_{\max} = G_B \cdot C_{pB} = \frac{G_{PT}(C_{pPT} \cdot (T_Г - T_К) + r_{PT})}{T_Г + \Delta t_Г - \frac{T_Г + T_К}{2}}. \qquad (3.33)$$

Минимальный коэффициент теплоемкости определяется по формуле (3.34):

$$C_{\min} = G_{PT} \cdot C_{pPT}; \qquad (3.34)$$

$$NTU = \frac{(k_г F_г)_{ид}}{C_{\min}}. \qquad (3.35)$$

На рисунках 3.10–3.13 представлены зависимости показателя NTU от низшей температуры рабочего тела при разных температурных напорах Δtг для расходов рабочего тела от 1 до 5 кг/с.

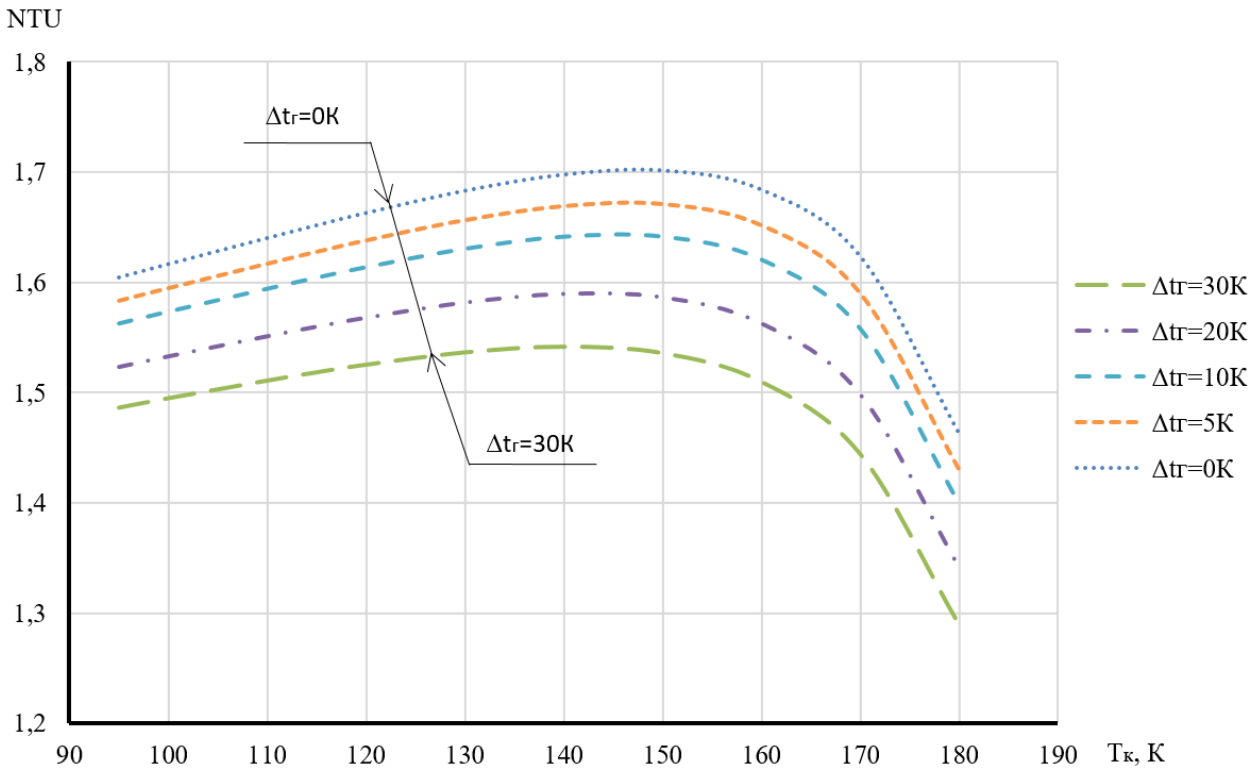


Рисунок 3.10 – Зависимость показателя NTU
от низшей температуры рабочего тела при температурных напорах Δtr
от 0 до 30 К для расхода рабочего тела от 1 до 2 кг/с

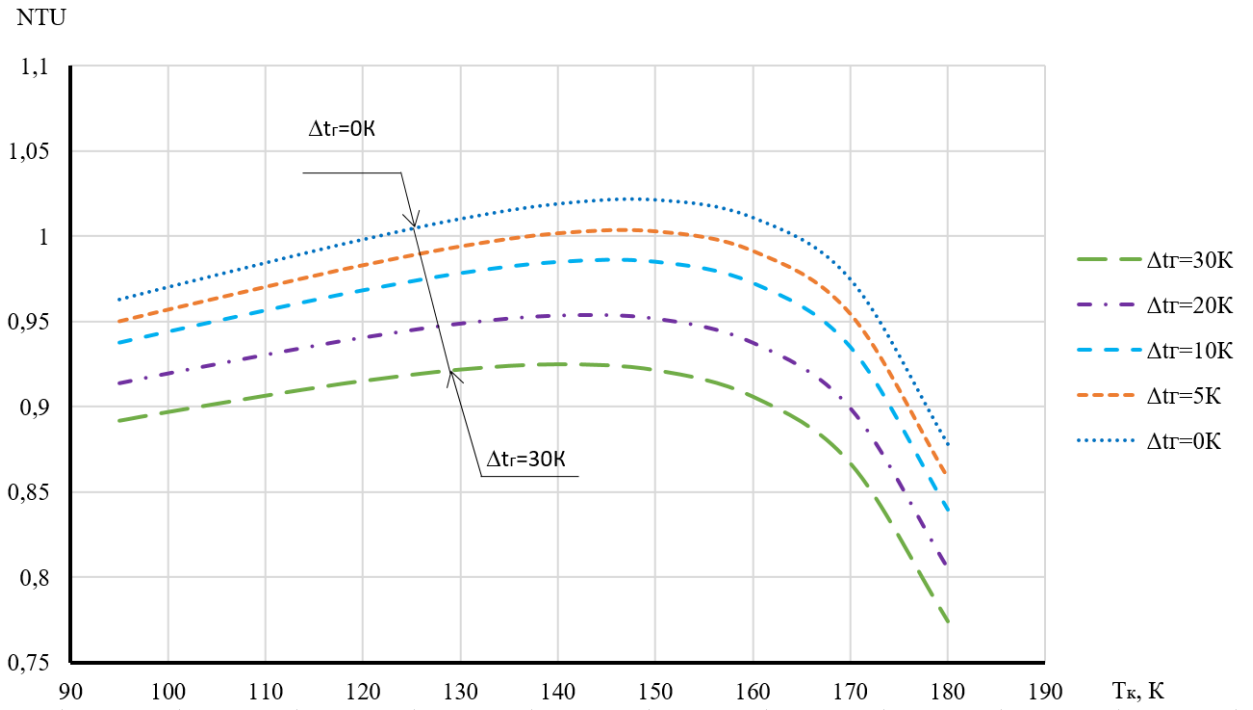


Рисунок 3.11 – Зависимость показателя NTU
от низшей температуры рабочего тела при температурных напорах Δtr
от 0 до 30 К для расхода рабочего тела от 2 до 3 кг/с

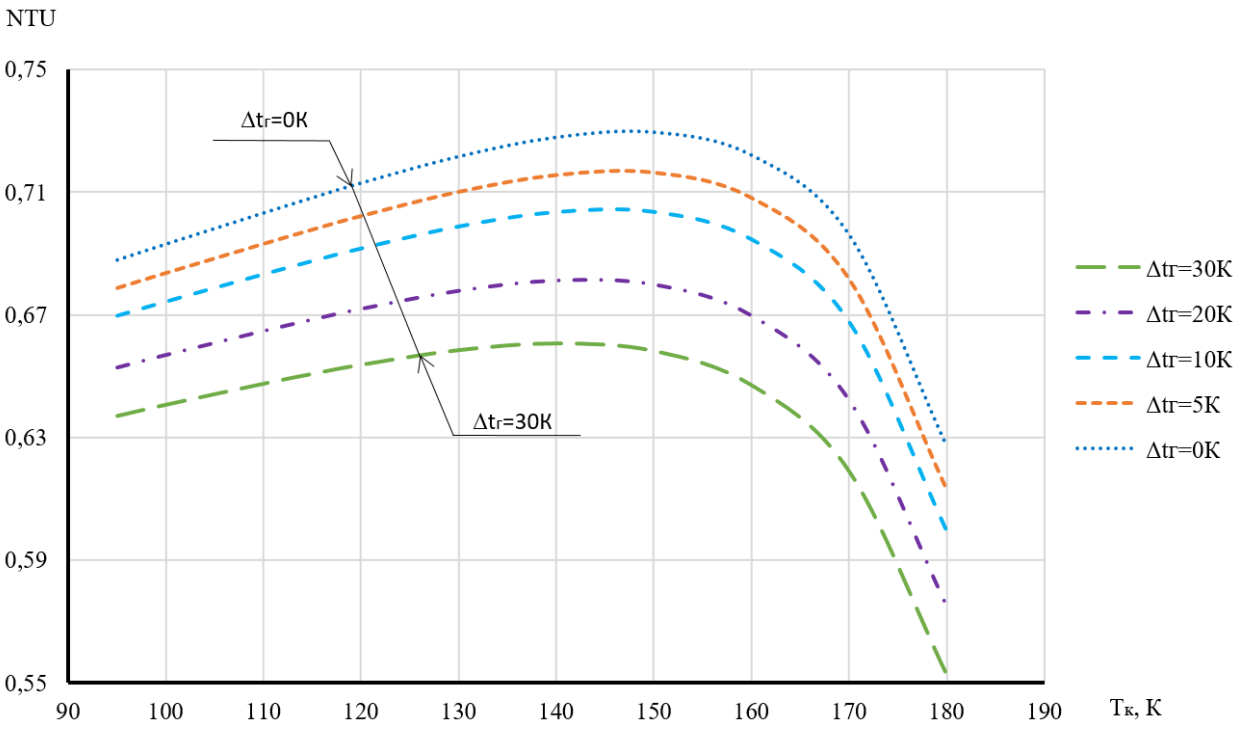


Рисунок 3.12 – Зависимость показателя NTU
от низшей температуры рабочего тела при температурных напорах Δtr
от 0 до 30 К для расхода рабочего тела от 3 до 4 кг/с

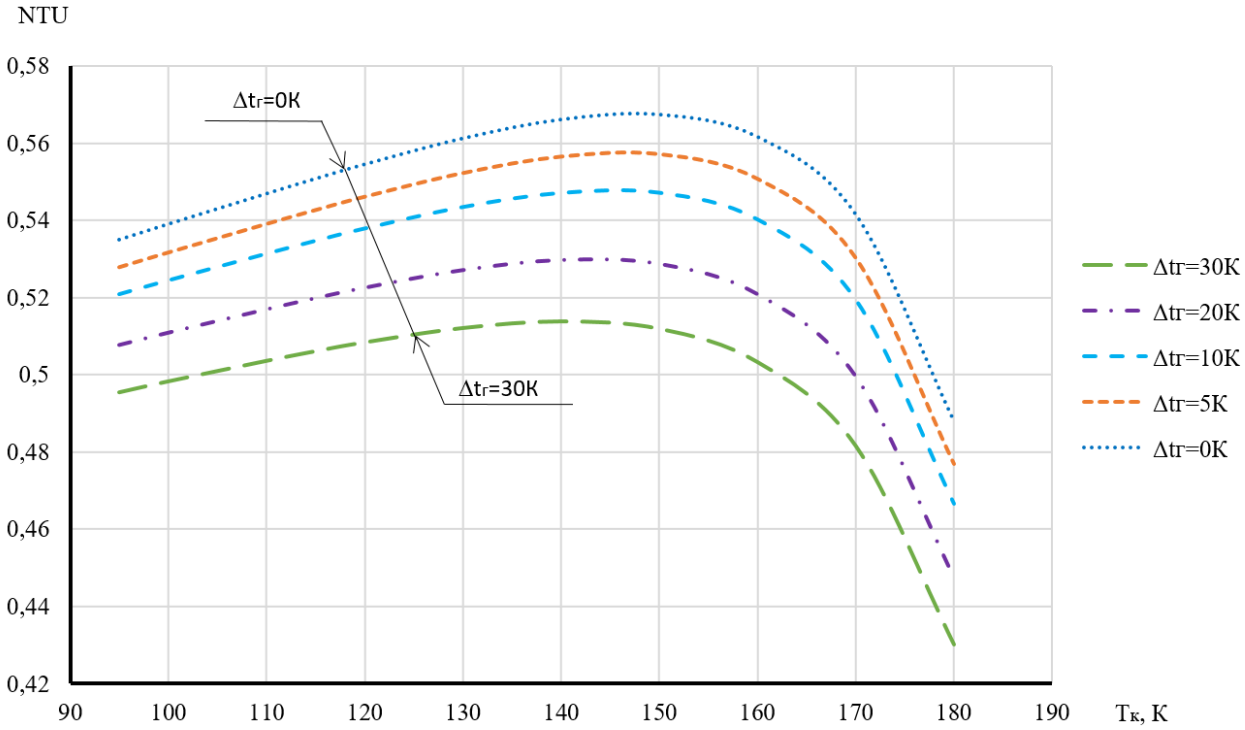


Рисунок 3.13 – Зависимость показателя NTU
от низшей температуры рабочего тела при температурных напорах Δtr
от 0 до 30 К для расхода рабочего тела от 4 до 5 кг/с

Зависимости, представленные на рисунках 3.10–3.13, показывают, что с увеличением расхода рабочего тела, температурного напора Δtг и низшей температуры рабочего тела уменьшается показатель NTU, из чего можно сделать вывод, что при увеличении расхода рабочего тела, температурного напора Δtг и низшей температуры рабочего тела снижается эффективность и увеличиваются массогабаритные характеристики теплообменных аппаратов.

Относительная величина коэффициентов теплоемкости (3.36) представляет собой отношение минимального коэффициента теплоемкости и максимального коэффициента теплоемкости. В зависимости от полученного значения относительной величины коэффициентов теплоемкости, выбирается формула для расчета относительной скорости теплопередачи (3.37)–(3.39):

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}. \qquad (3.36)$$

если $C_r=0$ $$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU); \qquad (3.37)$$

если $C_r=1$ $$\varepsilon = \frac{NTU}{1+NTU}; \qquad (3.38)$$

если $0<C_r<1$ $$\varepsilon = \frac{1-\exp(-NTU\cdot(1-C_r))}{1-C_r\cdot\exp(-NTU\cdot(1-C_r))}. \qquad (3.39)$$

Показатель влияния теплообменных аппаратов на температуры рабочих тел определяется по формуле (3.40):

$$(k_{\text{г}}F_{\text{г}})_{реал} = \varepsilon \cdot z_G \cdot (k_{\text{г}}F_{\text{г}})_{ид}, \qquad (3.40)$$

где Z_G – расходный коэффициент, зависящий от геометрических, конструктивных и расходных параметров теплообменных аппаратов.

Расходный коэффициент как функция расхода в зависимости от диапазонов значений расхода вычисляется согласно уравнениям (3.41–3.45).

При расходе рабочего тела от 0 до 1 кг/с: $Z_G = G$; (3.41)

при расходе рабочего тела от 1 до 2 кг/с: $Z_G = G$; (3.42)

при расходе рабочего тела от 2 до 3 кг/с: $Z_G = G + 1$; (3.43)

при расходе рабочего тела от 3 до 4 кг/с: $Z_G = G + 2{,}5$; (3.44)

при расходе рабочего тела от 4 до 5 кг/с: $Z_G = G + 4$. (3.45)

Зависимость показателя влияния теплообменных аппаратов на температуры рабочих тел от низшей температуры рабочего тела при разных температурных напорах $\Delta t_г$ для расходов рабочего тела от 1 до 5 кг/с представлены на рисунках 3.14–3.17.

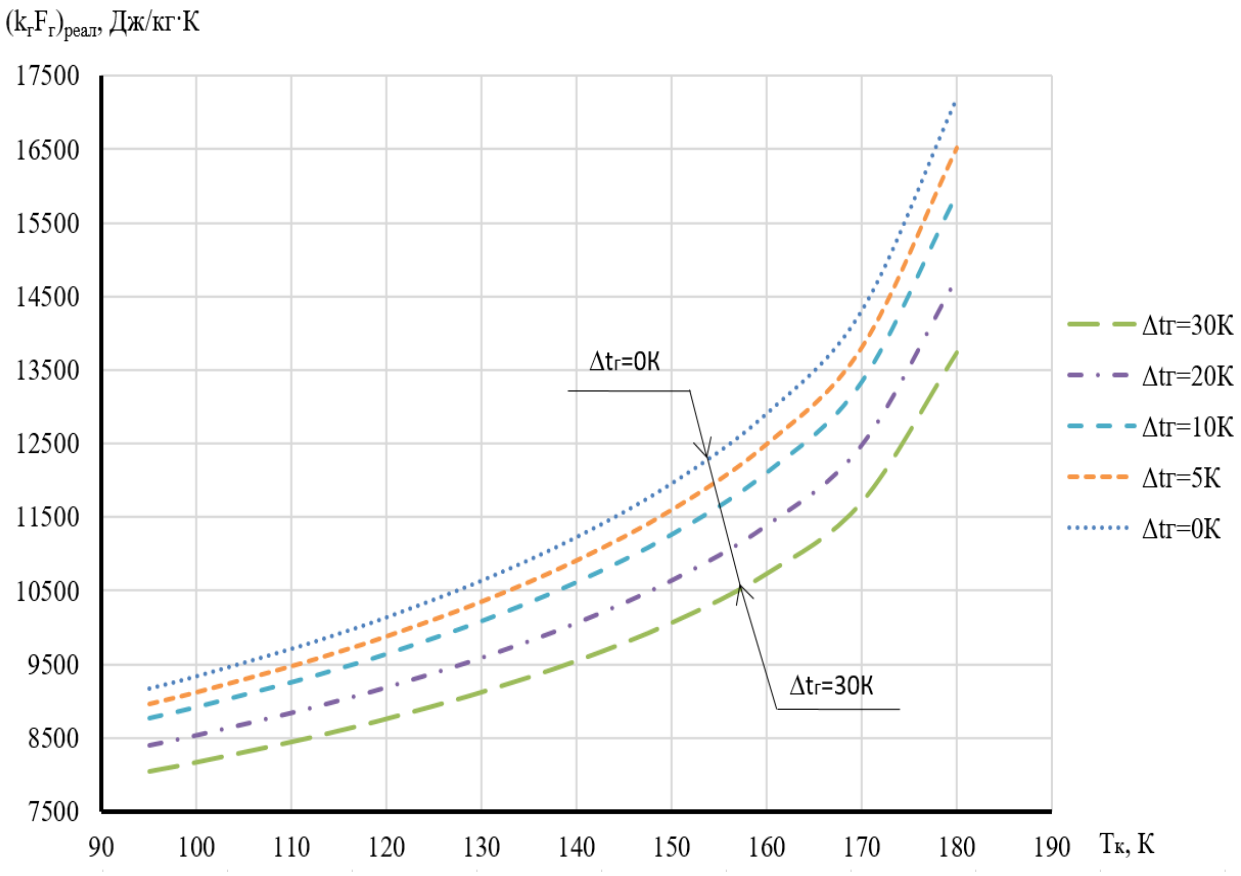


Рисунок 3.14 – Зависимость показателя влияния теплообменных аппаратов на температуры рабочих тел от низшей температуры рабочего тела при температурных напорах Δtг от 0 до 30 К для расхода рабочего тела от 1 до 2 кг/с

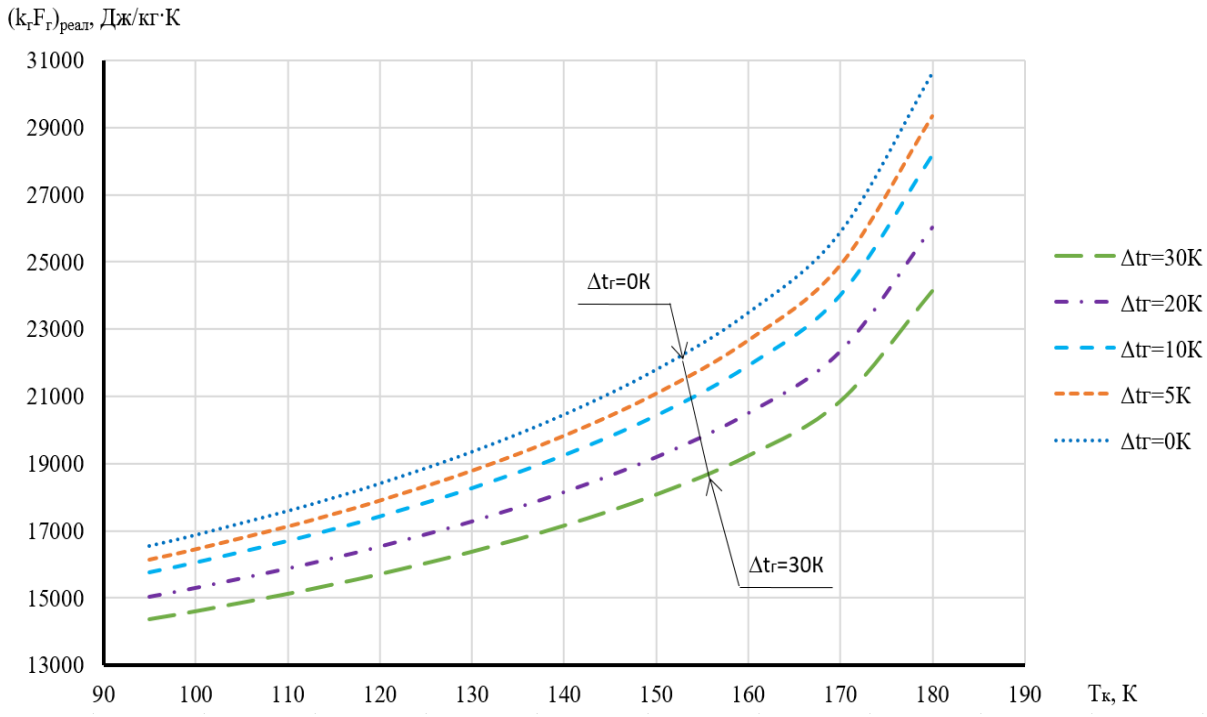


Рисунок 3.15 – Зависимость показателя влияния теплообменных аппаратов на температуры рабочих тел от низшей температуры рабочего тела при температурных напорах $\Delta t_г$ от 0 до 30 К для расхода рабочего тела от 2 до 3 кг/с

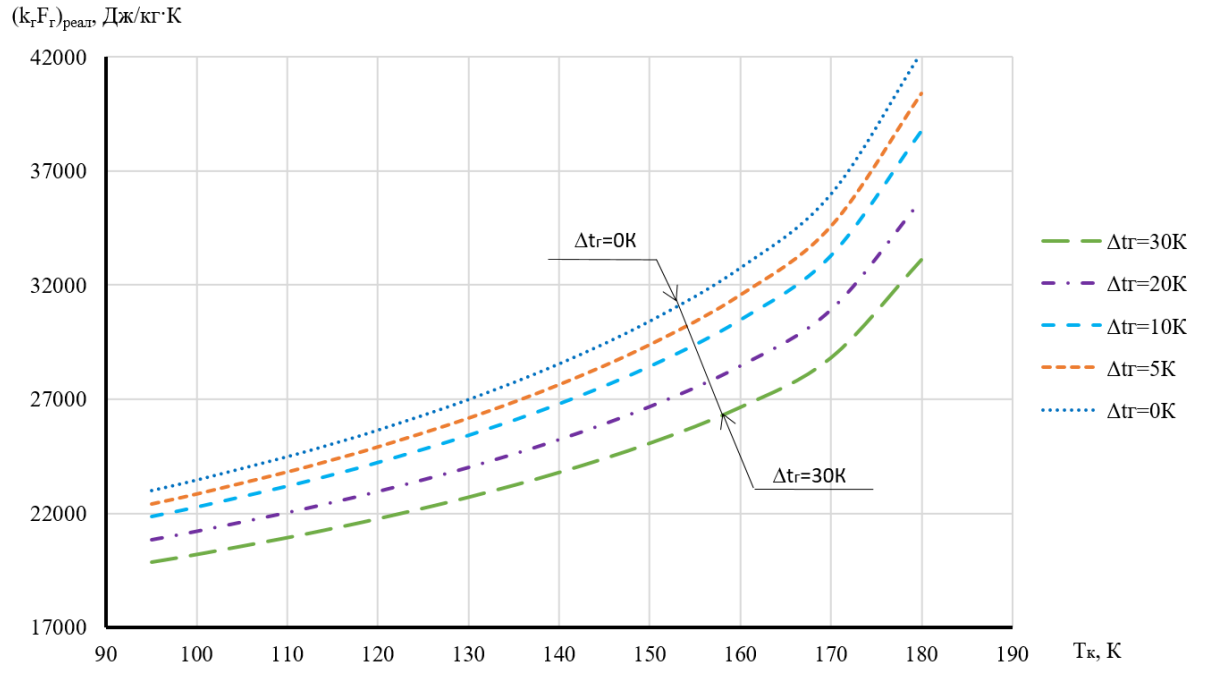


Рисунок 3.16 – Зависимость показателя влияния теплообменных аппаратов на температуры рабочих тел от низшей температуры рабочего тела при температурных напорах $\Delta t_г$ от 0 до 30 К для расхода рабочего тела от 3 до 4 кг/с

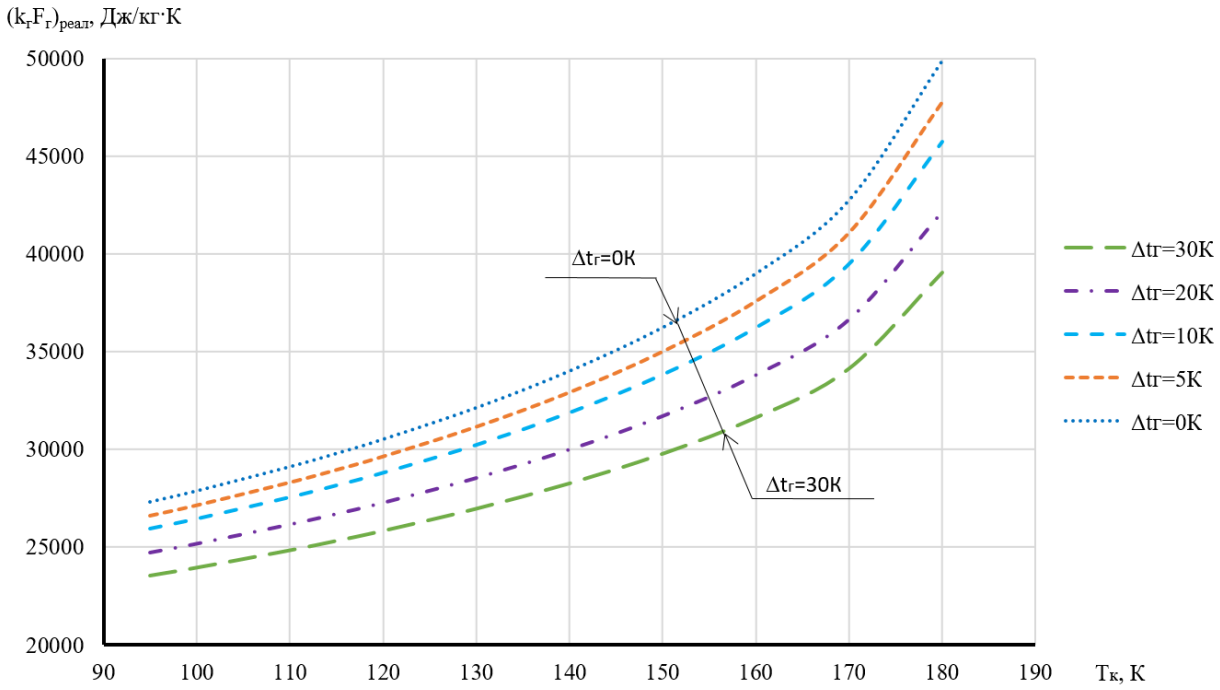


Рисунок 3.17 – Зависимость показателя влияния теплообменных аппаратов на температуры рабочих тел от низшей температуры рабочего тела при температурных напорах $\Delta t_г$ от 0 до 30 К для расхода рабочего тела от 4 до 5 кг/с

При проведении анализа зависимостей показателя влияния теплообменных аппаратов на температуры рабочих тел от низшей температуры рабочего тела при температурных напорах Δtг от 0 до 30 К при расходах рабочего тела от 1 до 5 кг/с отмечается значительное увеличение показателя влияния теплообменных аппаратов на температуры рабочих тел с увеличением низшей температуры и расхода рабочего тела, а также незначительное уменьшение с увеличением температурного напора.

В ходе уточнения и расширения методики определения эффективности НЭУ получена зависимость уточненного показателя m (3.22) от уровней температур источников теплоты, температурных напоров, потребных поверхностей теплообмена, расхода, а также с учетом рабочих характеристик, коэффициентов теплопередачи, площади поверхности теплообмена, теплоемкости рабочего вещества, геометрических и конструктивных параметров теплообменных аппаратов.

При уровне расхода криогенного рабочего тела от 0 до 5 кг/с общая зависимость уточненного показателя степени m от температуры $T_к$ и от температурного напора $\Delta t_г$ будет определяться по формуле (3.22), которая получена путем уточнения зависимости показателя степени *m*, представленной в разделе 3.2.

$$m = \alpha \Delta t_г^{\,2} + \beta \Delta t_г + \gamma + \alpha_1 T_к^{\,2} + \beta_1 T_к \Delta t_г + \gamma_1 T_к, \qquad (3.46)$$

где α, β, γ, α1, β1, γ1 – эмпирические коэффициенты уравнения (раздел 3.2).

На рисунках 3.18–3.22 представлены трехмерные зависимости уточненного показателя *m* от температуры криопродукта $T_к$ и температурного напора Δtг при расходах *G* = 1,5 кг/с, *G* = 2,5 кг/с, *G* = 3,5 кг/с и *G* = 4,5 кг/с соответственно.

Изображение поверхностей значений: розовая – расчетная область значений *m* дискретной выборки по формуле (3.46), фиолетовая – область значений *m* как многопараметрическая аппроксимация программным продуктом Scilab 6.0.2.

Линия пересечения поверхностей на рисунке 3.18 – I-III-X-XIII, на рисунке 3.19 – I-III-X-XIII, на рисунке 3.20 – I-IV-X-XIII, на рисунке 3.21 – I-IV-VIII-XI и XII-XIII-XVI-XIX, на рисунке 3.22 – I-IV-VIII-XIV.

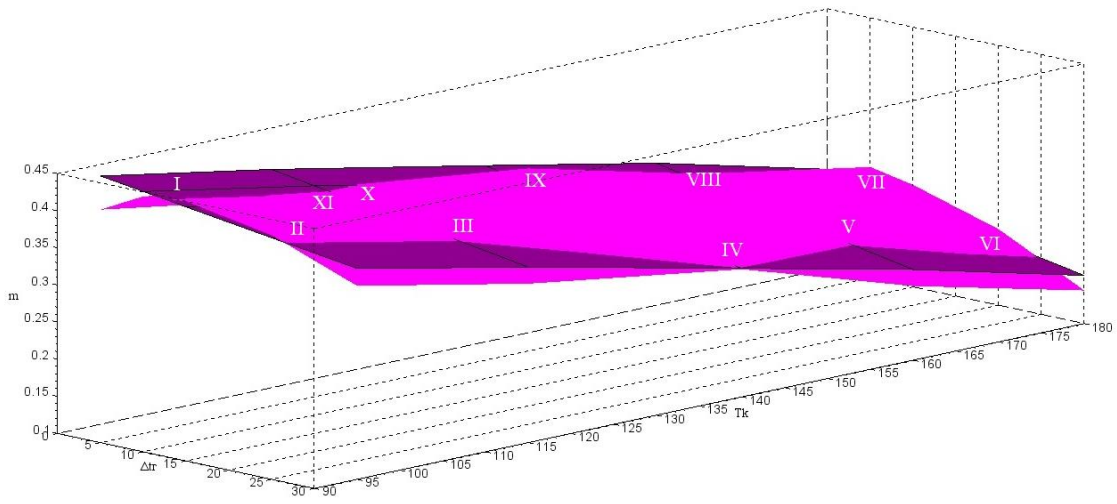


Рисунок 3.18 – Зависимость показателя степени *m*
от температуры криопродукта $T_к$ и температурного напора $\Delta t_г$ (G = 0,05 кг/с)

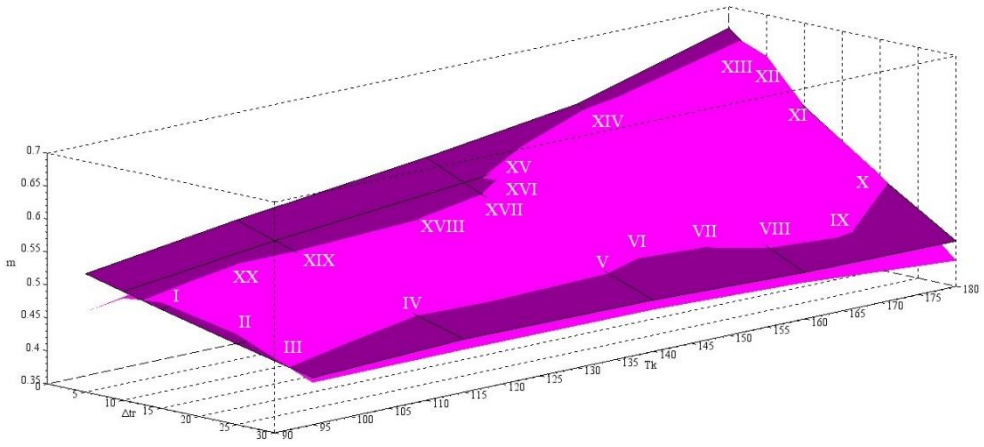


Рисунок 3.19 – Зависимость показателя степени *m*
от температуры криопродукта $T_к$ и температурного напора $\Delta t_г$ (G = 1,5 кг/с)

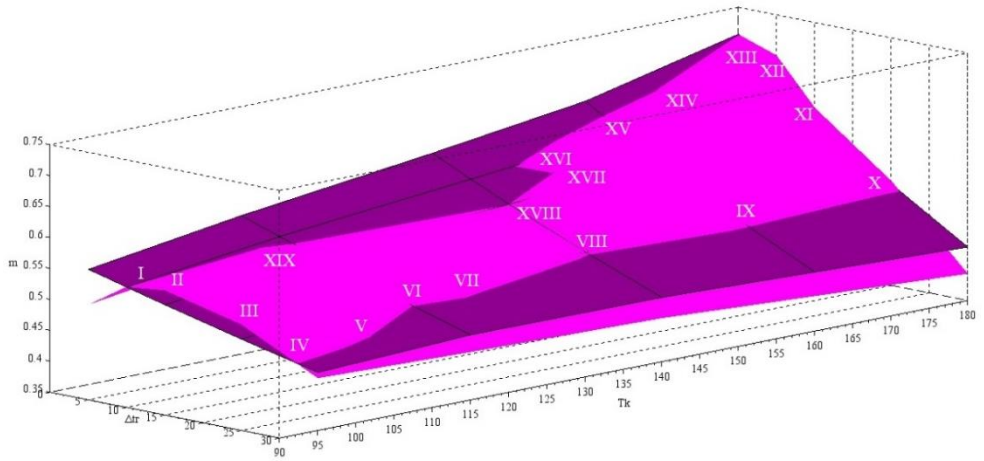


Рисунок 3.20 – Зависимость показателя степени *m*
от температуры криопродукта $T_к$ и температурного напора $\Delta t_г$ (G = 2,5 кг/с)

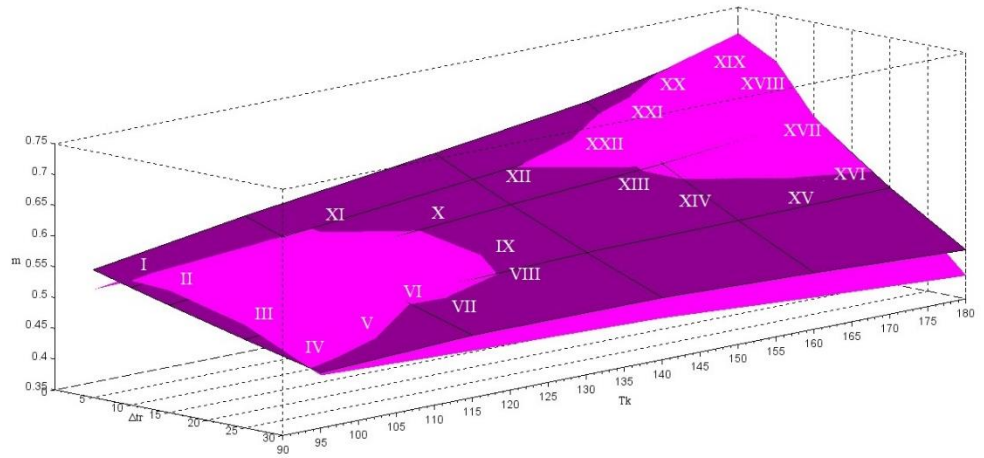


Рисунок 3.21 – Зависимость показателя степени *m*
от температуры криопродукта $T_к$ и температурного напора $\Delta t_г$ (G = 3,5 кг/с)

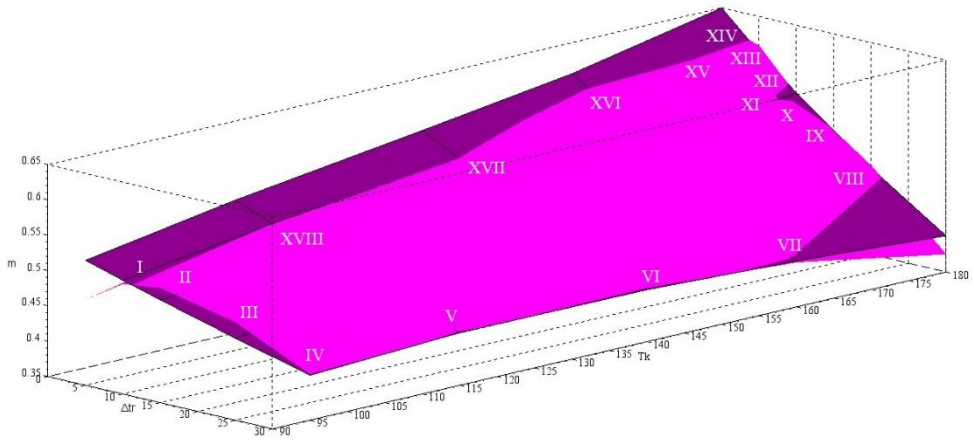


Рисунок 3.22 – Зависимость показателя степени *m*
от температуры криопродукта $T_к$ и температурного напора $\Delta t_г$ (G = 4,5 кг/с)

Расхождение рассчитанных по уравнению (3.46) и уточненных значений показателя степени *m* составляет не более 6%. Уточненные значения показателя *m* получены из расчетов при фиксированных значениях расхода, температур $T_г$ и $T_к$, а также поверхности теплообмена. Структура формулы для расчета *m* в представленном виде (3.46) применима в диапазоне указанных параметров ($T_к$, $T_г$, $\Delta t_г$, $\Delta t_к$, F, G).

На основании проведенных расчетов получены эмпирические формулы коэффициентов уравнения (3.46) для СПГ при разных расходах (2.21) и (2.22), что позволяет определять значения показателя степени m с достаточной точностью.

Значения коэффициентов уравнений (3.47) и (3.48) для определения эмпирических коэффициентов уравнения уточненного показателя степени *m* приведены в таблице 3.1.

Для значений расхода от 0 до 2 кг/с:

$$\begin{cases} \alpha = A_1 \cdot G^3 + B_1 \cdot G^2 + C_1 \cdot G + D_1; \\ \beta = A_2 \cdot G^3 + B_2 \cdot G^2 + C_2 \cdot G + D_2; \\ \gamma = A_3 \cdot G^3 + B_3 \cdot G^2 + C_3 \cdot G + D_3; \\ \alpha_1 = A_4 \cdot G^4 + B_4 \cdot G^3 + C_4 \cdot G^2 + D_4 \cdot G + E_4; \\ \beta_1 = A_5 \cdot G^4 + B_5 \cdot G^3 + C_5 \cdot G^2 + D_5 \cdot G + E_5; \\ \gamma_1 = A_6 \cdot G^4 + B_6 \cdot G^3 + C_6 \cdot G^2 + D_6 \cdot G + E_6. \end{cases} \quad (3.47)$$

Для значений расхода от 2 до 5 кг/с:

$$\begin{cases} \alpha = A_1 \cdot G^3 + B_1 \cdot G^2 + C_1 \cdot G + D_1; \\ \beta = A_2 \cdot G^3 + B_2 \cdot G^2 + C_2 \cdot G + D_2; \\ \gamma = A_3 \cdot G^3 + B_3 \cdot G^2 + C_3 \cdot G + D_3; \\ \alpha_1 = A_4 \cdot G^3 + B_4 \cdot G^2 + C_4 \cdot G + D_4; \\ \beta_1 = A_5 \cdot G^3 + B_5 \cdot G^2 + C_5 \cdot G + D_5; \\ \gamma_1 = A_6 \cdot G^3 + B_6 \cdot G^2 + C_6 \cdot G + D_6. \end{cases} \quad (3.48)$$

Таблица 3.1 – Значения коэффициентов уравнений (3.47) и (3.48) для определения эмпирических коэффициентов уравнения уточненного показателя степени *m*

G	от 0 до 1 кг/с	от 1 до 2 кг/с	от 2 до 3 кг/с	от 3 до 4 кг/с	от 4 до 5 кг/с
A1	0,0004671	0,0007824	0,0005680	-0,0006117	-0,0024992
A2	-0,0305470	-0,0394267	0,0540021	0,0627685	0,1857077
A3	0,0004671	0,3811720	-3,1058603	0,4033157	2,4096005
A4	-0,0000803	0,0000507	-0,0001232	0,0000656	0,0002496
A5	-0,0018194	-0,0003925	-0,0005008	-0,0002651	-0,0008432
A6	-0,0000803	-0,0106832	0,0403723	-0,0137248	-0,0540464
B1	-0,0013516	-0,0034619	-0,0044480	0,0067400	0,0345272
B2	0,0573950	0,1802793	-0,4244004	-0,6753368	-2,5510224
B3	-0,0013516	-1,7034935	24,1905184	-4,2073012	-33,0843844
B4	0,0002347	-0,0003032	0,0009564	-0,0006980	-0,0034328
B5	0,0028566	0,0024656	0,0039188	0,0028088	0,0115436
B6	0,0002347	0,0620296	-0,3137116	0,1461044	0,7428984
C1	0,0009945	0,0050121	0,0114945	-0,0246190	-0,1586458
C2	-0,0335510	-0,2729478	1,1052446	2,4085594	11,6534053
C3	0,0009945	2,4382133	-62,3509948	14,8059727	151,1146991
C4	-0,0002815	0,0006712	-0,0024510	0,0024812	0,0157086
C5	-0,0012498	-0,0057199	-0,0101528	-0,0098596	-0,0525548
C6	-0,0002815	-0,1326383	0,8053266	-0,5208007	-3,3977431
D1	-0,0002158	-0,0023855	-0,0098105	0,0297486	0,2424088
D2	0,0058695	0,1447799	-0,9456302	-2,8390952	-17,6958229

Окончание табл. 3.1

G	от 0 до 1 кг/с	от 1 до 2 кг/с	от 2 до 3 кг/с	от 3 до 4 кг/с	от 4 до 5 кг/с
D3	-0,0002208	-1,1402211	53,1400100	-17,5884589	-229,6668629
D4	0,0001484	-0,0006511	0,0020551	-0,0029633	-0,0239354
D5	0,0002401	0,0058172	0,0086619	0,0114281	0,0795323
D6	0,0001484	0,1237241	-0,6782257	0,6257260	5,1753759
E4	-0,0000212	0,0002173	-	-	-
E5	-0,0000209	-0,0022370	-	-	-
E6	0,0000262	-0,0382725	-	-	-

Применение формулы (3.21) с учетом значения уточненного многопараметрического показателя степени m и коэффициентов, определяемых по полученным эмпирическим формулам, позволяет с более высокой точностью определять эффективность циклов НЭУ, в которых используется НЭ криопродукта.

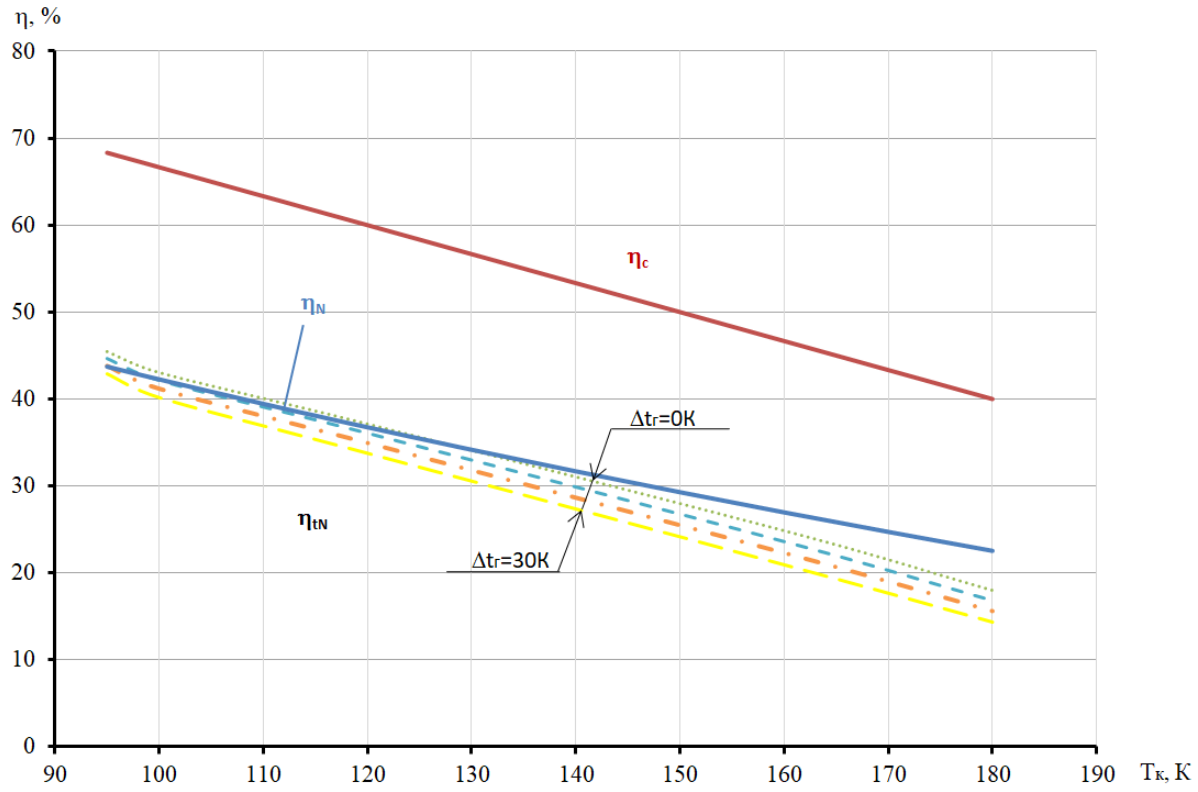


Рисунок 3.23 – Зависимости КПД «карнотизированного» цикла с уточненным показателем степени *m* – ηtN, КПД Карзона–Новикова – ηN, КПД Карно – ηC от температуры криопродукта Тк при $\Delta t_к$ = 0 К, $\Delta t_г$ = 0; 5; 10; 20; 30 К и расходе рабочего тела от 0 до 1 кг/с

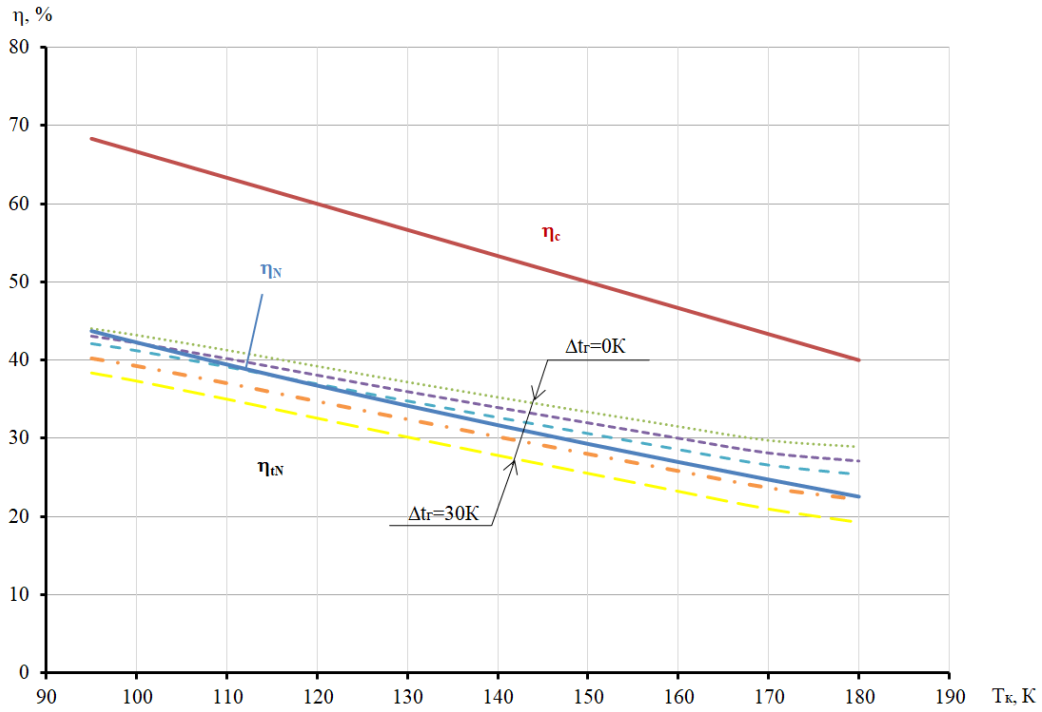


Рисунок 3.24 – Зависимости КПД «карнотизированного» цикла с уточненным показателем степени *m* – ηtN, КПД Карзона–Новикова – ηN, КПД Карно – ηC от температуры криопродукта Тк при $\Delta t_к = 0$ К, $\Delta t_г = 0; 5; 10; 20; 30$ К и расходе рабочего тела от 1 до 2 кг/с

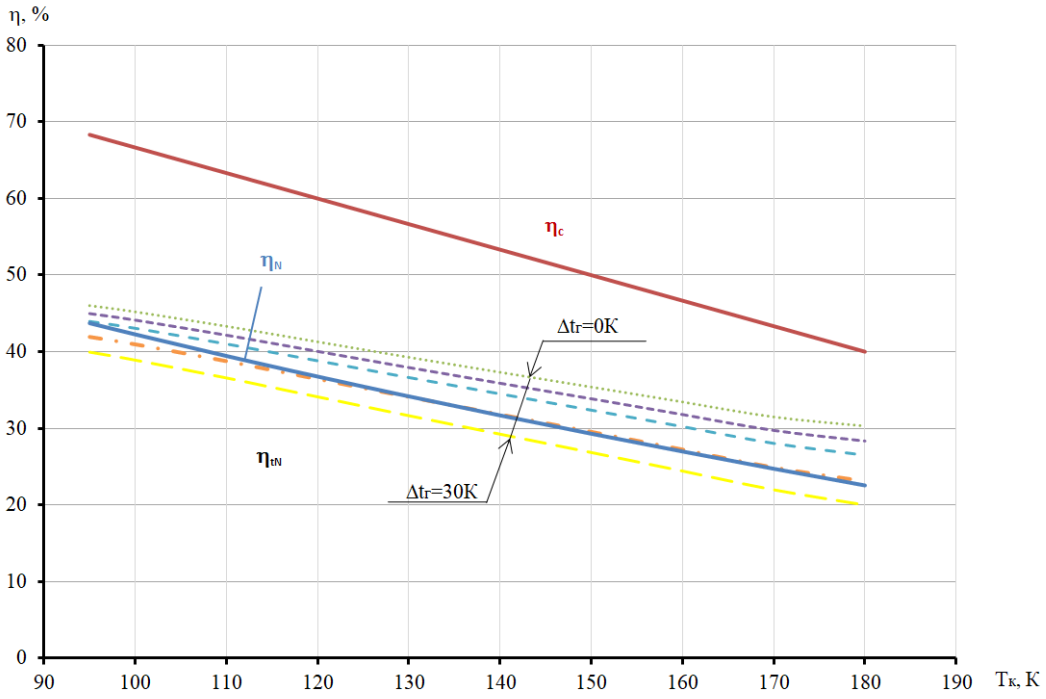


Рисунок 3.25 – Зависимости КПД «карнотизированного» цикла с уточненным показателем степени *m* – ηtN, КПД Карзона–Новикова – ηN, КПД Карно – ηC от температуры криопродукта Тк при $\Delta t_к = 0$ К, $\Delta t_г = 0; 5; 10; 20; 30$ К и расходе рабочего тела от 2 до 3 кг/с

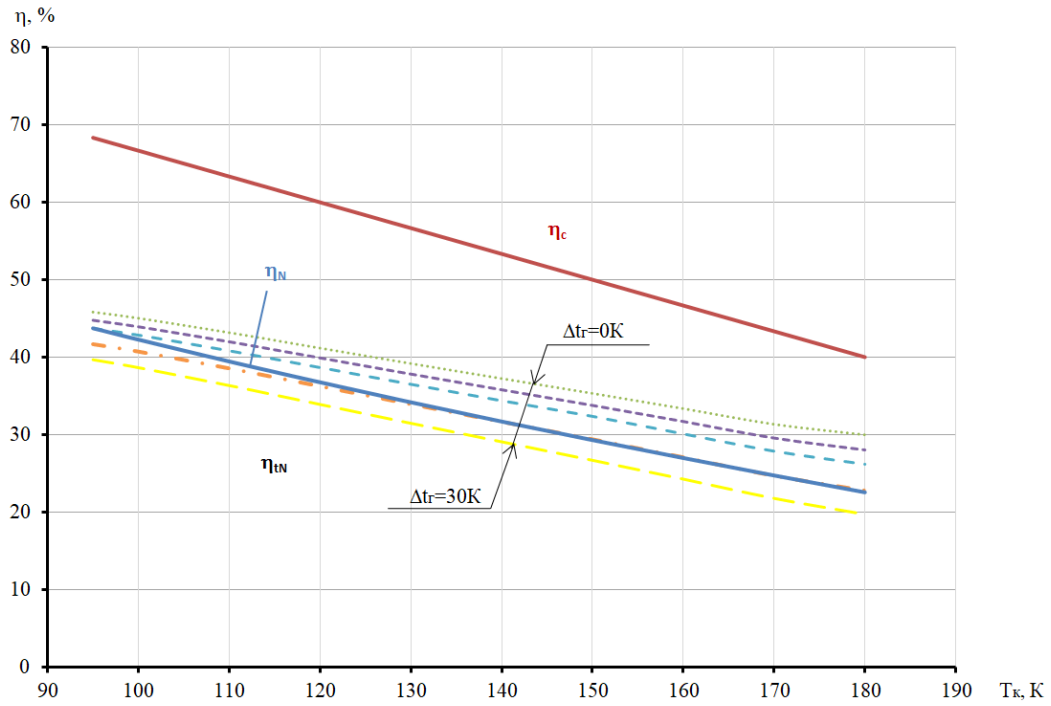


Рисунок 3.26 – Зависимости КПД «карнотизированного» цикла с уточненным показателем степени *m* – ηtN, КПД Карзона-Новикова – ηN, КПД Карно – ηC от температуры криопродукта Тк при $\Delta t_к$ = 0 К, $\Delta t_г$ = 0; 5; 10; 20; 30 К и расходе рабочего тела от 3 до 4 кг/с

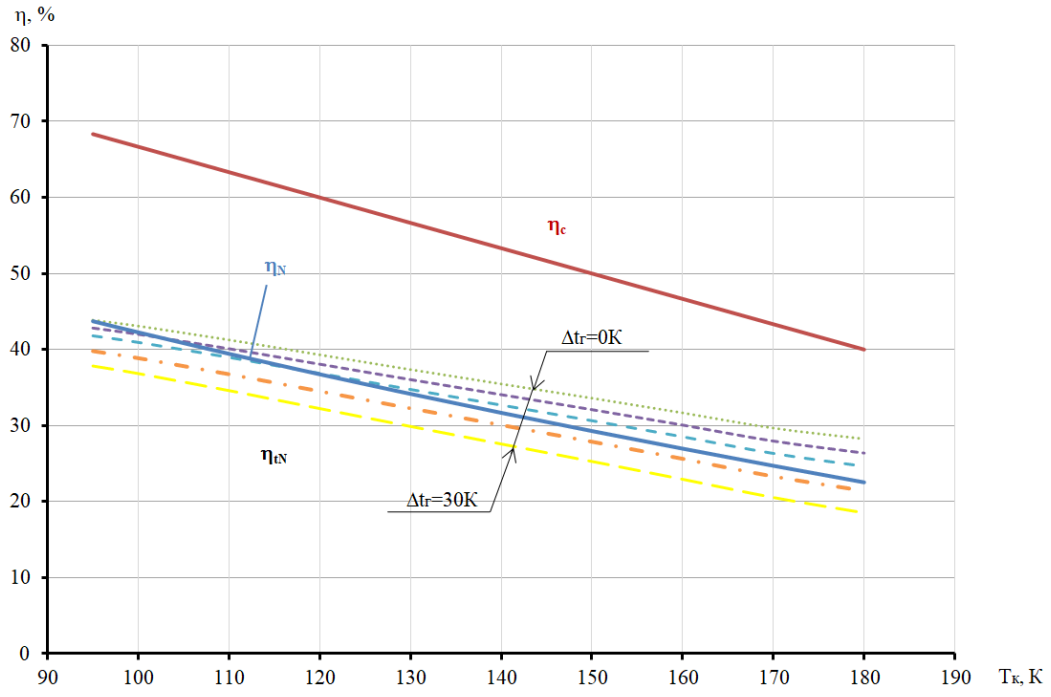


Рисунок 3.27 – Зависимости КПД «карнотизированного» цикла с уточненным показателем степени *m* – ηtN, КПД Карзона-Новикова – ηN, КПД Карно – ηC от температуры криопродукта Тк при $\Delta t_к$ = 0 К, $\Delta t_г$ = 0; 5; 10; 20; 30 К и расходе рабочего тела от 4 до 5 кг/с

На рисунках 3.23–3.27 представлено отклонение значений КПД «карнотизированного» цикла с уточненным показателем степени m от КПД Карзона-Новикова при различных температурных напорах в диапазоне от 0 до 30 К.

Уточненная логистическая схема расчета показателя степени *m* (укрупненный алгоритм) представлена на рисунке 3.28. Важно также подчеркнуть, что представленная здесь теория и методика расчета применима не только для цикла Ренкина, но и для любого другого цикла.

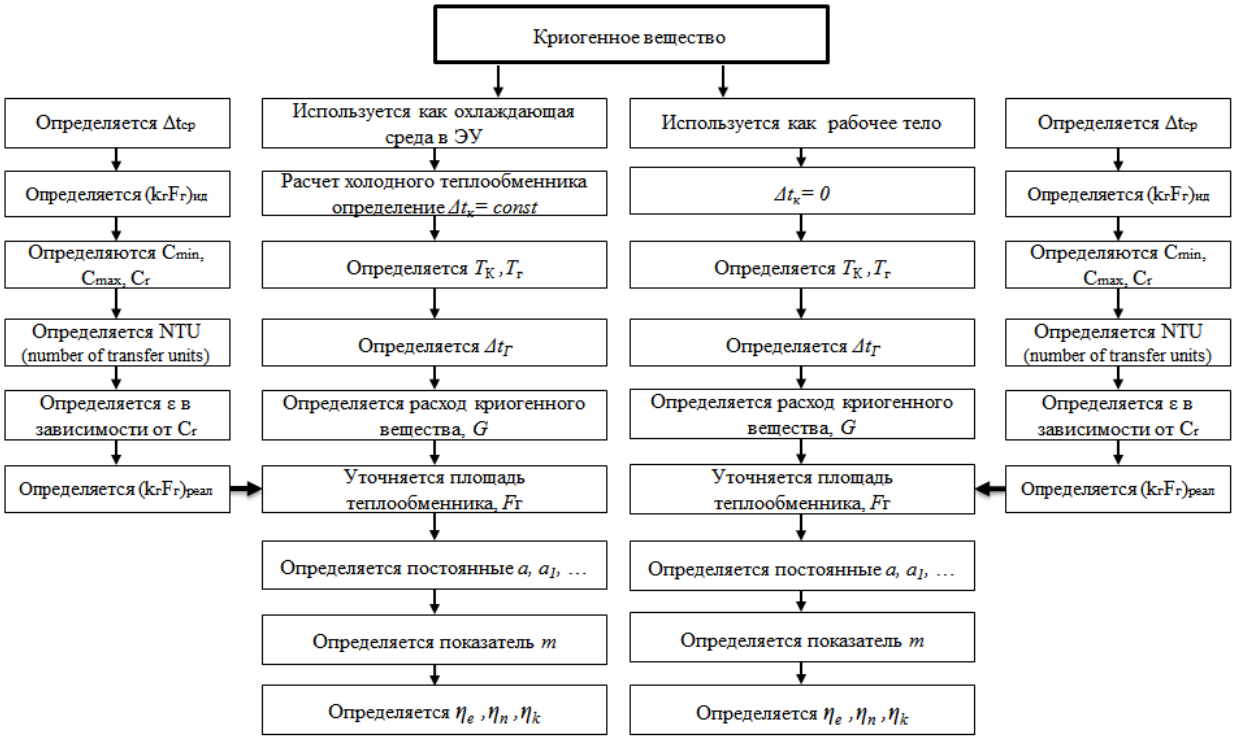


Рисунок 3.28 – Уточненная логистическая схема расчета показателя *m*

Математическая модель зависимости уточненного показателя степени m от температуры криопродукта Тк при $\Delta t_к$ = 0 К, $\Delta t_г$ = 0; 5; 10; 20; 30 К при расходе рабочего тела от 0 до 5 кг/с получена в результате обработки данных и численного моделирования на основе программного продукта Scilab 6.0.2.

Определение уточненного многопараметрического показателя степени m с учетом принятых уточнений осуществляется по алго-

ритму, представленному на рисунке 3.29, или с использованием программы на языке программирования Python.

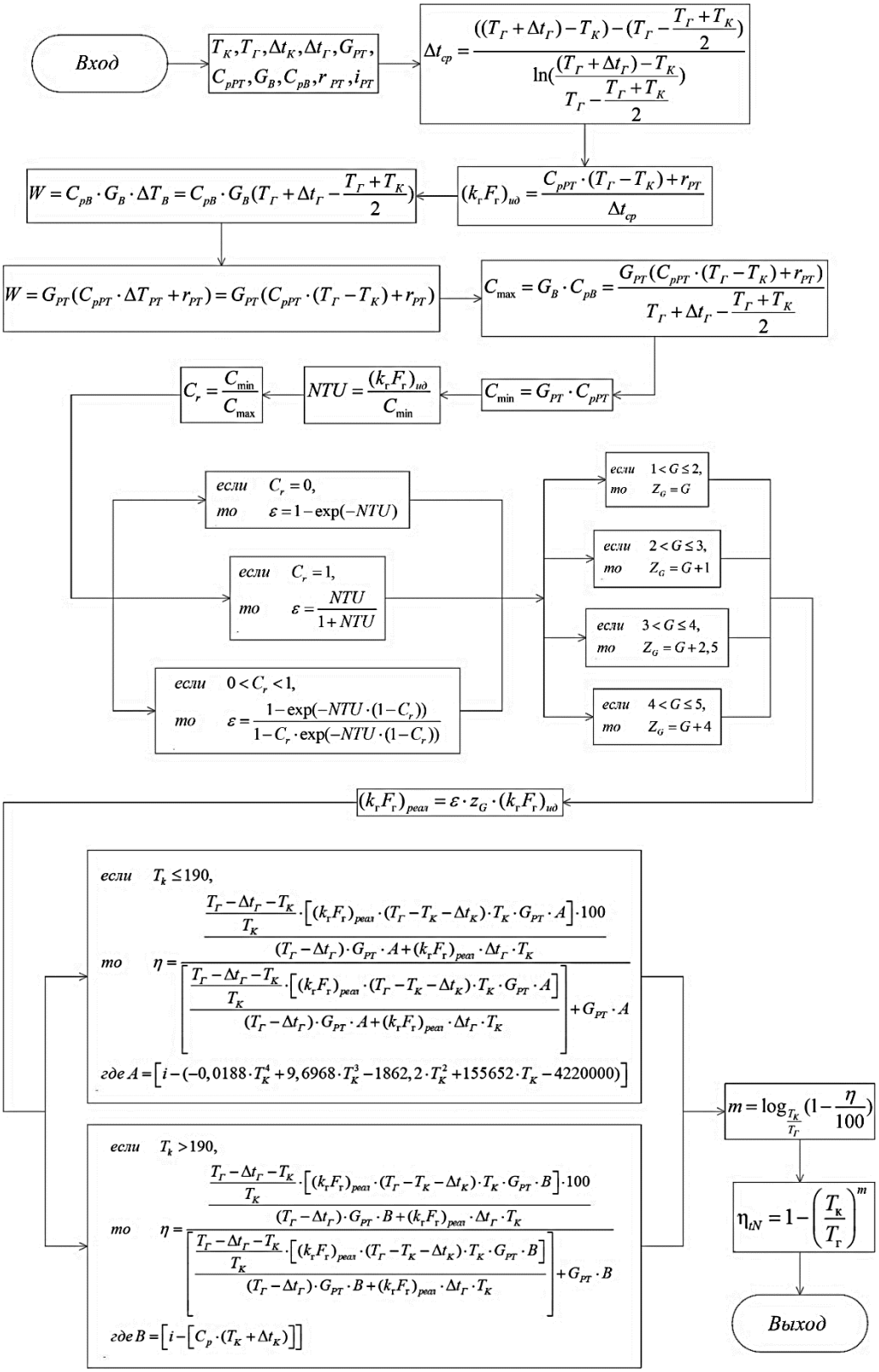


Рисунок 3.29 – Алгоритм для определения многопараметрического показателя *m* с учетом принятых уточнений

На основании вышеизложенного можно заключить:

Уточненная методика определения эффективности НЭУ путем введения в рассмотрение совокупности параметров (температурных напоров, свойств рабочего тела, уровней температур источников теплоты, рабочих характеристик цикла, коэффициентов теплопередачи, площади поверхности теплообмена, расхода, теплоемкости рабочего тела, геометрических и конструктивных параметров теплообменных аппаратов) и предложенный алгоритм расчета с учетом структуры и особенностей НЭУ позволяют проводить качественную и количественную оценку эффективности производства энергии. Кроме этого, расширен диапазон применения методики определения эффективности НЭУ при расходе рабочего тела от 0 до 5 кг/с.

КПД «карнотизированного» цикла с уточненным показателем степени m выведен для условия получения максимальной работы, поэтому, т.к. НЭ криопродукта считается «бесплатной», то основным критерием выбора многоконтурных систем когенерации будет получение до 7% дополнительной энергии, и возврата от 8 до 15% энергии, ранее затраченной на ожижение криопродукта.

Глава 4.
ПОКАЗАТЕЛИ ЭФФЕКТИВНОСТИ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

4.1. Показатели эффективности НЭУ

Вполне очевидно, что низкотемпературные энергопроизводящие установки могут быть оценены по коэффициентам полезного действия. Но их сравнение должно выполняться при одинаковых значениях верхнего и нижнего источников теплоты. Кроме того, если низшим источником является криопродукт (одинаковый для сравниваемых установок), то верхним, если это не окружающая среда, может быть любой с более высокой температурой.

Если это теплота от сжигания топлива, то кроме коэффициента полезного действия можно использовать показатель удельного расхода топлива кг/кВт·ч.

Но если это вторичная теплота тепловых выбросов, геотермальная теплота или солнечная энергия, показатель удельного расхода теряет смысл и при прочих равных условиях требуются другие сравнительные характеристики, например теплоемкая масса.

Поэтому для оценки эффективности энергетических установок и систем, вырабатывающих энергию при использовании криогенного продукта, предлагаются следующие показатели:

1. Самым простым и физически понятным показателем эффективности является количество произведенной работы на один килограмм криопродукта.

$$l_{уд} = \frac{N}{G} = \frac{кДж}{кг}, \qquad (4.1)$$

где N – мощность установки, G – расход криопродукта.

Подчеркнем, что данный показатель может использоваться для сравнительного анализа установок, работающих на одинаковых температурных уровнях.

2. Вторым показателем является эффективность выработки энергии НЭУ как отношение $l_{уд}$ – удельной работы конкретной установки (проектные или реальные значения) к $l_{\max}$ – максимальной теоретической работе НЭУ данной схемы:

$$\eta_{рег} = \frac{l_{уд}}{l_{\max}}. \qquad (4.2)$$

Данный показатель оценивает совершенство процессов получения энергии за счет использования низкпотенциальной теплоты криопродукта. При этом значения максимальной удельной работы зависят от природы рабочего тела и параметров его хранения (для метана, хранящегося при давлении 0,1 МПа и температуре 112 К, значения максимальной удельной работы приведены в таблице 4.1, были рассчитаны на основании методики, представленной в главе 2).

3. Третьим показателем является относительный КПД, представляющий собой отношение термического КПД цикла проектируемой или существующей энергетической установки к предельному термическому КПД – Карно:

$$\overline{\eta} = \frac{\eta_{th}}{\eta_c}, \qquad (4.3)$$

где $\eta_{th} = l_{уд} / q_1$ – термический КПД цикла проектируемой или существующей энергетической установки; q_1 – удельная тепловая энергия, подводимое в цикле проектируемой или существующей энергетической установки; $\eta_c = 1 - T_2 / T_1$, где T_2 – температура криопродукта; T_1 – температура верхнего источника теплоты. Данный показатель может совпадать с предыдущим, но может отличаться в зависимости от способа расчета удельной работы.

4. Для оценки использования низкотемпературного потенциала криогенного продукта полезным также будет показатель, характеризующий долю возвращаемой энергии от той, что была затрачена ранее на ожижение криопродукта. Например, среднее количество энергии, которое было ранее затрачено на ожижение СПГ, составит величину порядка $W_{ож}$= 0,6…1,2 кВт·ч/кг [7]. Коэффициент возврата энергии можно рассчитать по следующей формуле:

$$K_B = \frac{L_{\text{суммреал}}}{W_{\text{ож}}}, \qquad (4.4)$$

где $L_{\text{суммреал}}$ – величина дополнительной энергии, которая может быть получена при регазификации сжиженного газа и использовании одного из способов получения дополнительной энергии, описанного выше.

5. Максимальный коэффициент возврата энергии криопродукта можно рассчитать по следующей формуле:

$$K_{\text{вИД}} = \frac{L_{\text{суммреал}}}{W_{\text{ожИД}}}, \qquad (4.5)$$

где $L_{\text{суммреал}}$ – величина дополнительной энергии, которая может быть получена при регазификации сжиженного газа и использования одного из способов получения дополнительной энергии, описанного выше. $W_{\text{ожИд}}$ – значение энергии, затрачиваемой на сжижение газов по идеальному циклу (таблица 4.2).

Дополнительными показателями могут быть количества подведенного Q_1 и отведенного Q_2 теплоты, максимальные давления в цикле, температура и давление используемого криопродукта, параметры верхнего источника (источников) теплоты и окружающей среды.

Таблица 4.1 – Характеристики различных способов получения дополнительной энергии при регазификации СПГ

Способ использования низкпотенциальной теплоты криопродукта	Максимальная удельная работа $l_{\max}$, кДж/кг	Максимальное давление криопродукта $P_{\max}$, МПа	Особенности применения
Использование криогенного рабочего тела в качестве низшего источника энергии	1093-1146	0,1	Необходимость применения теплового двигателя
Повышение давления за счет использования насоса	853,3	65	Необходимость использования насоса и турбин
Термокомпримирование при регазификации криопродукта	1258	320	Необходимость использования емкостей высокого давления и турбин

Еще одним показателем может быть коэффициент дополнительной энергии:

$$\Omega_M = \frac{W_\Sigma}{m}, \text{ кВт ч/кг}, \qquad (4.6)$$

где W_Σ – количество дополнительной энергии, кВт; m – масса газа в емкости кг.

Таблица 4.2 – Показатели эффективности использования низкопотенциальной энергии криопродукта

Показатель	Расчетная формула	Характеристика
Количество произведенной работы на единицу массы криопродукта	$l_{уд} = \frac{N}{G} = \frac{кДж}{кг}$, где N – мощность установки, G – расход криопродукта	Данный показатель может использоваться для сравнительного анализа установок, работающих на одинаковых температурных уровнях
Эффективность выработки энергии в процессе регазификации установки в зависимости от того, к какому типу она	Вторым показателем является $\eta_{рег} = \frac{l_{уд}}{l_{\max}}$, где $l_{уд}$ – удельная работа конкретной установки (проектные или реальные	Предлагаемый показатель оценивает совершенство процесса получения энергии за счет использования низкпотенциальной теплоты криопродукта. При этом значения

Продолжение табл. 4.2

относится, и в зависимости от температурного уровня верхнего источника теплоты (окружающая среда, вторичное тело, специальные источники теплоты)	значения), $l_{\max}$ – удельная максимальная теоретическая работа для данной схемы	максимальной удельной работы определяются в зависимости от рабочего тела и термодинамических параметров его хранения
Относительный КПД, представляющий собой отношение термического КПД проектируемой или существующей энергетической установки к предельному термическому КПД Карно	$\bar{\eta} = \frac{\eta_{th}}{\eta_c}$, где $\eta_{th} = l_{уд} / q_1$ – термического КПД проектируемой или существующей энергетической установки; q_1 – удельное тепло, подводимое в проектируемой или существующей энергетической установке; $\eta_c = 1 - T_2 / T_1$ – КПД по циклу Карно, T_2 – температура криопродукта; T_1 – температура источника тепловой энергии	Данный показатель оценивает термодинамическое совершенство процесса генерации энергии при использовании низкпотенциальной теплоты криопродукта
Коэффициент возврата энергии криопродукта	$k_в = \frac{N}{W_{ожс}}$, где N – величина дополнительной энергии, которая может быть получена при регазификации криопродукта; $W_{ожс}$ – осредненное значение энергии, затраченной на сжижение криопродукта	Для энергетической оценки использования низкотемпературного потенциала криогенного продукта полезным также будет использовать показатель, характеризующий долю возвращаемой энергии от той, что была затрачена ранее на сжижение криопродукта ($W_{ожс}$)
Максимальный коэффициент возврата энергии криопродукта	$k_в = \frac{N}{W_{ожс}}$, где N – величина дополнительной энергии, которая может быть получена при регазификации криопродукта;	Для энергетической оценки использования низкотемпературного потенциала криогенного продукта полезным также будет использовать показатель, характеризующий долю возвращаемой

Окончание табл. 4.2

	$W_{ож}$ – значение энергии, затрачиваемой на сжижение газов по идеальному циклу	энергии от той, что была затрачена ранее на ожижение криопродукта ($W_{ож}$)
Для систем с термокомпримированием при регазификации криопродукта, в состав которых обычно входят криогенные емкости (баллон с криогенной заправкой – БКЗ), предлагается также использовать следующие показатели:		
Удельное количество дополнительной энергии, кВт·ч / кг	$\Omega_м = \frac{W_\Sigma}{m}$, где W_Σ – количество дополнительной энергии, кВт; m – масса газа в емкости кг	-
Удельное количество дополнительной энергии с учетом давления газификации, кВт·ч / (кг·МПа)	$\Omega_p = \frac{W_\Sigma}{p \cdot m}$, где p – давление газа в емкости после регазификации криопродукта, МПа	-
Удельное количество дополнительной энергии с учетом объема емкости, кВт·ч / (кг·м^3)	$\Omega_V = \frac{W_\Sigma}{V \cdot m}$, где V – объем резервуара, м^3	-

Ω_P – удельное количество дополнительной энергии с учетом давления газификации, кВт·ч / (кг·МПа):

$$\Omega_P = \frac{W_\Sigma}{p \cdot m}, \qquad (4.7)$$

где p – давление газа в баллоне после газификации криопродукта, МПа.

Ω_V – удельное количество дополнительной энергии с учетом объема емкости, кВт·ч / (кг·м^3):

$$\Omega_V = \frac{W_\Sigma}{V \cdot m}, \qquad (4.8)$$

где V – объем БКЗ, м^3.

Работа, затрачиваемая на сжижение газов по идеальному циклу $W_{\text{ожИд}}$ и циклу Карно L_K, представлена в таблице 4.3.

Таблица 4.3 – Теплофизические свойства криопродуктов

Газ	Нормальная температура кипения. T_o, К	Теплота, отводимая при снижении $\triangle i$, кДж/кг	Скрытая теплота испарения r, кДж/кг	Работа по идеальному циклу $W_{\text{ожИД}}$, кВт·ч/кг	Работа по циклу Карно L_K, кВт·ч/кг	$W_{\text{ожИД}} / L_{\text{К}}$ Отношение работы по идеальному циклу ожижения к работе по циклу Карно
Гелий	4,2	1564,1	20,3	1,9	30,6	0,062
Водород	20,4	3955,4	454,6	3,31	15,1	0,219
Азот	77,4	433,7	197,3	0,22	0,346	0,635
Воздух	82	428,6	205,3	0,205	0,31	0,660
Кислород	90,2	406,4	213,3	0,177	0,263	0,674
Метан	111,7	913,4	511,2	0,307	0,426	0,720
Этилен	169,4	666,2	481,9	0,119	0,143	0,831

4.2. Методика применения индикативной библиотеки полей характеристик при проектировании низкотемпературных энергетических установок с утилизацией низкопотенциальной теплоты

Данный раздел посвящен вопросам практического применения индикативной базы данных низкотемпературных энергетических установок (НЭУ), предназначенных для утилизации низкопотенциальной теплоты криопродуктов, таких как сжиженный природный газ (СПГ), жидкий азот, водород и др. [123–129]. Индикативная база данных включает схемы энергоустановок, рабочие процессы и рабочие тела термодинамических циклов, показатели эффективности, мощности, удельной энергопроизводительности на 1 кг криопродукта, сведенные в библиотеку полей характеристик, которая составлена авторами в депонированной статье [18].

На предпроектном этапе создания НЭУ первым шагом является выбор схемы и аппаратного состава НЭУ. На основании

библиотеки полей характеристик возможно сделать выбор. Обобщенные схемы НЭУ (рисунки 1.1–1.9) систематизированы по типовым признакам представлены на рисунке 4.1. К ним относятся: число контуров (каскадов), вид рабочего термодинамического цикла, рабочее тело (или криоагент), способ использования криопродукта в энергоустановке, источники теплоты (и их температурные уровни), место и способ использования криопродукта.

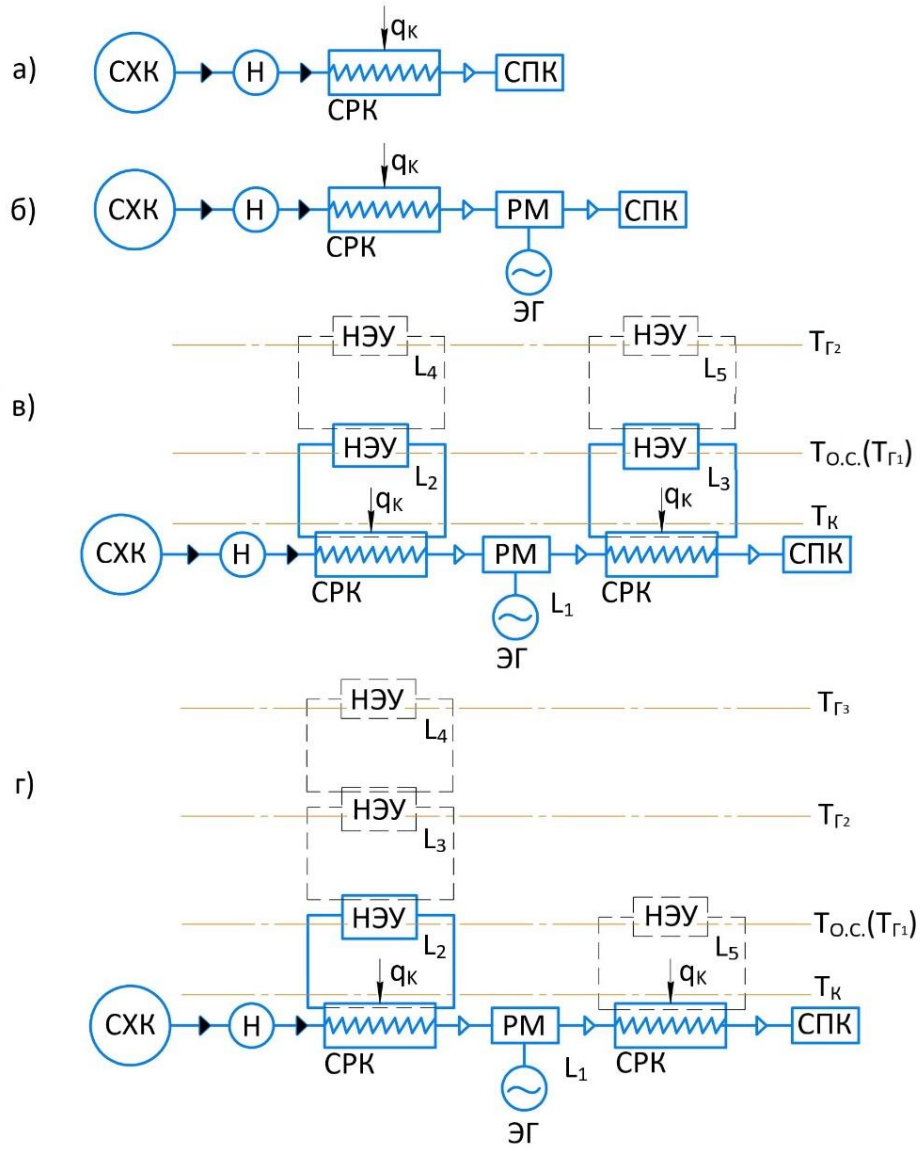


Рисунок 4.1. Схемы установок регазификации криопродукта:
а – стандартная система газификации криопродукта; *б* – одноконтурная НЭУ;
в, г – многоконтурные НЭУ (СХК – система хранения криопродукта;
Н – криогенный насос; СРК – система регазификации криопродукта;
РМ – расширительная машина; ЭГ – электрогенератор;
СПК – система потребления криопродукта)

На рисунках 4.1,а–г типичные по составу оборудования обобщенные схемы НЭУ даны с привязкой к источникам теплоты для каждого контура. Исходя из числа контуров возможны: одноконтурные; двухконтурные; трехконтурные; четырехконтурные НЭУ.

В представленной в работе [18] индикативной базе данных НЭУ классифицируются (по различным признакам) следующим образом.

По рабочим термодинамическим циклам НЭУ: на основе цикла Ренкина (ЭУ ЦР); Брайтона (ЭУ ЦБ); Стирлинга (ЭУ ЦС); Эриксона (ЭУ ЦЭ); термоэлектрические генераторы (ТЭГ).

По использованию (потреблению) криопродукта: теплогенераторы и электрогенераторы; технологические процессы.

По типам генерации тепловой и электроэнергии: газопоршневые установки (ГПУ); паросиловые установки (ПСУ); котельные установки.

По источникам подводимой тепловой энергии: окружающая среда (атмосферный воздух, природные источники воды, геотермальные источники) с температурой $T_{ОС}$; вторичные промышленные источники теплоты (тепловые выбросы) с температурой $T_{Г1}$; возобновляемые источники энергии (солнечная энергия) с температурой $T_{Г2}$; теплота сгорания топлив с температурой $T_{Г3}$.

Рассмотрим логистику использования индикативной базы данных для сравнительного анализа различных схем НЭУ с целью сокращения продолжительности предпроектного этапа проектирования установки и с целью получения более объективных и точных характеристик НЭУ на конечном этапе проектирования.

В зависимости от места эксплуатации, функций проектируемой НЭУ и используемых источников теплоты из поля характеристик выбирается предпочтительная схема (или несколько схем) с предварительной оценкой эффективности по КПД Карно (рисунок 4.2). Если эта оценка не противоречит логике и заявленным характеристикам прототипа НЭУ, то полученные КПД и работа цикла (циклов) будут предельными характеристиками проектируемой НЭУ.

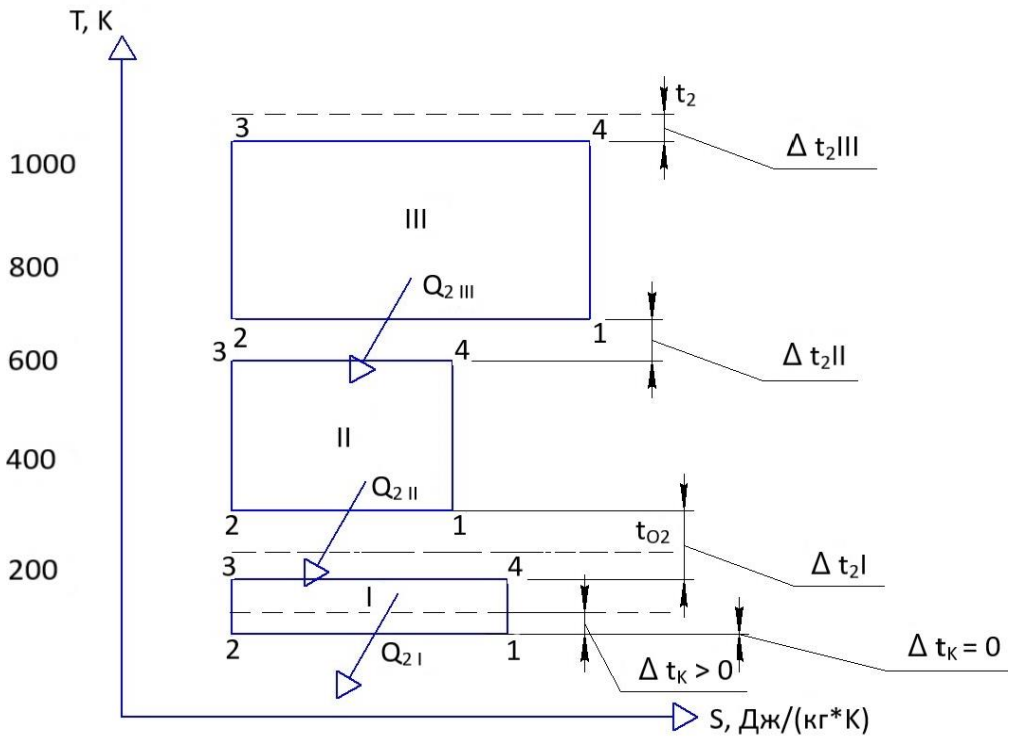


Рисунок 4.2 – К предварительному анализу по предельным циклам (Карно) в различных температурных уровнях для трехкаскадной ЭУ:
ΔtК – температурный напор между криоагентом и рабочим телом нижнего (первого) контура; Δt2I – температурный напор между рабочими телами второго и первого контуров; Δt2II – температурный напор между рабочими телами третьего и второго контуров; Δt2III – температурный напор между рабочими телами третьего контура и источника тепловой энергии;
Q2I – теплота, отводимая от первого контура к криоагенту;
Q2II – теплота, отводимая от второго контура к первому контуру;
Q2III – теплота, отводимая от третьего контура ко второму контуру

Для оценки эффективности использования низкопотенциальной энергии криогенных веществ в энергетических системах и комплексах используются следующие показатели:

– термический КПД, равный отношению работы НЭУ (фактической или расчетной) к подведенной теплоте;

– эксергетический КПД, равный отношению работы с полезной эксергией к эксергии подведенной теплоты;

– КПД Новикова–Колброна, определяемого как отношение получаемой работы к подведенному теплу при условии конечных температурных напоров между источниками теплоты и рабочим телом;

– предложенный КПД, полученного при конечных температурных напорах между нижним и верхним источником теплоты и рабочим телом и условии получения максимальной работы для обобщенного «карнотизированного» цикла НЭУ;

– удельная работа на один килограмм криопродукта при различных значениях отношения температур источников тепловой энергии.

Для рассматриваемых схем НЭУ с использованием библиотеки полей характеристик, фрагменты которой представлены в таблице 4.4, на основании которых построены сравнительные графические диаграммы (поля распределения характеристик). Примеры некоторых полей характеристик для наглядности представлены ниже на рисунках 4.3–4.7. Различие в поведении КПД свидетельствует о необходимости применения различных подходов и выборе различных критериев для объективной оценки конкретного схемного решения НЭУ.

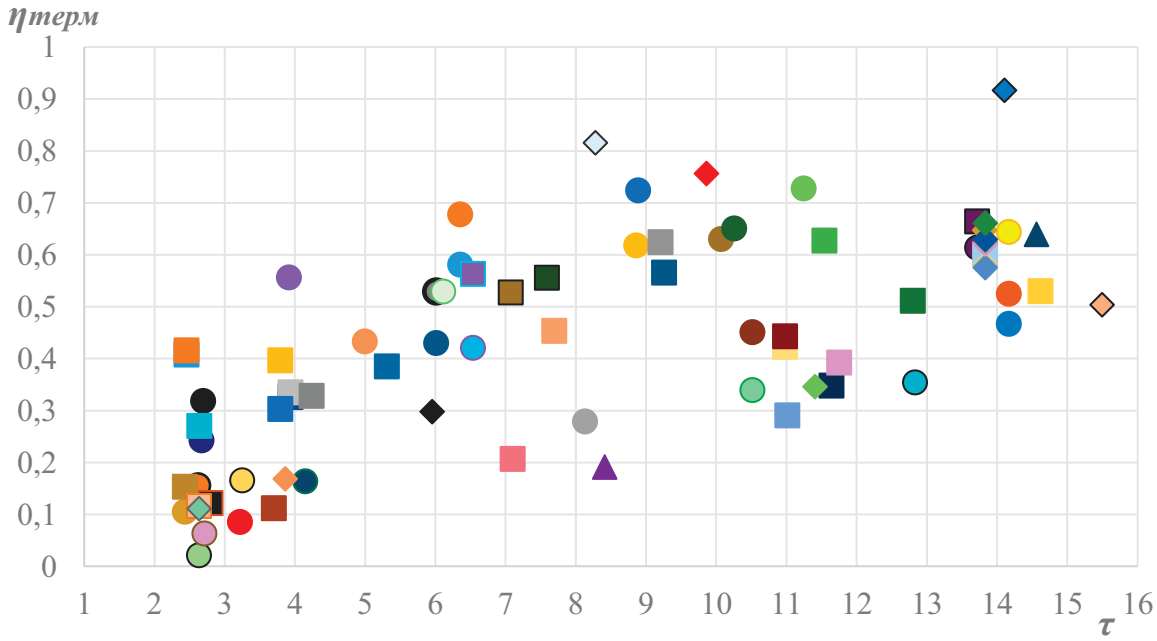


Рисунок 4.3 Зависимость термического КПД η = l∑/ q1 от τ
(обозначение на графике: ● – одноконтурная схема НЭУ;
■ – двухконтурная схема НЭУ; ◆ – трехконтурная схема НЭУ;
▲ – четырехконтурная схема НЭУ)

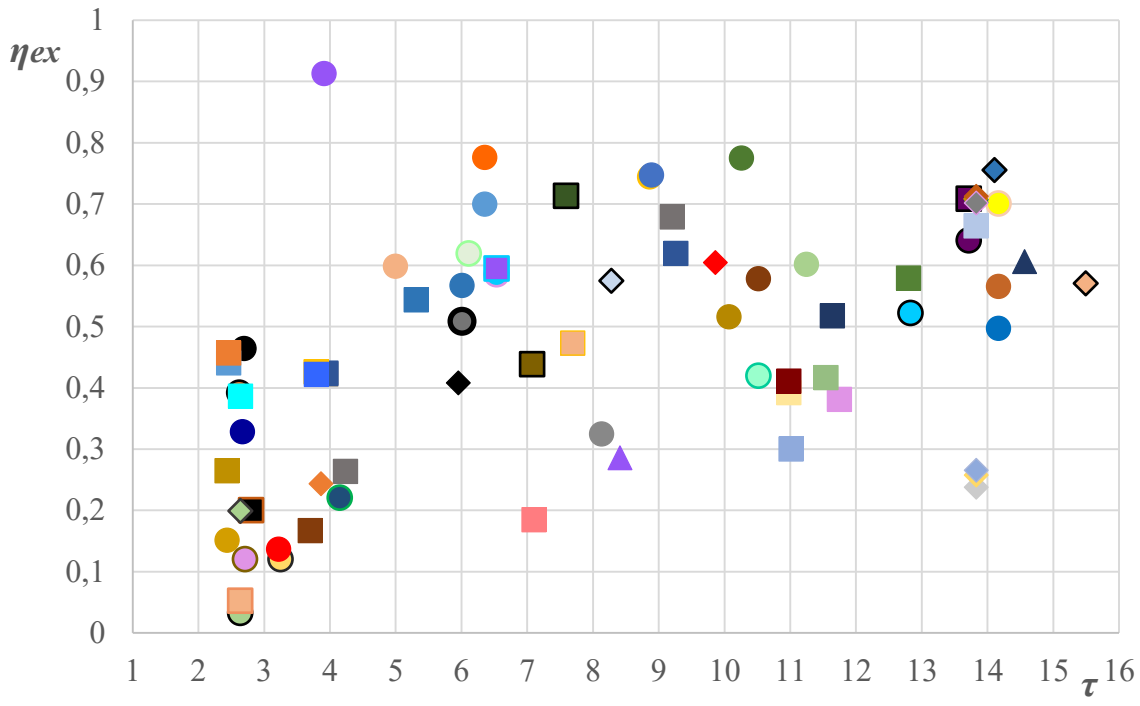


Рисунок 4.4. Зависимость эксергетического КПД η = l∑/ eq1 от τ
(обозначение на графике: ● – одноконтурная схема НЭУ;
■ – двухконтурная схема НЭУ; ◆ – трехконтурная схема НЭУ;
▲ – четырехконтурная схема НЭУ)

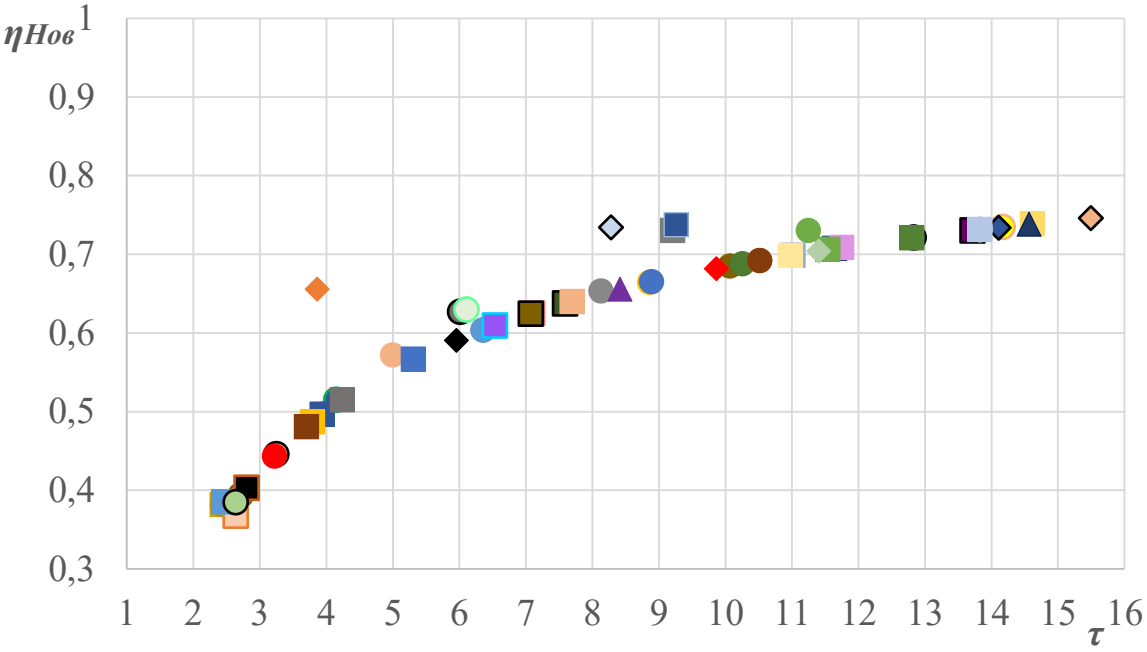


Рисунок 4.5 Зависимость КПД Новикова $\eta_{tN} = 1 - \sqrt{T_2 / T_1}$ от τ
(обозначение на графике: ● – одноконтурная схема НЭУ;
■ – двухконтурная схема НЭУ; ◆ – трехконтурная схема НЭУ;
▲ – четырехконтурная схема НЭУ)

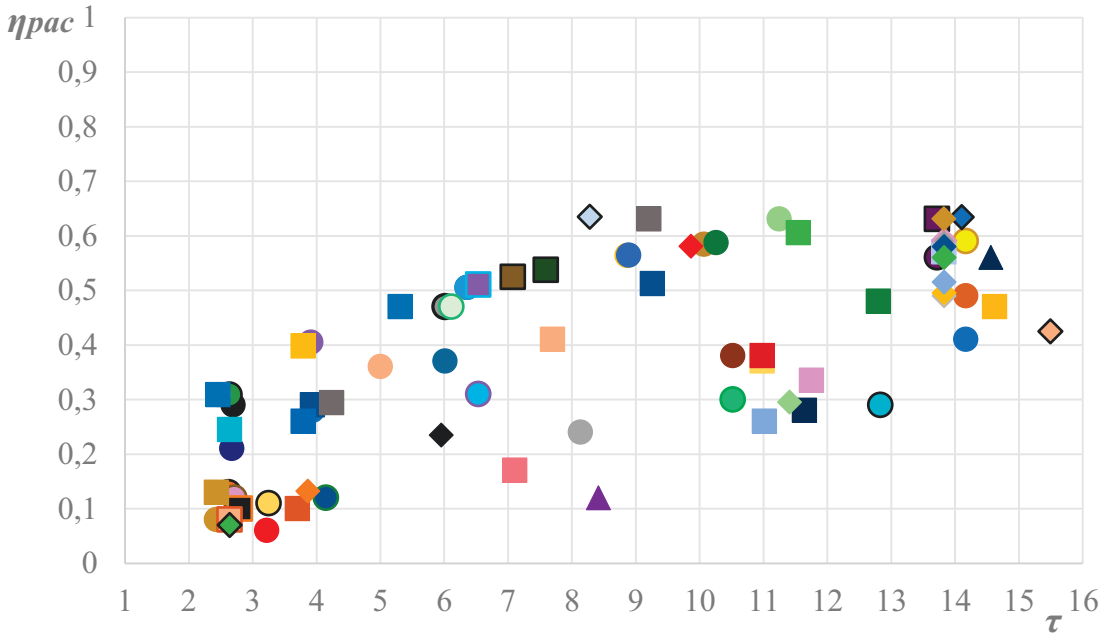


Рисунок 4.6 Зависимость расчетного эффективного КПД $\eta_{tN} = 1 - (T_К / T_Г)^m$, от τ (обозначение на графике: ● – одноконтурная схема НЭУ; ■ – двухконтурная схема НЭУ; ◆ – трехконтурная схема НЭУ; ▲ – четырехконтурная схема НЭУ)

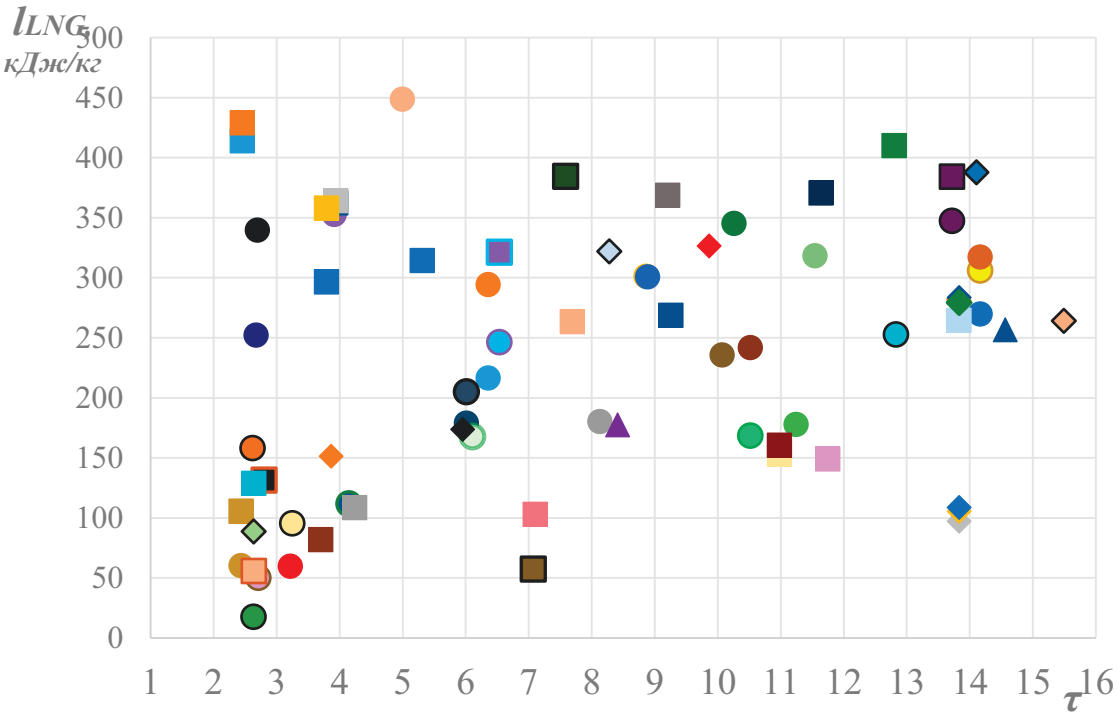


Рисунок 4.7 Зависимость удельной работы ЭУ от τ (обозначение на графике: ● – одноконтурная схема НЭУ; ■ – двухконтурная схема НЭУ; ◆ – трехконтурная схема НЭУ; ▲ – четырехконтурная схема НЭУ)

Таблица 4.4 – Фрагменты из таблиц библиотеки НЭУ [18]

Номер схемы и символ		Наименование НЭУ*	N, кВт	G, кг/с	$\eta_к$	$\eta_т$	η_{ex}	$\eta_{Нов}$	η_e	$l_н$, кДж/кг	τ
ЭУ – 1		I – 1B (153 – 973K) – СПГ/Гелий	932	1	0,84	0,58	0,7	0,6	0,5	216	6,36
ЭУ – 5		I – 1B (112 – 996K) – СПГ/Азот	106975	89	0,89	0,72	0,75	0,66	0,56	301	8,89
ЭУ – 31		II –1B (797,5 – 1300K) – Метан/СПГ – 2R (111,63 – 297K) – СПГ/Пропан	17792	1	0,91	0,35	0,52	0,71	0,28	370	11,65
ЭУ – 64		III – 1R (99,8 – 274,84K) – СПГ/Метан + Морская вода – 2R (109,8 – 254,84K) – Метан/Пропан + Морская вода – 3R (169,8 – 369,84K) – Пропан/Вода	3922	22,6	0,88	0,17	0,24	0,66	0,13	151	3,87
ЭУ – 80		IV – 1R (99,8 – 274,84K) – СПГ/Метан + Морская вода – 2R (109,8 – 254,84K) – Метан/Пропан + Морская вода – 3R (169,8 – 369,84K) – Пропан/Вода – 4R (319,84 – 839,8K) – Вода/ВИЭ	4461	22,5	0,88	0,19	0,29	0,66	0,12	177	8,41

* представлено в таблицах в виде аббревиатур, где I, II, III, IV – число (номера) контуров (каскадов); R – цикл Ренкина, B – цикл Брайтона и т.д.; далее (в скобках) – температурный диапазон контура; рабочее тело в контуре. Каждой схеме НЭУ присвоены номер и графический символ.

Обозначения: N – мощность НЭУ; G – расход СПГ; $\eta_к$ – КПД Карно по температурам источника теплоты и криопродукта (либо температура фазового перехода, либо осредненная температура при учете физической теплоты); $\eta_т$ – термический КПД как отношение мощности НЭУ (заявленной в публикации или полученной в результате проектного расчета) к подведенной теплоте от верхнего источника; η_{ex} – эксергетический КПД ; $\eta_{Нов} = 1 - (T_к / T_г)^{0,5}$ – КПД Новикова; $\eta_e = 1 - (T_к / T_г)^m$ – расчетный эффективный КПД с учетом природы рабочего тела, температурных напоров, уровней температур источников теплоты, потребных поверхностей теплообмена; l ($l_Н$?) – удельная работа, приходящаяся на 1 кг криопродукта; τ – отношение температур источников теплоты

Каждая точка диаграммы (рисунки 4.3–4.7) отражает в поле характеристик энергетическую установку конкретного типа (конкретной схемы) в шкалах эффективности (различные КПД) и удельной работы, приходящейся на 1 кг криопродукта. При этом основным определяющим параметром является отношение температур верхнего и нижнего источников теплоты $\tau = T_{\Г} / T_{\К}$.

Диапазон параметра τ разделен на три зоны по уровню температур источников теплоты. Область «нормальных» температур соответствует уровню температур окружающей среды (до 300 К); среднетемпературная область определяется для вторичных промышленных источников, геотермальных и солнечных источников (температурой 300…600 К); высокотемпературная область соответствует использованию сжигаемого топлива или солнечной энергии (температура выше 600 К).

При анализе полученных диаграмм установлено, что в области нормальных температур лучшие показатели по термическому КПД и получаемой работе относятся к одно- и двухконтурным НЭУ (рисунки 1.1–1.5, а также рисунок 4.1). На среднем температурном уровне значения характеристик этих систем близки, но по получаемой работе несколько эффективнее двухконтурные системы. В высокотемпературной области уровень показателей для систем всех типов остается таким же, как в среднетемпературной области, однако следует отметить, что значения $\tau > 10$ относятся к НЭУ также с СПГ на нижнем температурном уровне, но имеющим в различных контурах кроме CH_4 другие рабочие тела.

Следует отметить, что при известных или задаваемых проектировщиком уровнях температур по контурам НЭУ определение работы цикла для каждого контура выполняется отдельно, после чего значения работы суммируются, и определяется отношение суммарной работы к общему количеству подведенной теплоты от верхнего источника: $\eta_{к.НЭУ} = \sum L_i / Q_{\г}$.

При использовании КПД Новикова $\eta_{\Нов} = 1 - (T_{\К} / T_{\Г})^{0,5}$, начиная с нижнего каскада, при известном низкотемпературном потен-

циале криопродукта Q_2 и при известных (или задаваемых) температурных уровнях для каждого каскада определяются работа и количество подведенной в цикл теплоты. Выполнением оценочного расчета для каждого каскада определяется суммарная работа, отношением которой к общему количеству теплоты от верхнего источника определяется КПД НЭУ по Новикову (величина которого должна быть ниже КПД по Карно).

При анализе значений определяемой удельной работы на 1 кг криопродукта необходимо учитывать предельные (ограничивающие) значения работы, получаемой по циклу Карно или по Новикову [31, 2]. Например, при использовании в качестве ограничений КПД по Новикову (рисунок. 4.4) это значения параметров для точек, которые определяются по соотношениям:

$$\eta_{\text{Нов}} = 1 - (T_{\text{к}} / T_{\text{г}})^{0,5} = l / Q_1 = l / (q_2 + l_{\text{Н}}), \qquad (4.9)$$

$$l = q_2 \left[1 / (1/\tau)^{0,5} - 1 \right]. \qquad (4.10)$$

Так как производимая НЭУ работа однозначно определяется располагаемым количеством низкопотенциальной теплоты q_2 и количеством подводимой в цикле теплоты q_1, то выбранная из поля характеристик удельная работа l является предельной, что обеспечивает исключение ошибки при проектировании.

При использовании формулы расчетного эффективного КПД $\eta_e = 1 - (T_{\text{к}} / T_{\text{г}})^m$ выполняется аналогичная процедура оценочных вычислений. На этапе предпроектной проработки достаточно применения полей характеристик по Карно и Новикову. Более точные данные получаются уже на последующем этапе проектирования путем выполнения уточненных расчетов и сравнения их результатов с расчетным эффективным КПД и значением работы, приходящейся на 1 кг криопродукта. Подробно методика и расчетные формулы для получения уточненных характеристик НЭУ представлены в публикациях [36, 130].

Изложенное выше базируется на понятиях коэффициента полезного действия прямого цикла. Применение эксергетического метода анализа энергетических систем при проектировании НЭУ также возможно, однако необходимо отметить следующее.

Если эксергия отправляемого к потребителю газа значительна (особенно это может быть актуально при больших расходах и давлениях, а также при высоких температурах «верхнего» источника теплоты), то эксергетический КПД цикла может стать более важным критерием выбора рациональной схемы НЭУ.

Как показывает практика использования предлагаемой здесь методики применения индикативной библиотеки полей характеристик, понятийные и содержательные различия термического, эксергетического и эффективного КПД приводят к корреляционному несоответствию точек на диаграммах. Так, если термический КПД, КПД Новикова и расчетный эффективный КПД по взаимному расположению точек на диаграммах соответствуют логике, то соответствующие эксергетическому КПД точки могут располагаться на диаграммах «произвольно».

Например, если в НЭУ криопродукт далее используется в холодильной камере для охлаждения каких-либо продуктов [40, 131], то эксергия отработанного в основном цикле криопродукта будет считаться полезной, и тогда для расчета эксергетического КПД необходимо использовать иную формулу, чем для эксергетического КПД при прямом цикле. Так, эксергетический КПД двигателя (прямой цикл) рассчитывается по формуле

$$\eta_{\text{ех}} = L / Q_{\Sigma\text{ж}}, \qquad (4.11)$$

где эксергетический КПД при использовании отработанного криопродукта рассчитывается по формуле

$$\eta_{\text{ех}} = L + E_{ГХ} / E_{\Sigma}, \qquad (4.12)$$

где L – работа (полезная эксергия); $E_{ГХ}$ – полезная эксергия газифицированного кроипродукта, используемая в холодильной

камере; Q_{Σ} – эксергия подводимой теплоты; E_{Σ} – холодная эксергия сжиженного и сжатого природного газа, поданного в цикл.

В этом случае эксергетический КПД отражает эффективность использования холодной эксергии СПГ во всей энергосистеме (для получения полезной работы за счет низкопотенциальной теплоты криопродукта и полезного использования холода в камере), но не эффективность производства энергии НЭУ. Для оптимизации такой системы необходимо проанализировать эксергетические потери каждого элемента схемы и выбрать метод повышения эксергетической эффективности энергосистемы в целом.

В дополнение полезными для анализа могут быть также линии тренда, т.е. прогнозные аналитические зависимости КПД и удельной работы, построенные по точкам, взятым из полей характеристик для однотипных НЭУ. Эти характеристики могут быть построены как для полного диапазона параметра τ, так и для его отдельных зон.

Обобщая основные научно-методические аспекты и рекомендации, представленные во второй главе, можно утверждать, что представленный материал являет собой методический комплекс (рисунок 4.8), который содержит научно обоснованные решения, частные методики и рекомендации для низкотемпературных энергетических установок.

Таким образом, использование предлагаемых полей характеристик НЭУ, показателей эффективности, а также предложенных авторами в предыдущих публикациях [36, 130] расчетных соотношений для располагаемой низкопотенциальной теплоты криопродукта, удельной работы (получаемой с одного килограмма криогенной жидкости), показателей эффективности с учетом вновь предложенного расчетного эффективного КПД – дает возможность значительно повысить точность расчетов, сократить продолжительность проектирования и доводки создаваемой НЭУ и максимально приблизить расчетные характеристики проектируемой энергоустановки к реальным характеристикам.

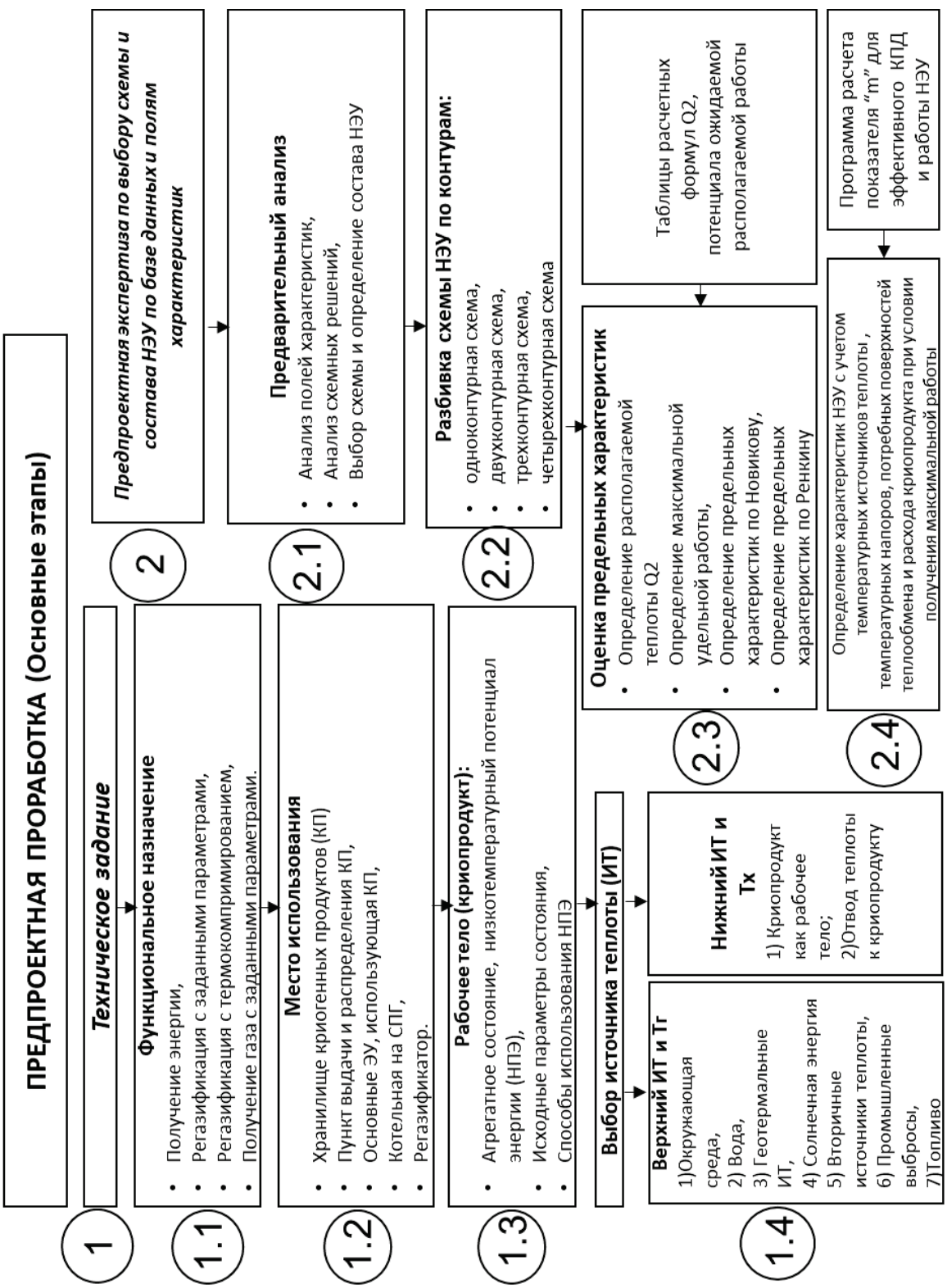


Рис. 4.8. Логистическая схема методического комплекса расчета и проектирования НЭУ (окончание рисунка на с. 123)

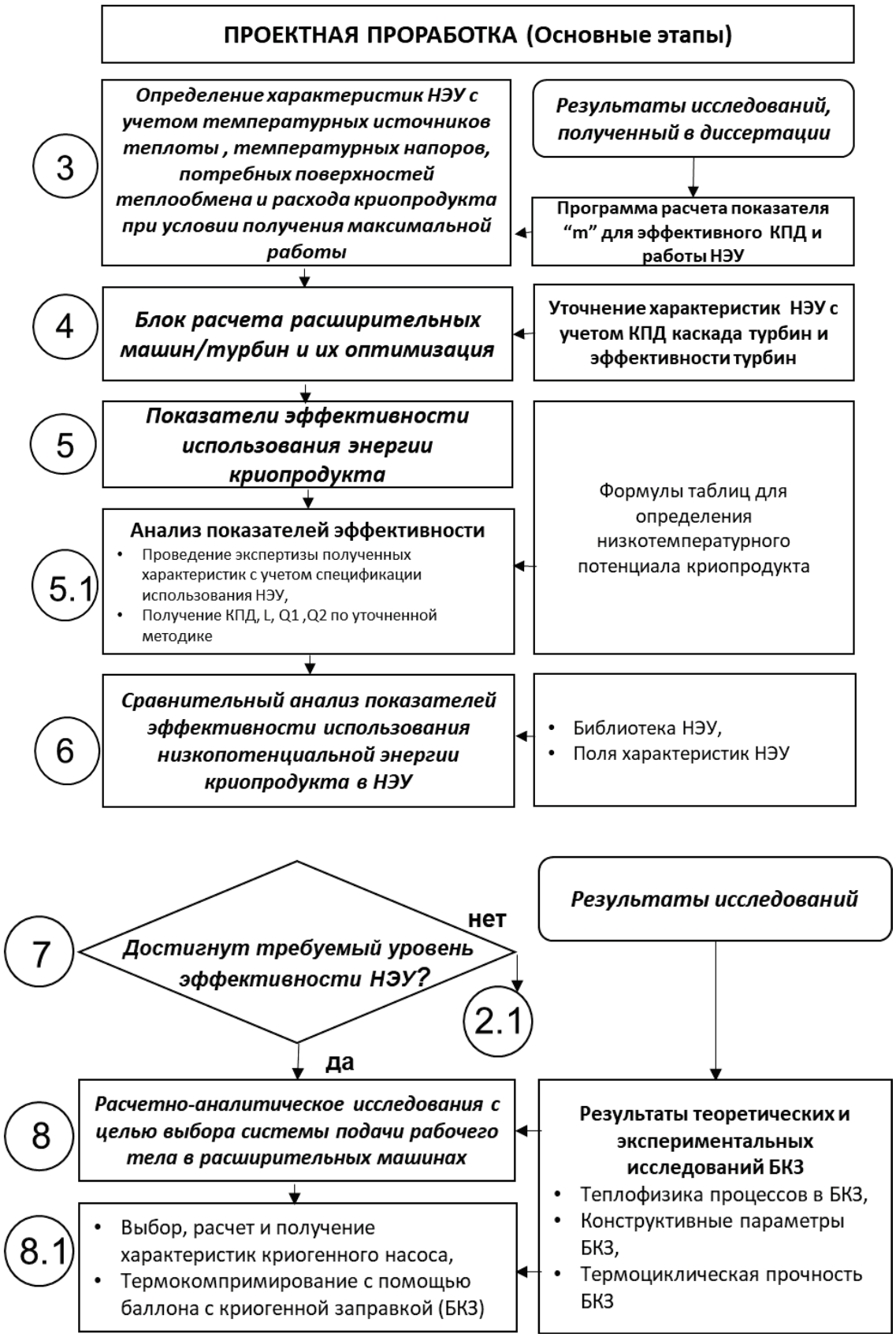


Рис. 4.8. Окончание рисунка (начало рисунка на с. 122)

4.3. Расчетная методика к определению характеристик НЭУ

Количество произведенной работы на единицу массы криопродукта (кДж/кг):

$$l_{уд} = \frac{N}{G_{СПГ}}. \quad (4.13)$$

Термический КПД, равный отношению работы НЭУ (фактической или расчетной) к подведенной теплоте [85]:

$$\eta_{т} = \frac{N}{Q_1}. \quad (4.14)$$

КПД Карно:

$$\eta_K = 1 - \frac{T_{мин}}{T_{макс}}, \quad (4.15)$$

где $T_{мин}$ и $T_{макс}$ – минимальная и максимальная температура.

Удельная эксергия e (кДж/кг) находится по формуле:

$$e = (h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0), \quad (4.16)$$

где h и s – энтальпия и энтропия точки, кДж/кг и кДж/(кг·К); h_0, s_0, T_0 – энтальпия, энтропия и температура (К) (давление 0,1 МПа, температура 293 К).

Полная эксергия E (кДж):

$$E = e \cdot G. \quad (4.17)$$

Входящая горячая $E_{вх.гор}$, выходящая горячая $E_{вых.гор}$, входящая холодная $E_{вх.хол}$, выходящая холодная $E_{вых.хол}$ (кДж):

$$E_{\chi вх.гор/вых.гор/вх.хол/вых.хол} = \sum_{i=1}^{N} E_i. \quad (4.18)$$

Суммарная эксергия $E_{\chi сум}$ (кДж) установки:

$$E_{\chi сум} = (E_{\chi вх.гор.} + E_{\chi вх.хол}) - (E_{\chi вых.гор.} + E_{\chi вых.хол}). \quad (4.19)$$

Эксергетический КПД:

$$\eta_{вх} = \frac{N}{E_{\chi сум}}. \tag{4.20}$$

Доля холодной эксергии в суммарной ψ:

$$\psi = \frac{E_{\chi вх.хол} - E_{\chi вых.хол}}{E_{\chi вх.гор.} + E_{\chi вх.хол} - E_{\chi вых.хол} - E_{\chi вых.хол.}}. \tag{4.21}$$

Удельная работа l_{LNG} (кДж/кг), приходящаяся на 1 кг СПГ:

$$l_{LNG} = \frac{\psi \cdot N}{G_{СПГ}}. \tag{4.22}$$

Для оценки эффективности нагрева и испарения криопродукта введен коэффициент *kF* (кДж/К), показывающий отношение теплового потока к разнице температур (показатель влияния теплообменных аппаратов на температуры рабочих тел) [86]:

$$kF = \sum_{i=1}^{N} \frac{Q_i}{dT}, \tag{4.23}$$

где Q – теплота, сообщенная криопродукту:

$$Q = \left| h_{вхi} - h_{выхi} \right| \cdot G_i, \tag{4.24}$$

а dT – температурный напор:

$$dT = \frac{(T_{гвх} - T_{хвых}) - (T_{гвых} - T_{хвх})}{\ln \dfrac{T_{гвх} - T_{хвых}}{T_{гвых} - T_{хвх}}}. \tag{4.25}$$

Также вводится удельное $kF_{уд}$ (кДж/(К·кг)), т.е. *kF* на 1 кг криопродукта:

$$kF_{уд} = \frac{kF}{G_{СПГ}}. \tag{4.26}$$

КПД Новикова–Колброна, определяемый как отношение получаемой работы к подведенному теплу при условии конечных

температурных напоров между источниками теплоты и рабочим телом [81]:

$$\eta_{\text{Нов}} = 1 - \sqrt{\frac{1}{\tau}}, \tag{4.27}$$

где $\tau = \frac{T_{\text{макс}}}{T_{\text{мин}}}$. (4.28)

Эти показатели и характеристики были использованы в расчетно-аналитическом исследовании энергетических установок. Их схемы, параметры и характеристики представлены в депонированной статье [18], которая, по сути, является первой систематизированной библиотекой низкотемпературных энергетических установок. Здесь она частично представлена в приложении А.

Обозначение (кодировка НЭУ) в библиотеке и в таблице 4.4 предложено следующим образом:

$$N - IX(a-b) - x_1 / x_2; IIY(a-b) - y_1 / y_2; ...; NZ(a-b) - z_1 / z_2, \tag{4.29}$$

где N – число каскадов;

X – цикл первого контура (R – цикл Ренкина, B – цикл Брайтона, s – цикл Стирлинга, Er – цикл Эрикссона, K – цикл Калины, D – цикл Дизеля);

x_1 – рабочее вещество первого контура;

x_2 – рабочее тело источника теплоты первого контура;

Y – цикл второго контура (R – цикл Ренкина, B – цикл Брайтона, s – цикл Стирлинга, Er – цикл Эрикссона, K – цикл Калины, D – цикл Дизеля);

y_1 – рабочее вещество второго контура;

y_2 – рабочее тело источника теплоты второго контура;

Z – цикл последнего контура (R – цикл Ренкина, B – цикл Брайтона, s – цикл Стирлинга, Er – цикл Эрикссона, K – цикл Калины, D – цикл Дизеля);

z_1 – рабочее вещество последнего контура;

z_2 – рабочее тело источника теплоты;

a – температура нижнего источника теплоты, К;

b – температура верхнего источника теплоты, К.

Например:

$V-1R(240-600K)$ – Углекислый газ/Выхлоп. газы – $2R$(120–$300K$) – Аргон/Выхлоп. газы – $3R$(111–$280K$) – СПГ/Аммиак – $4R$(210–$280K$) – Углекислый газ/Вода – $5B$(217–$427K$) – Выхлоп. газы/Аммиак + Вода.

Расшифровка – пятикаскадная, первый каскад цикл Ренкина, минимальная и максимальная температура контура 240 и 600 К, рабочее тело цикла Углекислый газ, источник теплоты Выхлопные газы; второй каскад цикл Ренкина, минимальная и максимальная температура контура 120 и 300 К, рабочее тело цикла Аргон, источник теплоты Выхлопные газы; третий каскад цикл Ренкина, минимальная и максимальная температура контура 111 и 280 К, рабочее тело цикла СПГ, источник теплоты Аммиак; четвертый каскад цикл Ренкина, минимальная и максимальная температура контура 210 и 280 К, рабочее тело цикла Углекислый газ, источник теплоты Вода; пятый каскад цикл Брайтона, минимальная и максимальная температура контура 217 и 427 К, рабочее тело цикла Выхлопные газы, источник теплоты Аммиак и Вода.

На рисунках 4.9 и 4.10 представлены поля характеристик термического и эксергетического КПД. Здесь τ – показывает отношение максимальной температуры к минимальной температуре во всем энергетическом комплексе. Поля характеристик, представленные на рисунках 4.9–4.10, приводятся в дополнение к характеристикам на рисунках 4.3–4.7. Цветовое различие точек вводится как для обозначения источников теплоты (рисунок 4.9), так и для различия по числу контуров – каскадов (рисунок 4.10).

Эти данные также могут представлять интерес, т.к. кроме параметра τ факторами влияния выступают: природа и параметры источников теплоты; количество контуров; комплекс $kF_{уд}$ – параметр располагаемой теплопередачи; собственное значение получаемой

удельной (с одного килограмма криопродукта) работы. Представлены также корреляционные графики основных характеристик и линии тренда.

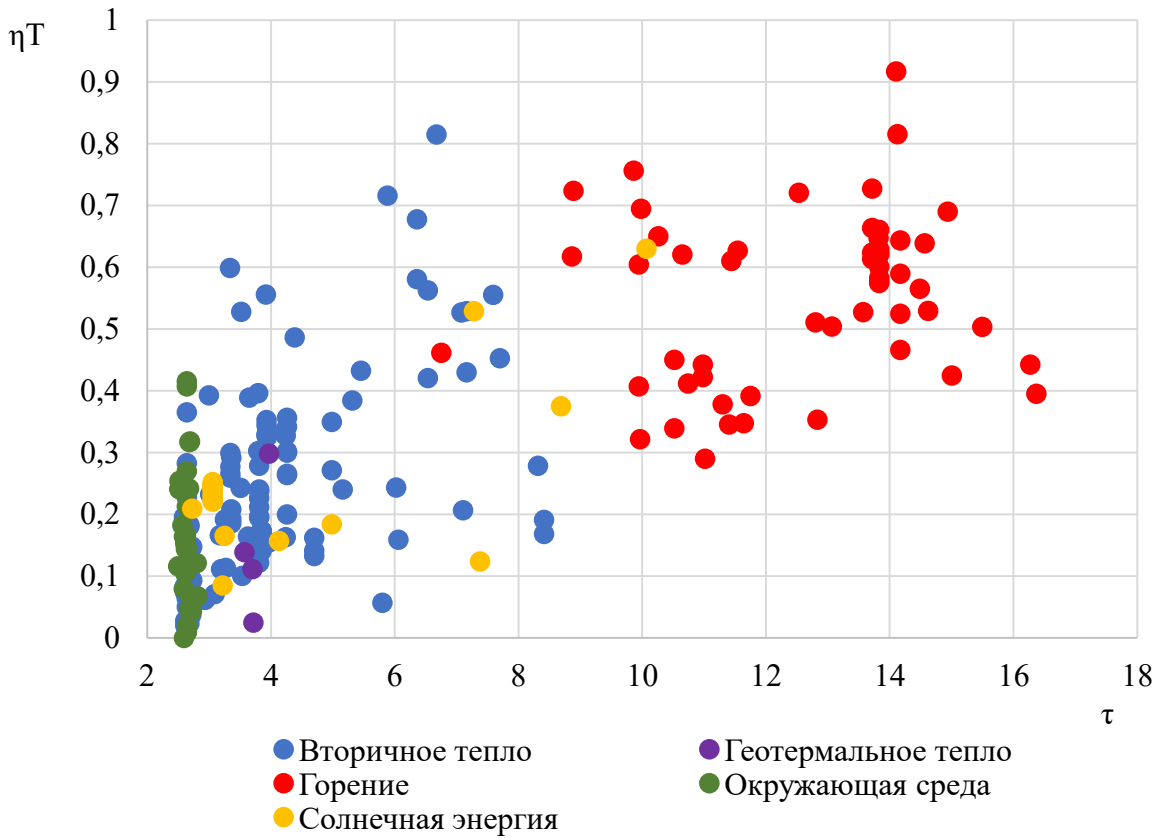


Рисунок 4.9 – Графическая зависимость термического КПД от τ

Так, например, из рисунка 4.9 явно следует, что при использовании в качестве верхнего источника теплоты окружающей среды (диапазон по τ строго ограничен) эффективность и производимая работа между различными НЭУ может различаться в разы, но по стоимости и эксплуатационным расходам одни могут быть выгоднее других. При высокотемпературных источниках теплоты можно с уверенностью рассчитывать на КПД НЭУ в 50%. Аналогичные выводы можно сделать по эксергетическому КПД (рисунок 4.12).

Анализ характеристик библиотеки НЭУ дает следующие выводы.

Из рисунка 4.10 следует, что в диапазоне малых и средних значений τ предпочтительны двухконтурные установки, при больших τ трех- и четырехконтурные.

Но по эксергетическому КПД при малых значениях τ одноконтурные могут иметь одинаковую эффективность с двухконтурными.

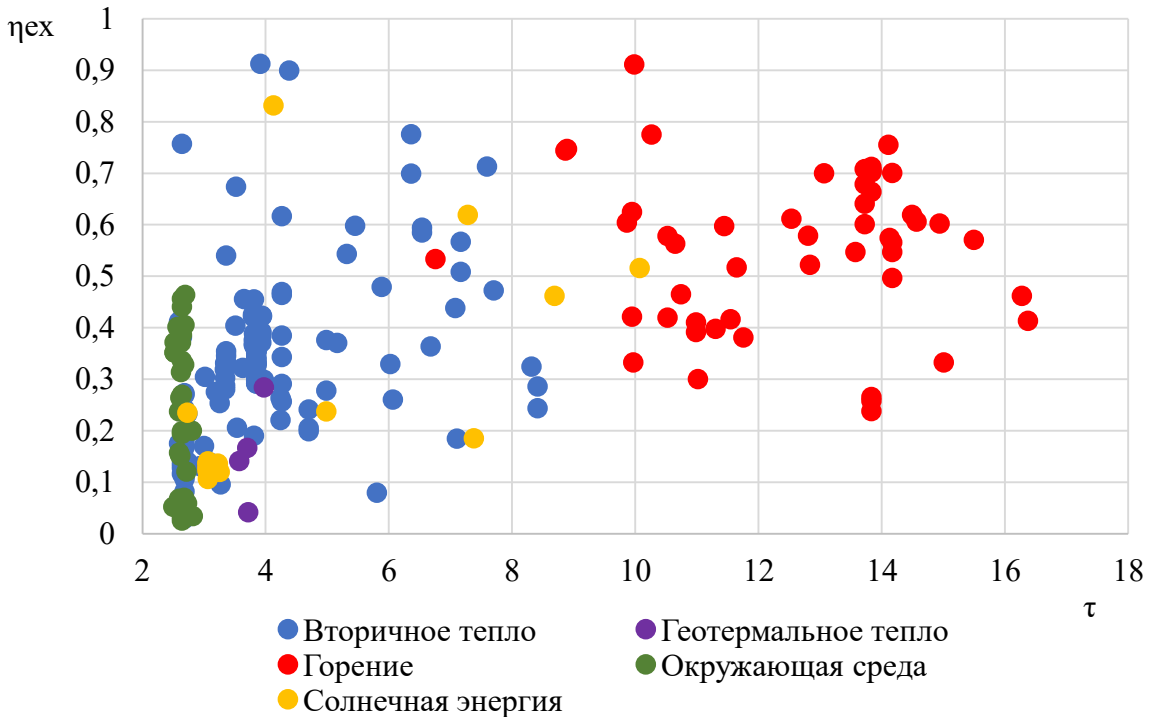


Рисунок 4.10 – Графическая зависимость эксергетического КПД от τ

Исходя из полученных зависимостей максимальный термический КПД по источнику теплоты:

– окружающая среда – ЭУ – 91 (II – 1R (111 – 273К) – СПГ/Этан + Окр. среда – 2R (169,9– 273К) – Этан/Окр. среда);

– вторичная тепловая энергия – ЭУ – 207 (III – 1R (111–293К) – СПГ/R1150 + Аммиачная вода + Углекислый газ – 2R (170–418К) – R1150/Углекислый газ – 3R (293 – 463К) – Аммиачная вода/Углекислый газ);

– горение – ЭУ – 191 (III – 1R (111,51 – 418,15К) – СПГ/Вода– 2R (282,12 – 813,15К) – Вода/Выхлопные газы – 3В (284,98 – 1573,15К) – Воздух/Топливо);

– солнечная энергия – ЭУ – 9 (I – 1B (111,5 – 1123,15K) – СПГ/Азот);

– геотермальная теплота – ЭУ – 217 (III – 1R (312,06 – 433,15K) – Аммиачная вода/Геотер. вода – 2R (294,16 – 337,16K) – Аммиачная вода/Геотер. вода + Аммиачная вода – 3R (111,65 – 397,34K) – СПГ/Аммиачная вода + Геотер. вода).

Максимальный эксергетический КПД по источнику теплоты:

– окружающая среда – ЭУ – 6 (I – 1S (115 – 310K) – Гелий/СПГ);

– вторичная тепловая энергия – ЭУ – 3 (I – 1B (120 – 470K) – СПГ/Водород);

– горение – ЭУ – 161 (II–1B (304,88–1109,47K) – Воздух/СПГ – 2S (304,88 – 512,3K) – Азот/Воздух);

– солнечная энергия – ЭУ – 182 (II – 1R (267,45 – 393K) – Углекислый газ/Масло-теплоноситель – 2R (111,53 – 288,9K) – СПГ/Углекислый газ+Вода);

– геотермальная теплота – ЭУ – 217 (III – 1R (312,06 – 433,15K) – Аммиачная вода/Геотер. вода – 2R (294,16 – 337,16K) – Аммиачная вода/Геотер. вода + Аммиачная вода – 3R (111,65 – 397,34K) – СПГ/Аммиачная вода + Геотер. вода).

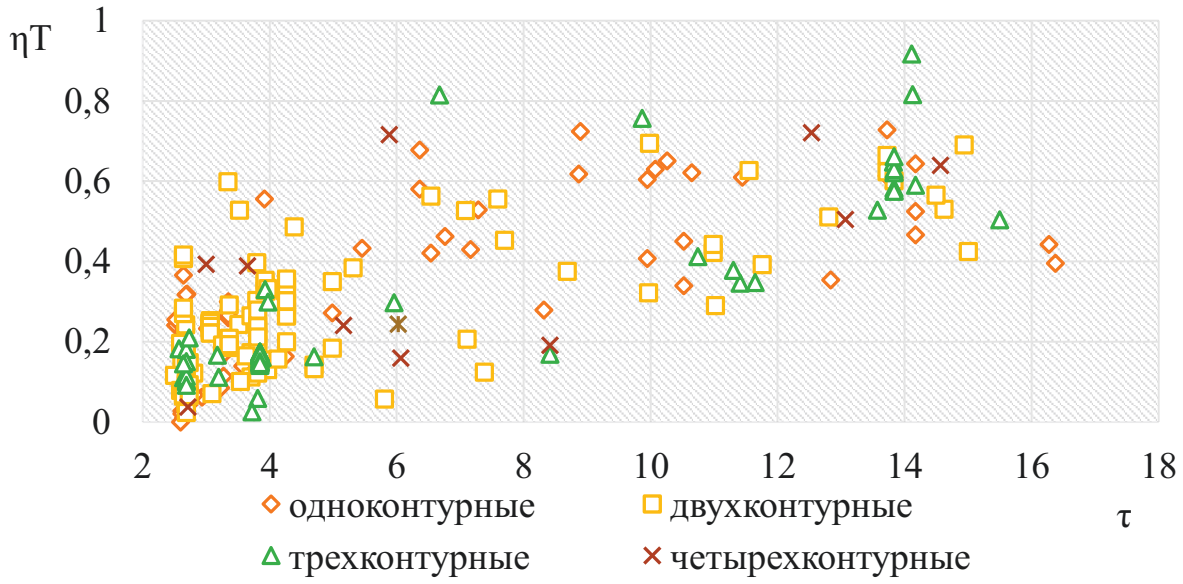


Рисунок 4.11 – Графическая зависимость термического КПД от τ

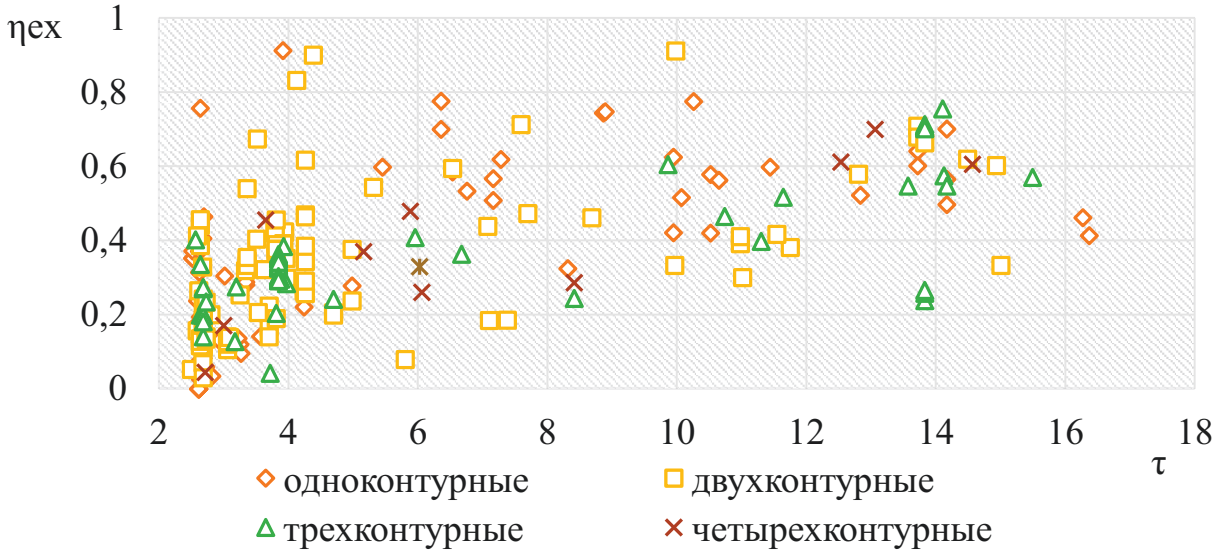


Рисунок 4.12 – Графическая зависимость эксергетического КПД от τ

4.4. Разработка метода выбора оптимальной ЭУ, использующей низкопотенциальную теплоту криопродукта, на основе комплексной оценки параметров их эффективности

Для определения параметров, которые помогут в выборе оптимальной энергетической установки (ЭУ), было необходимо определить независимые друг от друг коэффициенты, посчитанные в предыдущей главе. Для этого были построены зависимости и выбраны те, у которых коэффициент достоверности аппроксимации (*R*2) был меньше 0,7 (рисунки 4.13–4.15).

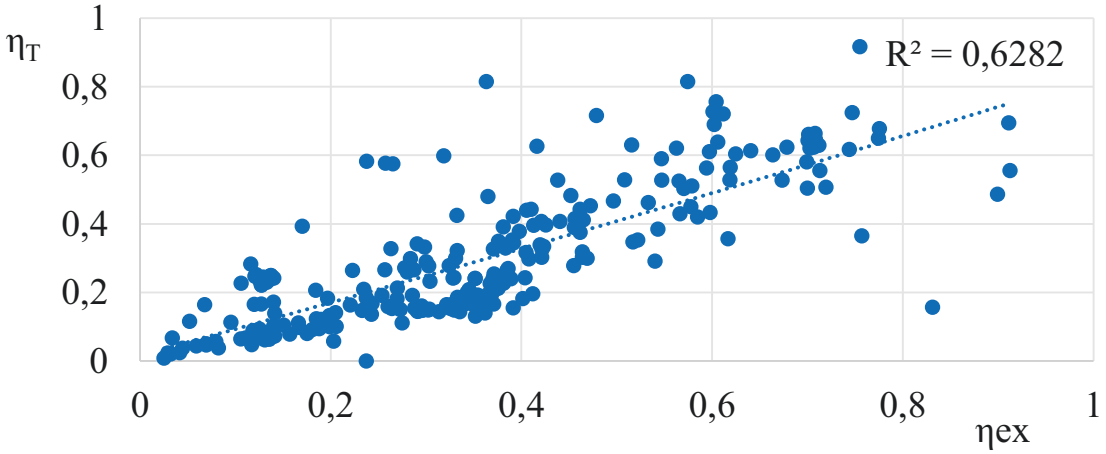


Рисунок 4.13 – Корреляционная зависимость термического и эксергетического КПД

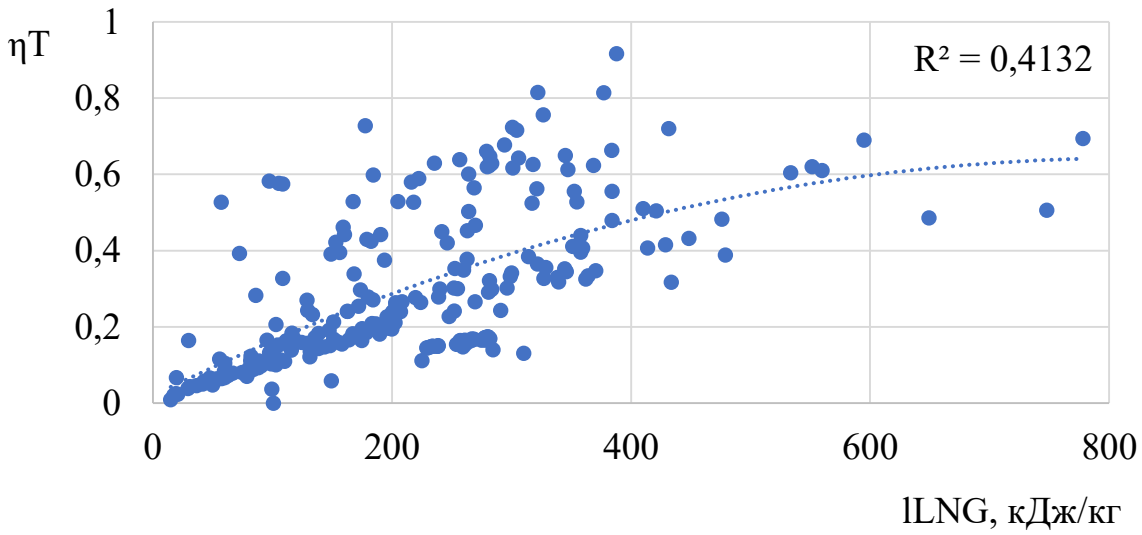


Рисунок 4.14 – Корреляционная зависимость термического КПД и удельной работы, совершаемой за счет низкопотенциальной теплоты криопродукта

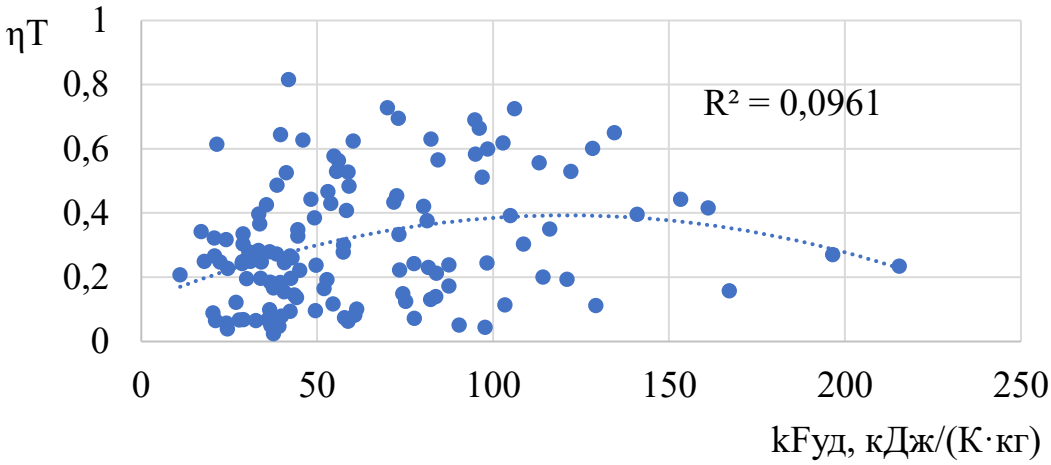


Рисунок 4.15 – Влияние комплекса kFуд на КПД НЭУ

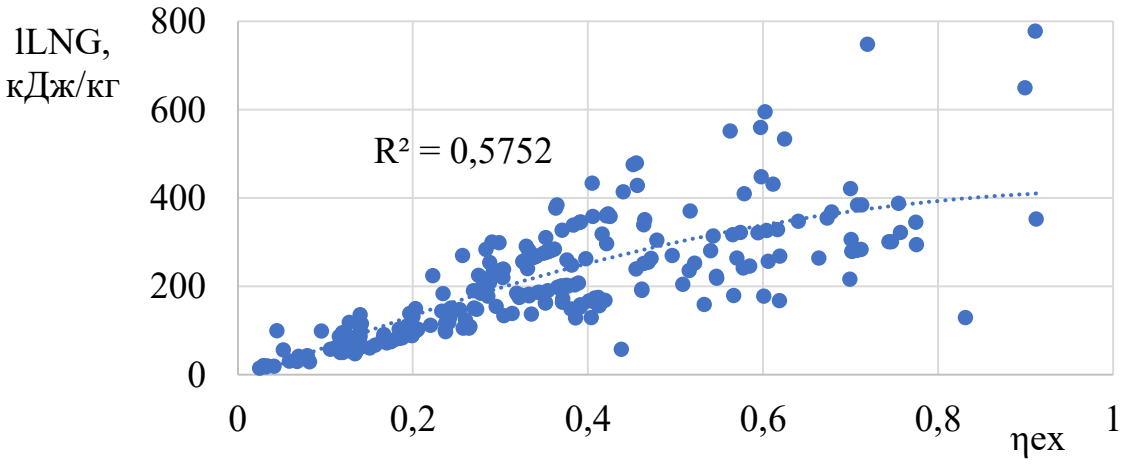


Рисунок 4.16 – Взаимосвязь удельной работы и эксергетического КПД

Использование приведенных здесь характеристик можно применить для комплексной оценки НЭУ. Действительно, пять характеристик: термический КПД, эксергетический КПД, удельная работа, удельная работа, совершаемая за счет низкопотенциальной теплоты криопродукта, и коэффициент, показывающий удельное отношение показателя влияния теплообменных аппаратов на температуры рабочих тел на 1 кг криопродукта существенно дополняют друг друга и позволяют иметь более полное представление об энергетической установке.

Для сравнительной количественной оценки предлагается использовать метод весовых коэффициентов. То есть каждому параметру отводится диапазон значений под определенную оценку (таблица 4.5), с помощью них и присвоенных весовых коэффициентов можно рассчитать комплексный показатель S_i и оценить каждую ЭУ.

Таблица 4.5 – Значения параметров в зависимости от их попадания в диапазон оценки

$\eta_{т}$	η_{ex}	l_{LNG}	$l_{уд}$	$kF_{уд}$
Оценка «5»				
0,8 – 1		400 <	200 <	< 50
Оценка «4»				
0,6 – 0,8		300 – 400	150 – 200	50 – 100
Оценка «3»				
0,4 – 0,6		200 – 300	100 – 150	100 – 150
Оценка «2»				
0,2 – 0,4		100 – 200	50 – 100	150 – 200
Оценка «1»				
0 – 0,2		< 100	< 50	200 <

Оценка установок происходит следующим образом:

$$S_i = O_{\eta т_i} \cdot V_i + O_{\eta ex_i} \cdot V_i + O_{lLNG_i} \cdot V_i + O_{lуд_i} \cdot V_i + O_{kFуд_i} \cdot V_i, \quad (4.30)$$

где S_i – итоговая оценка установки; O_i – оценка по каждому параметру; V_i – весовой коэффициент.

Весовой коэффициент можно изменять в зависимости от специфики потребителя. В таблице Б.1 (приложение Б) представлен расчет в случае равных весовых коэффициентов и в случае приоритета параметра $kF_{уд}$, который показывает массогабаритные характеристики НЭУ, влияющие на конечную ее стоимость.

Исходя из полученных данных (приложение Б) самые эффективные установки (оценка «4,55») под номером ЭУ – 13 и ЭУ – 14 (рис. 4.17 и 4.18) наименование: I – 1B (111 – 1573К) – СПГ/Углекислый газ и I – 1R (111 – 1523К) – СПГ/Углекислый газ соответственно.

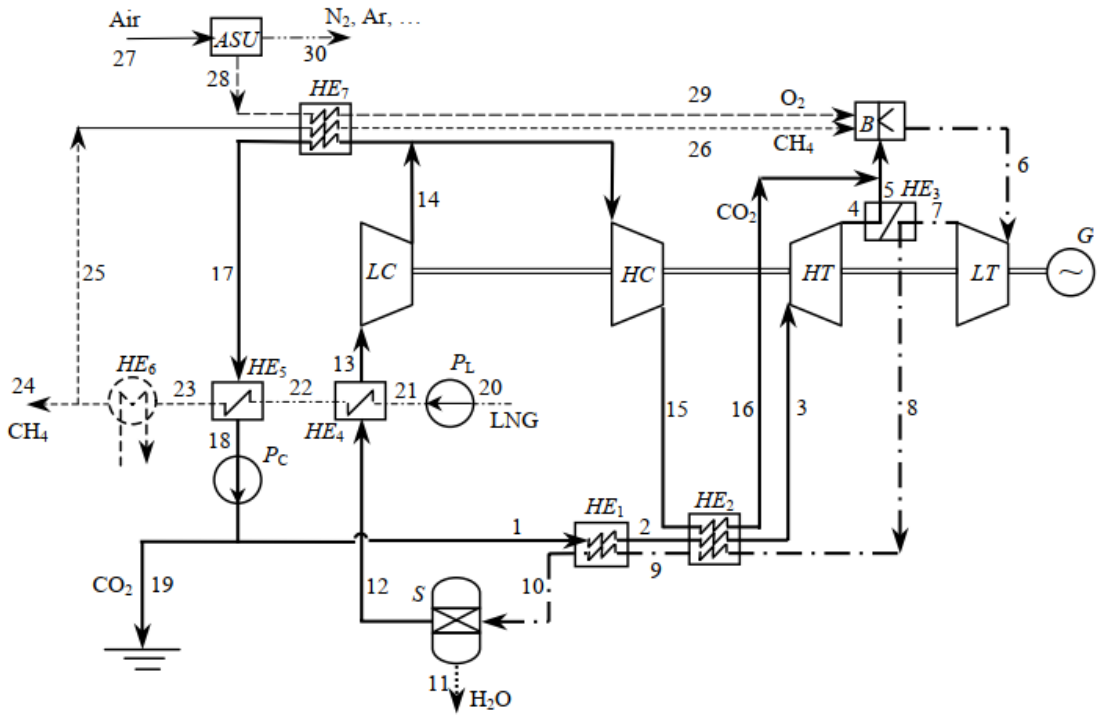
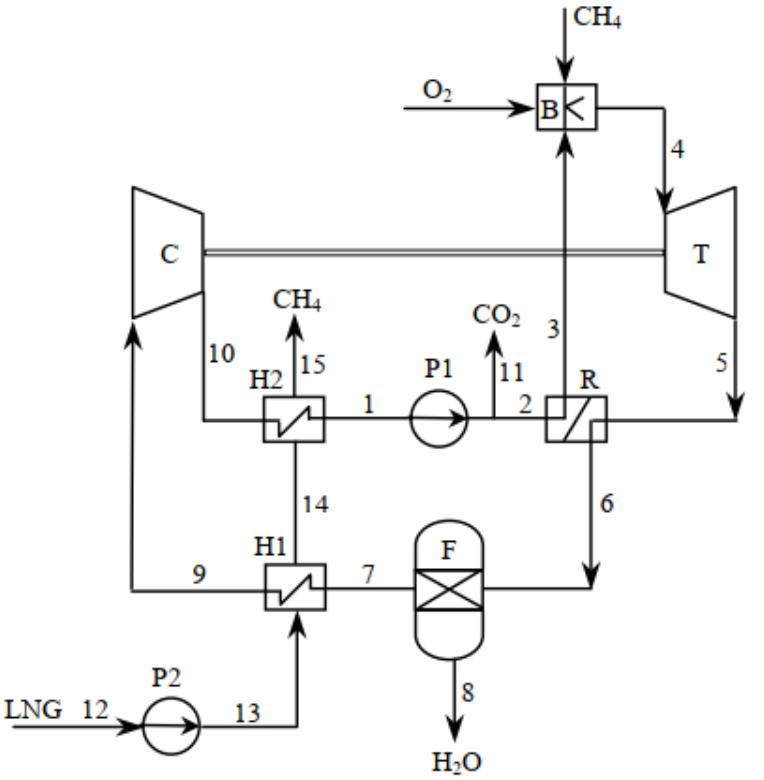


Рисунок 4.17 – Схема ЭУ – 13 [91]



B— combustor C— compressor F— separation tower
H1/H2— heat exchanger P1— CO_2 pump
P2— LNG pump R— recuperator T— turbine

Рисунок 4.18 – Схема ЭУ – 14 [92]

Таким образом, используя поля характеристик можно выполнить сравнительный анализ НЭУ. Важным дополнением будет учет параметра $kF_{\text{уд}}$, отражающего массогабаритные характеристики НЭУ.

Глава 5.
ИСПОЛЬЗОВАНИЕ НИЗКОПОТЕНЦИАЛЬНОЙ ТЕПЛОТЫ КРИОПРОДУКТА НА ПРИМЕРЕ СПГ

Анализ использования СПГ показал, что его обычно регазифицируют в атмосферном испарителе перед подачей в газораспределительный пункт (ГРП) для дальнейшей транспортировки к потребителям или на газонаполнительных станциях (АЗС) для заправки транспортных средств. Стандартный комплекс СПГ представлен на рисунке 5.1, стандартная схема газификации – на рисунке 5.2а. Однако для использования низкопотенциальной энергии криопродукта необходимо применять схему газификации, соответствующую схеме (рисунок 5.2б).

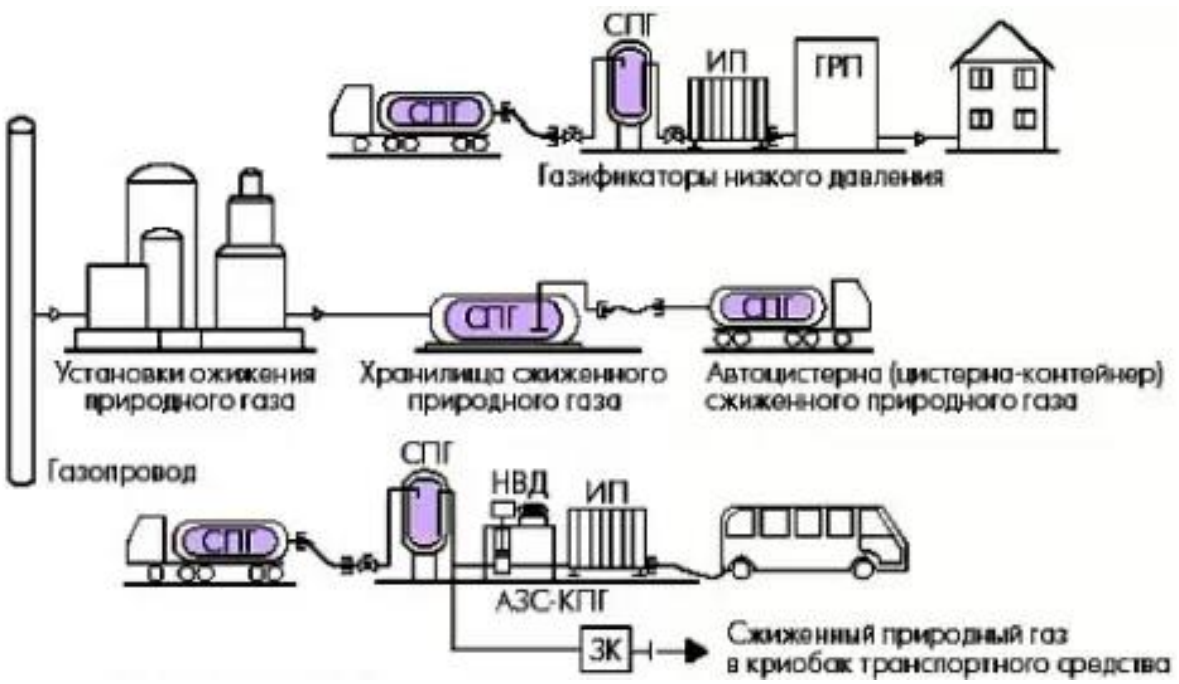
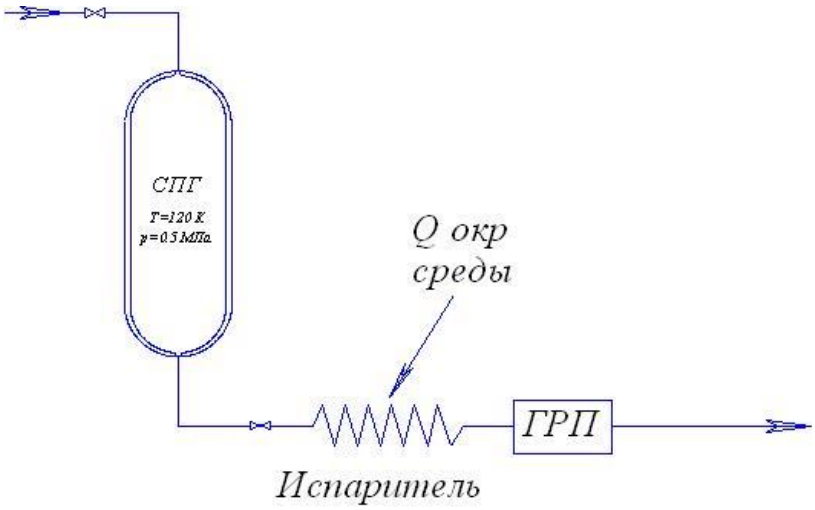
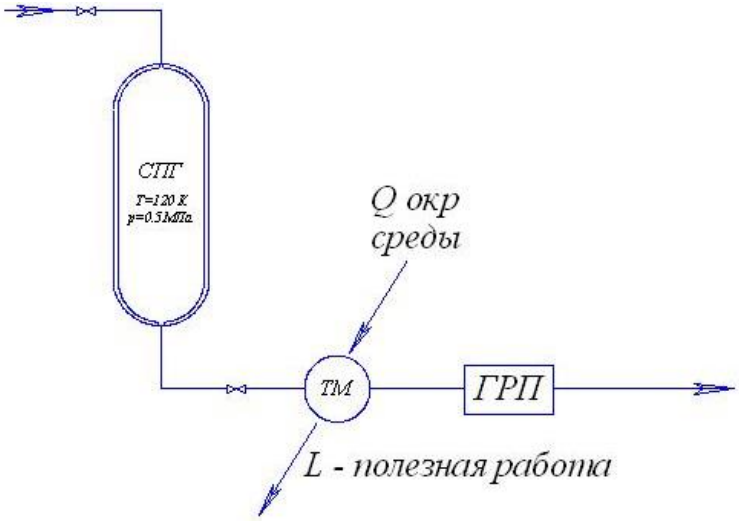


Рисунок 5.1 – Комплекс СПГ:
СПГ – сжиженный природный газ; ИП – испаритель-подогреватель атмосферный; ГРП –газораспределительный пункт;
АЗС – автозаправочная станция; НВД – насос высокого давления:
ЗК – заправочная колонка СПГ

Схемы НУЭ, изображенные на рисунках 5.2–5.5, демонстрируют возможность использования низкотемпературного потенциала СПГ. Например, комплекс СПГ (рисунок 5.1) включает в себя турбогенератор, установленный после испарителя, который может преобразовывать полученную работу в электрическую энергию. При расходе СПГ 1000 кг/ч мощность работы расширения составляет около 10 кВт. В этой схеме используется открытый цикл Ренкина, где криогенный насос мощностью около 500 Вт обеспечивает давление цикла.



а



б

Рисунок 5.2 – Схема установки для регазификации СПГ:
а − стандартная система газификации СПГ;
б − включение в схему энергопроизводящего преобразователя

Двигатель Стирлинга в комплексе СПГ дает возможность использовать низкотемпературный потенциал сжиженного природного газа (рисунок 5.4). Благодаря высокому КПД двигателя Стирлинга, который достигает 50%, можно получить мощность около 142 кВт при расходе СПГ G = 1000 кг/ч.

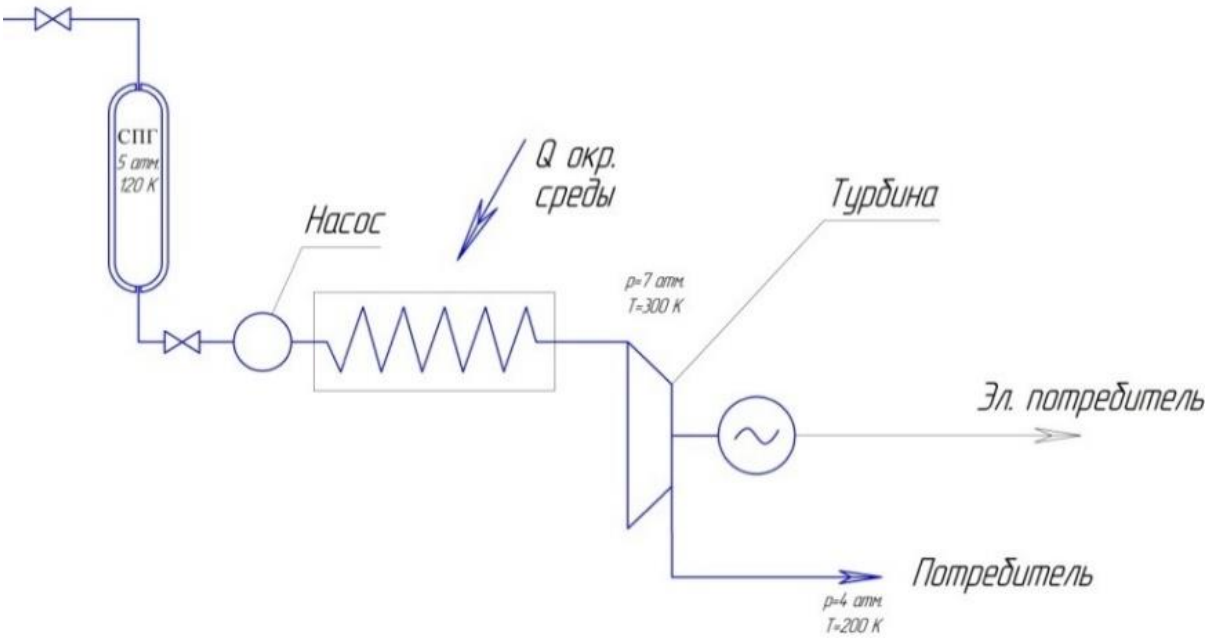


Рисунок 5.3 – Комплекс СПГ:
а – с расширительной турбиной, б – с поршневым турбодетандером

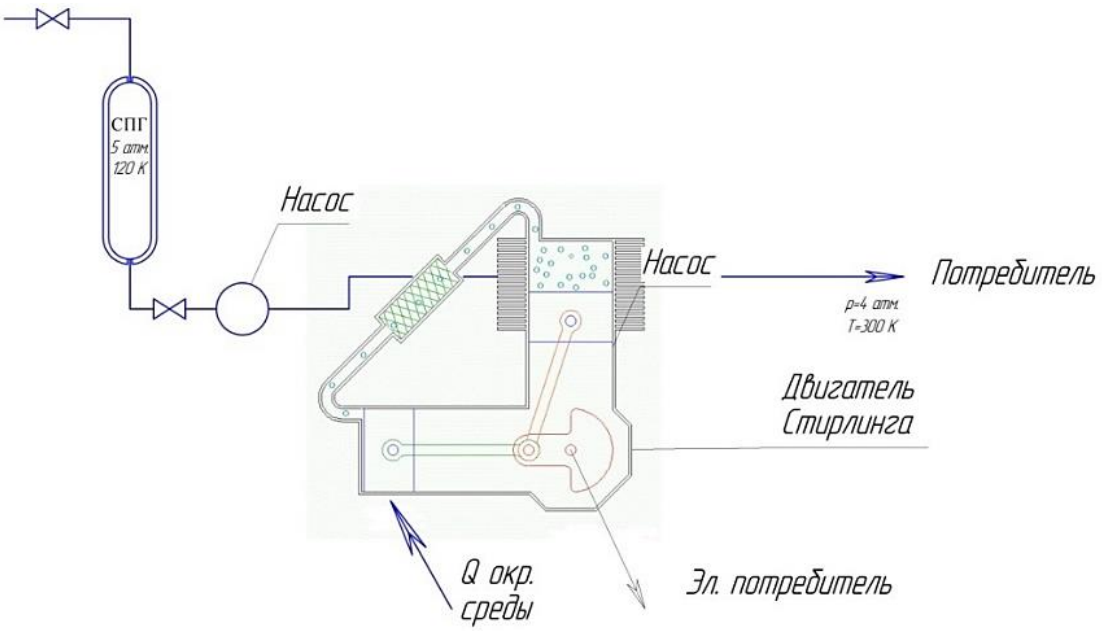


Рисунок 5.4 – Комплекс СПГ с двигателем Стирлинга

Кроме упомянутых способов преобразования энергии, можно рассмотреть применение термоэлектрических генераторных модулей (ТГМ). Мощность, производимая такими генераторами, может достигать нескольких киловатт. Современные ТГМ имеют эффективность до 15%, которая зависит от температурных уровней горячего и холодного спаев.

В предлагаемом комплексе возможно установить холодные спаи термоэлектрических генераторов на поверхность теплообменника-испарителя, а горячие спаи установить таким образом, чтобы они контактировали с окружающей средой (рисунок 5.5). При расходе СПГ 1000 кг/ч и заданном КПД, мощность теплового потока на холодном спае составит около 32 кВт, а получаемая полезная электрическая мощность будет равна 4,2 кВт. Для этого потребуется примерно 104 модуля мощностью 40 Вт каждый [102]. Расчетные исследования показывают перспективность термоэлектрических генераторов для энергосбережения при использовании сжиженного природного газа и других криогенных жидкостей.

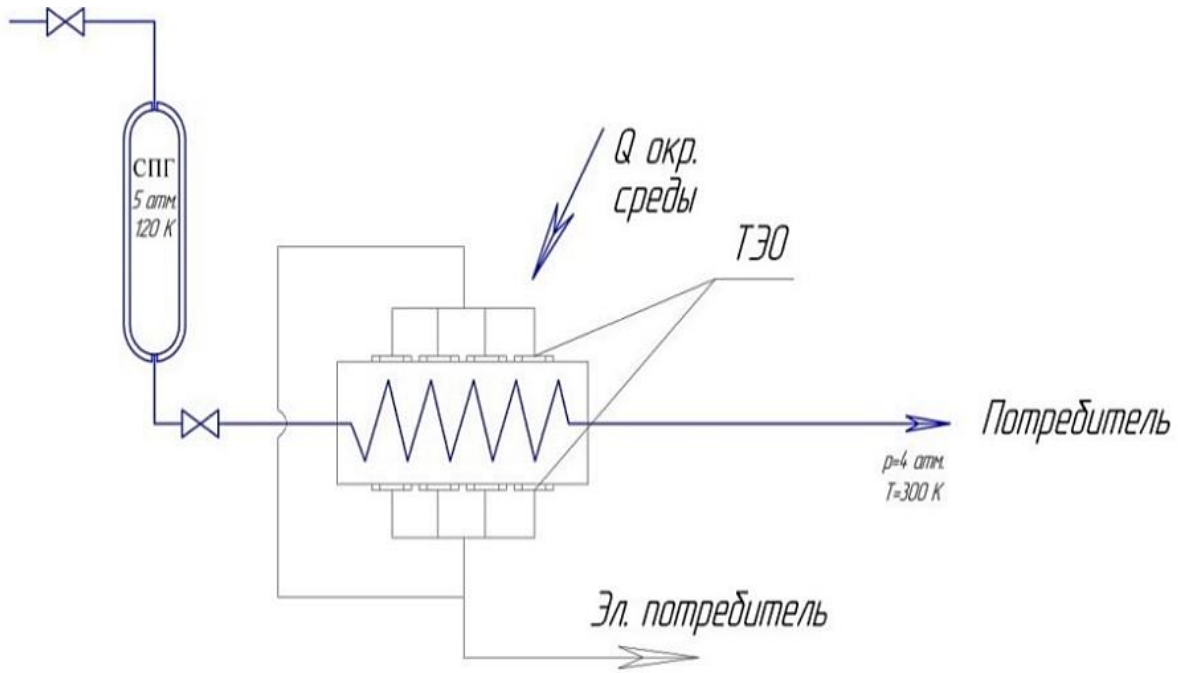


Рисунок 5.5 – Комплекс СПГ с термоэлектрическими преобразователями

5.1. Рабочий процесс и характеристики энергетического комплекса на основе многокаскадной системы расширительных турбин

В данном разделе рассматривается метод определения оптимальных параметров энергетических криогенных комплексов на основе многокаскадной системы расширительных турбин, в которых поддерживается постоянное начальное давление криопродукта.

При проектировании многоступенчатой турбины очень важно найти оптимальное распределение общего перепада давлений между ступенями. Критерием этого, очевидно, может служить максимум работы, получаемой в каскаде ступеней расширения.

Если принять, что показатель политропы расширения во всех ступенях многоступенчатой турбины один и тот же «*n*», а нагрев газа после каждой ступени осуществляется до первоначальной температуры (в данном случае температура окружающей среды), то теоретическая работа для 1 кг сжатого газа равна сумме полученных работ отдельных ступеней, и она может быть выражена следующим образом:

$$l = A = \sum_{j=1}^{m} RT_1 \frac{n}{n-1}\left(1-\left(\frac{p_{2j}}{p_{1j}}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right) = \\ = RT_1 \frac{n}{n-1}\cdot m - RT_1 \frac{1}{n-1}\cdot \Sigma_{j=1}^{m}\left(\frac{p_{2j}}{p_{1j}}\right)^{\frac{n-1}{n}}, \quad (5.1)$$

где *m* – число ступеней.

Обозначим величину $\left(\frac{p_{2j}}{p_{1j}}\right)^{\frac{n-1}{n}}$ для *j*-й ступени через x_j. Тогда для определения максимальной работы с учетом того, что $l > 0$, находится максимум функции:

$$F\left(x_1, x_2, ..., x_j\right) = \text{C-B}\Sigma_{j=1}^{m}\left(\frac{p_{2j}}{p_{1j}}\right)^{\frac{n}{n-1}} = \text{C-B}\Sigma_{j=1}^{m}\text{x}_\text{j}, \qquad (5.2)$$

где $B = RT_1\frac{n}{n-1}$ и $C = RT_1\frac{n}{n-1}\cdot m$ – постоянные коэффициенты.

Так как $p_{2,_{j-1}} = p_{1,j}$, то $x_1, x_2, ..., x_m$ связаны очевидным соотношением:

$$x_1 \cdot x_2 \cdot ... \cdot x_m = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} = const. \qquad (5.3)$$

Можно найти условный максимум функции (5.1) при условии (5.2). Выразим x_1 из (5.3):

$$x_1 = \frac{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}}{x_2, ..., x_m} \qquad (5.4)$$

Тогда подставляя (5.4) в функцию (5.2), получим новую функцию $A(x_2, ..., x_m),$ имеющую следующий вид:

$$A(x_2, ..., x_m) = C - \frac{B\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}}{x_2, ..., x_m} - B\sum_{j=2}^{m} x_j. \qquad (5.5)$$

Таким образом, задача найти условный максимум сведена к задаче нахождения локального максимума для функции, имеющей на одну переменную меньше.

Для решения поставленной задачи определения максимальной работы получим необходимые условия экстремума функции (5.1):

$$\frac{\partial I}{\partial x_j} = \frac{B\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}}{x_2 \cdot x_3 \cdot ... x_j^2 \cdot ... \cdot x_m} - B = 0, (j = 2, ..., n). \qquad (5.6)$$

Из (5.6) можно записать:

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} = x_2 \cdot x_3 \cdot \ldots \cdot x_j^2 \cdot \ldots \cdot x_m, \; (j = 2,\ldots,n). \qquad (5.7)$$

Умножая обе части (5.7) на x_1, с учетом (5.3) получим:

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} \cdot x_1 = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} \cdot x_j, \; (j = 2,\ldots,n). \qquad (5.8)$$

Из уравнения (5.8) следует, что $x_1 = x_1 = const$ при всех $j = 2,\ldots,n.$ Тогда с учетом (5.3) получим стационарную точку

$$x_j = \sqrt[m]{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n \cdot m}}, \; (j = 2,\ldots,n). \qquad (5.9)$$

То есть отношение давлений во всех m ступенях турбины должно быть одинаково и равно $\sqrt[m]{\frac{p_2}{p_1}}$.

Достаточным условием максимума функции (5.1) является чередование знака (начиная со знака минус) главных угловых миноров [73] следующего определителя:

$$\Delta = \begin{vmatrix} \frac{\partial^2 \mathrm{A}}{\partial \mathrm{x}_\mathrm{j}^2} & \ldots & \frac{\partial^2 \mathrm{A}}{\partial \mathrm{x}_\mathrm{k} \mathrm{x}_\mathrm{j}} \\ \ldots & \ldots & \ldots \\ \frac{\partial^2 \mathrm{A}}{\partial \mathrm{x}_\mathrm{k} \mathrm{x}_\mathrm{j}} & \ldots & \frac{\partial^2 \mathrm{A}}{\partial \mathrm{x}_\mathrm{m}^2} \end{vmatrix}. \qquad (5.10)$$

Запишем вторые частные производные функции $A(x_2,\ldots,x_m)$:

$$\frac{\partial^2 A}{\partial x_j^2} = \frac{-2B\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}}{x_2 \cdot x_3 \cdot \ldots \cdot x_j^2 \cdot \ldots \cdot x_m}, \; (j = 2,\ldots,n), \qquad (5.11)$$

$$\frac{\partial^2 A}{\partial x_k x_j} = \frac{-B\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}}{x_2 \cdot x_3 \cdot \ldots \cdot x_k^2 \cdot \ldots \cdot x_j^2 \ldots \cdot x_m}. \qquad (5.12)$$

С учетом (5.9) из (5.11) и (5.12) получим:

$$\frac{\partial^2 A}{\partial x_j^2} = \frac{-2B\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}}{\left(\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n \cdot m}}\right)^{m+1}} = \frac{-2B}{\sqrt[m]{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}}} < 0, \qquad (5.13)$$

$$\frac{\partial^2 A}{\partial x_k x_j} = \frac{-B}{\sqrt[m]{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}}} < 0. \qquad (5.14)$$

Очевидно, что

$$\Delta_1 = \frac{\partial^2 A}{\partial x_1^2} =< 0, \ \Delta_2 => 0, \ \Delta_3 < 0. \qquad (5.15)$$

То есть функция A в этой точке имеет максимум, следовательно, функция (5.1) имеет условный максимум при условии (5.9). Таким образом, работа, получаемая в многоступенчатой турбине, будет максимальна, если отношения давления в каждой из ступеней, а следовательно, полезная работа во всех ступенях будет одинакова.

Для данного случая рассматриваются в качестве рабочего тела метан и азот. Ниже представлены рабочие характеристики энергетического комплекса на основе многокаскадной системы расширительных турбин.

Как следует из приведенного выше анализа, получение максимальной общей работы при многоступенчатом расширении (рисунок 5.6) с промежуточным подогревом соответствует условию:

$$\pi_i = \sqrt[m]{\frac{P_1}{P_к}}, \qquad (5.16)$$

где P_1 – начальное давление на входе в систему с многоступенчатым расширением газа; $P_К$ – конечное давление на выходе; m – количество ступеней турбины.

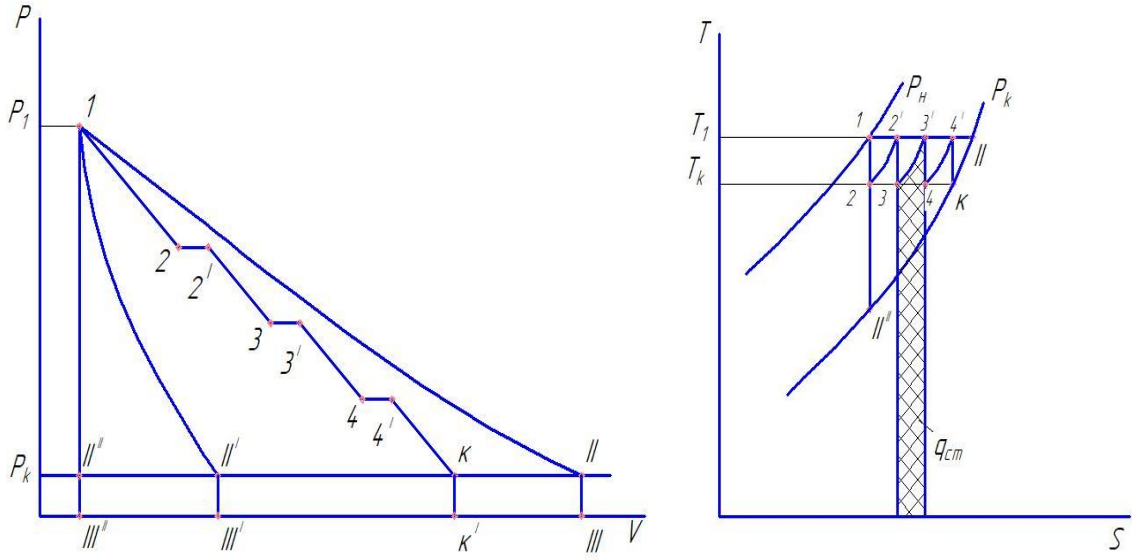


Рисунок 5.6 – Процесс многоступенчатого расширения
в каскаде расширительных турбин в PV и TS диаграммах

Используя основные термодинамические соотношения и исходные данные из таблиц [95, 96], с учетом тепловых и гидравлических потерь в теплообменниках нагрева определяют реальную суммарную работу установки $l_{\sum реал}$.

Для этого используют следующие соотношения:

давление газа после *i*-й ступени:

$$P_{i+1} = \frac{P_i}{\pi}. \qquad (5.17)$$

температуру газа после *i*-й ступени:

$$T_{i+1} = \frac{T_i}{\pi^{\frac{k-1}{k}}}. \qquad (5.18)$$

Давление газа на входе в следующую ступень после теплообменника-нагревателя с учетом гидравлических потерь:

$$P_i^{'} = \xi \cdot P_i. \tag{5.19}$$

Изменение удельного объема газа в многоступенчатой турбине:

$$\frac{v_{i+1}}{v_i} = \left(\frac{P_i}{P_{i+1}} \right)^{\frac{1}{k}} = \pi^{\frac{1}{k}}. \tag{5.20}$$

После проведения математических преобразований уравнений (5.17-5.20) объем газа после *i*-й ступени будет определяться выражением:

$$v_{i+1} = v_i \cdot \pi^{\frac{1}{k}}. \tag{5.21}$$

Работу газа в *i*-й ступени турбины определяют следующим выражением:

$$l_i = \frac{n}{n-1} p_i v_i \left(1 - \frac{1}{\pi^{\frac{k-1}{k}}} \right). \tag{5.22}$$

Математическая связь между параметрами газа в ступенях турбины определяется исходя из следующих термодинамических соотношений [98]:

$$\frac{v_{i+1}}{T_{i+1}} = \frac{v_{i+1}^{'}}{T_{i+1}^{'}}, \tag{5.23}$$

$$v_{i+1}^{'} = \frac{T_{i+1}^{'}}{T_{i+1}} v_{i+1}, \tag{5.24}$$

$$T_{i+1}^{'} = T_{i+1} \cdot \Omega, \tag{5.25}$$

$$v_{i+1}^{'} = \frac{T_i}{T_{i+1}} \cdot \pi^{\frac{k-1}{k}} \cdot v_{i+1} = \Omega \cdot \pi^{\frac{k-1}{k}} \cdot v_i \cdot \pi^{\frac{1}{k}} = \Omega \cdot v_i \cdot \pi, \tag{5.26}$$

где v_i – удельный объем рабочего тела, из таблицы [95, 96] $T_i = T_{oc} = 300\ \text{K}$. В данном случае предполагается, что все процессы расширения идут адиабатно, поэтому $n = k$ – показатель адиабаты, Ω – коэффициент недорекуперации газа в теплообменнике-нагревателе, m – количество ступеней.

Работа газа в последующих ступенях с учетом зависимостей, приведенных выше, а также коэффициента потерь давления (ξ), определяется по формуле:

$$l_{i+1} = p_{i+1}' v_{i+1}' \frac{n}{n-1}\left(1 - \frac{1}{\pi^{\frac{n-1}{n}}}\right) = \xi \frac{p_i}{\pi} \cdot \Omega \cdot v_i \cdot \pi \cdot \frac{n}{n-1}\left(1 - \frac{1}{\pi^{\frac{n-1}{n}}}\right) = \\ = \xi \cdot \Omega \cdot p_i \cdot v_i \cdot \frac{n}{n-1}\left(1 - \frac{1}{\pi^{\frac{n-1}{n}}}\right). \quad (5.27)$$

Реальная суммарная удельная работа в системе с многоступенчатым расширением газа определяется с помощью следующего соотношения:

$$l_{\Sigma\text{реал}} = p_i v_i \frac{n}{n-1}\left(1 - \frac{1}{\pi^{\frac{n-1}{n}}}\right)\left(1 + \Omega \cdot \xi + \Omega \cdot \xi^2 + \Omega \cdot \xi^3 + \Omega \cdot \xi^{m-1}\right). \quad (5.28)$$

Суммарная удельная работа газа в энергетической системе с многоступенчатым расширением газа при течении без тепловых и гидравлических потерь определяется с помощью следующего соотношения:

$$l_{\text{ид}} = l_i \cdot m. \quad (5.29)$$

Следует отметить, что в отличие от формулы

$$l = RT \frac{n}{n-1}\left(1 - \frac{1}{\pi^{\frac{n-1}{n}}}\right)\cdot, \quad (5.30)$$

использование в формуле 5.30 произведения *pv* более корректно для реального газа, в связи с чем их значения задаются из таблиц теплофизических свойств [95, 96].

Температура газа на выходе из турбины определяется по соотношению:

$$T_2 = \frac{T_1}{\pi_i^{\frac{k-1}{k}}}. \tag{5.31}$$

Удельная работа при адиабатном расширении газа в энергетической системе:

$$l_s = p_1 \cdot v_1 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left(1 - \frac{P_k}{P_1}^{\frac{k-1}{k}}\right). \tag{5.32}$$

Удельная работа при изотермическом расширении газа:

$$l_т = p_1 \cdot v_1 ln \frac{P_k}{P_1}. \tag{5.33}$$

Показатель эффективности применения многоступенчатого расширения относительно одноступенчатого изотермического расширения:

$$\eta = \frac{l_{\Sigma реал}}{l_т}. \tag{5.34}$$

Аналогично определяется показатель эффективности применения многоступенчатого расширения относительно одноступенчатого адиабатного расширения:

$$\theta = \frac{l_{\Sigma реал}}{l_s}. \tag{5.35}$$

Удельное количество теплоты, подводимое для подогрева газа в теплообменнике между ступенями турбины:

$$q_{ст} = p_1 \cdot v_1 \cdot \frac{n}{n-1} \cdot \left(1 - \pi_i^{\frac{1-n}{n}}\right). \qquad (5.36)$$

Суммарная удельная тепловая энергия, подводимая для подогрева газа между турбинами:

$$q_{сумм} = \frac{n}{n-1} \cdot p_1 \cdot v_1 \cdot \left[(m-1) - \left(\frac{1}{\pi_i^{(m-1)\left(\frac{n-1}{n}\right)}}\right)\right]. \qquad (5.37)$$

По результатам расчета построены графики (рисунок 5.7–5.15).

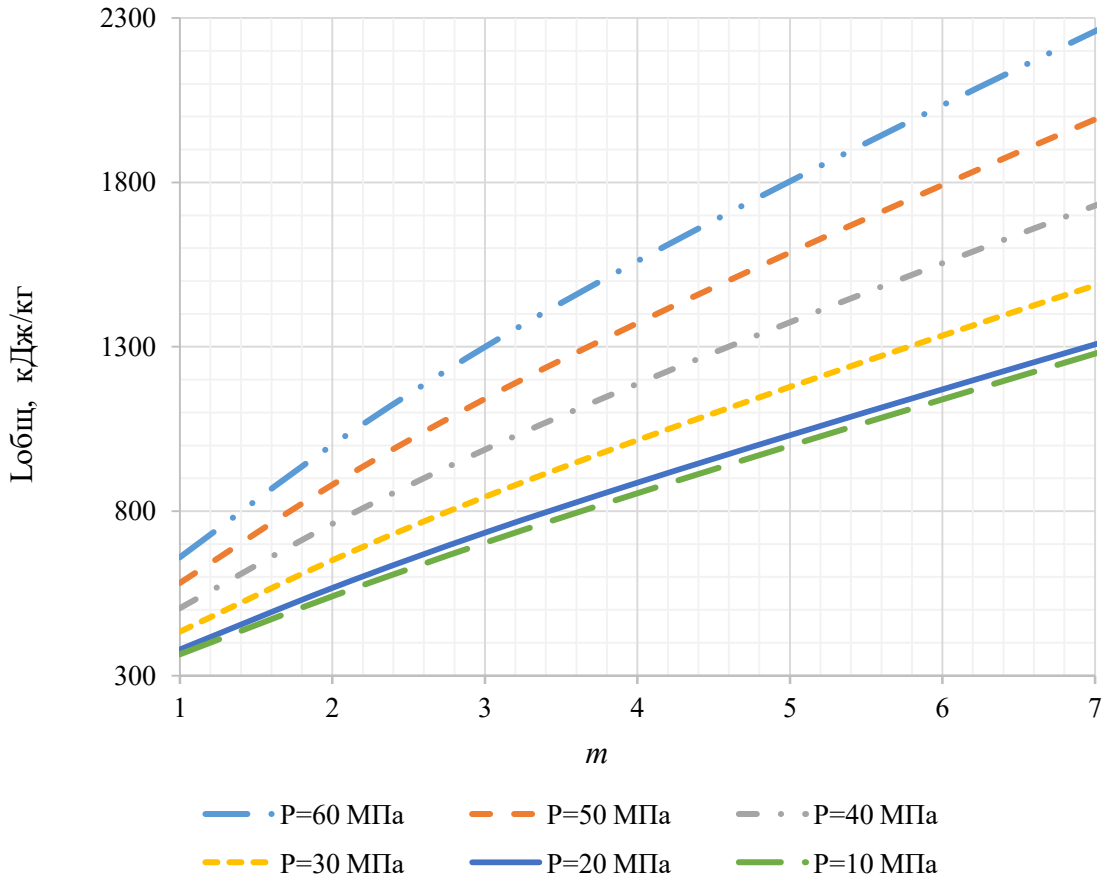


Рисунок 5.7 – Работа в многоступенчатой расширительной турбине в зависимости от количества ступеней

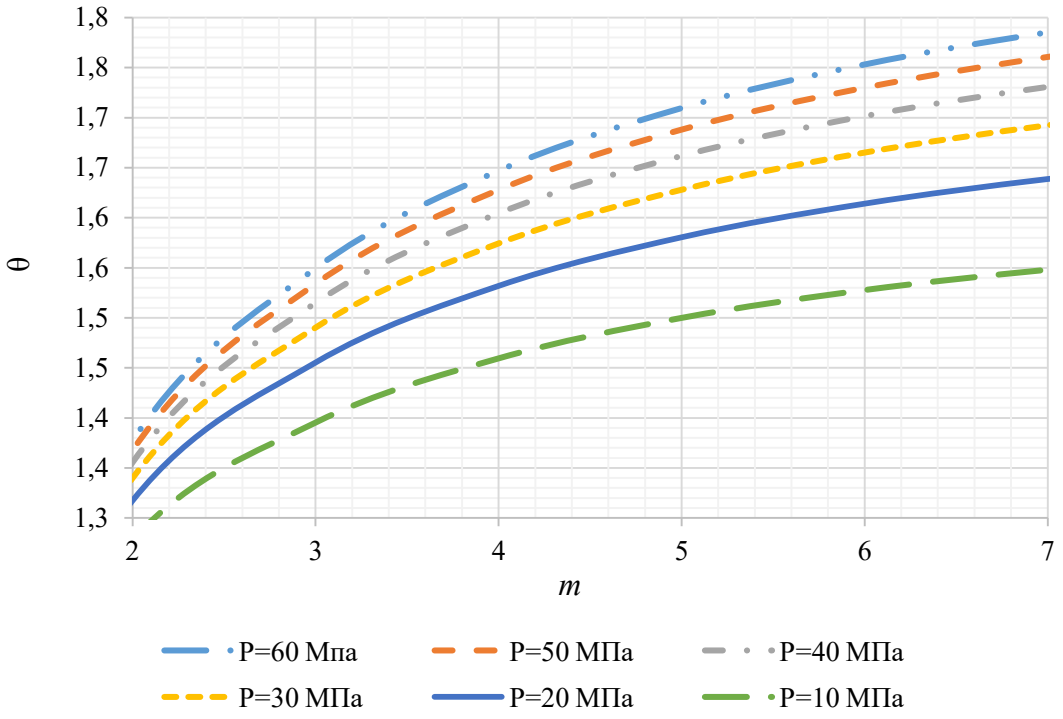


Рисунок 5.8 – Зависимость показателя эффективности многоступенчатого расширения относительно одноступенчатого адиабатного расширения от количества ступеней

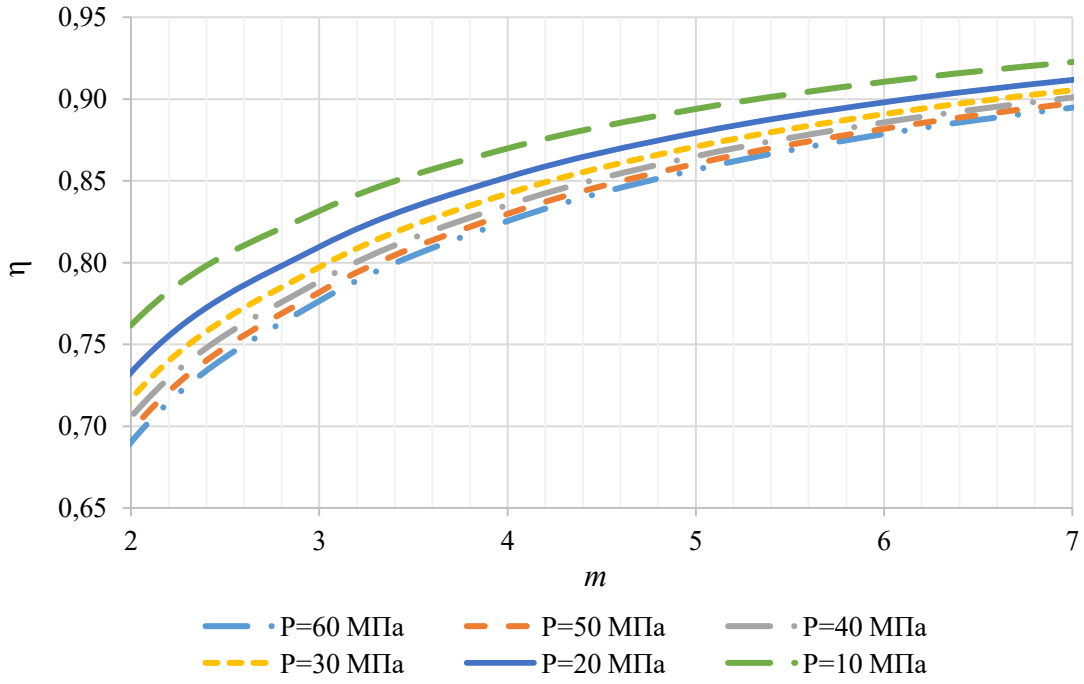


Рисунок 5.9 – Зависимость показателя эффективности многоступенчатого расширения относительно одноступенчатого изотермического расширения от количества ступеней

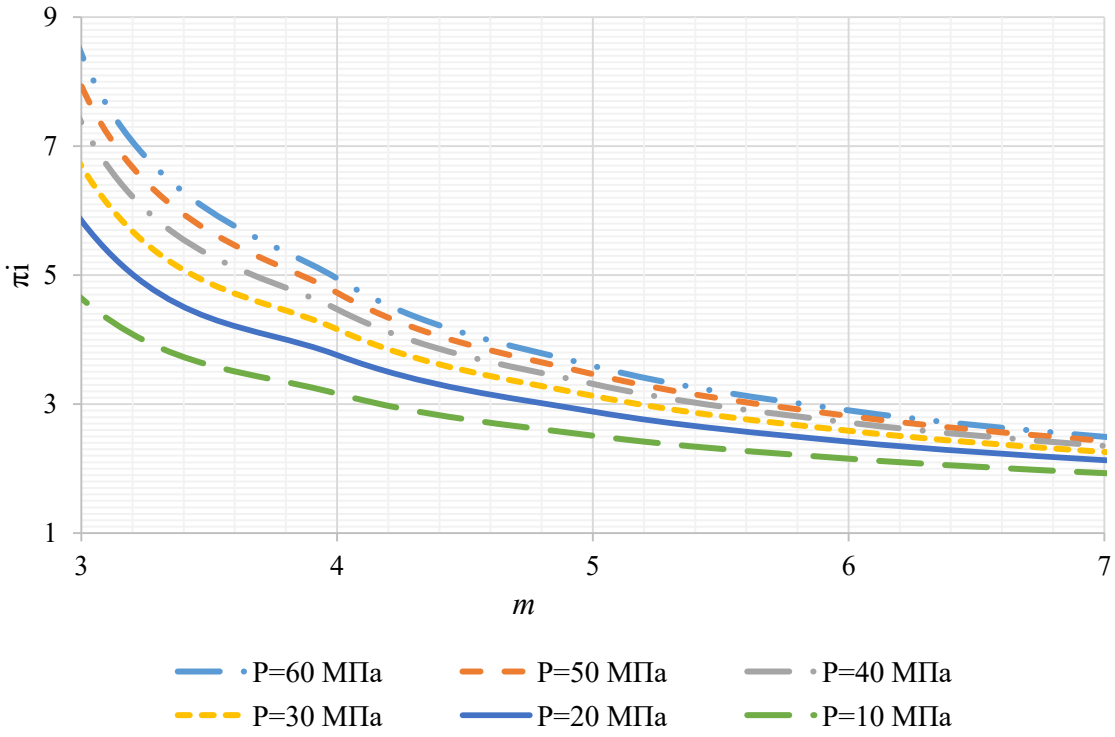


Рисунок 5.10 – Зависимость оптимальной степени расширения газа от количества ступеней

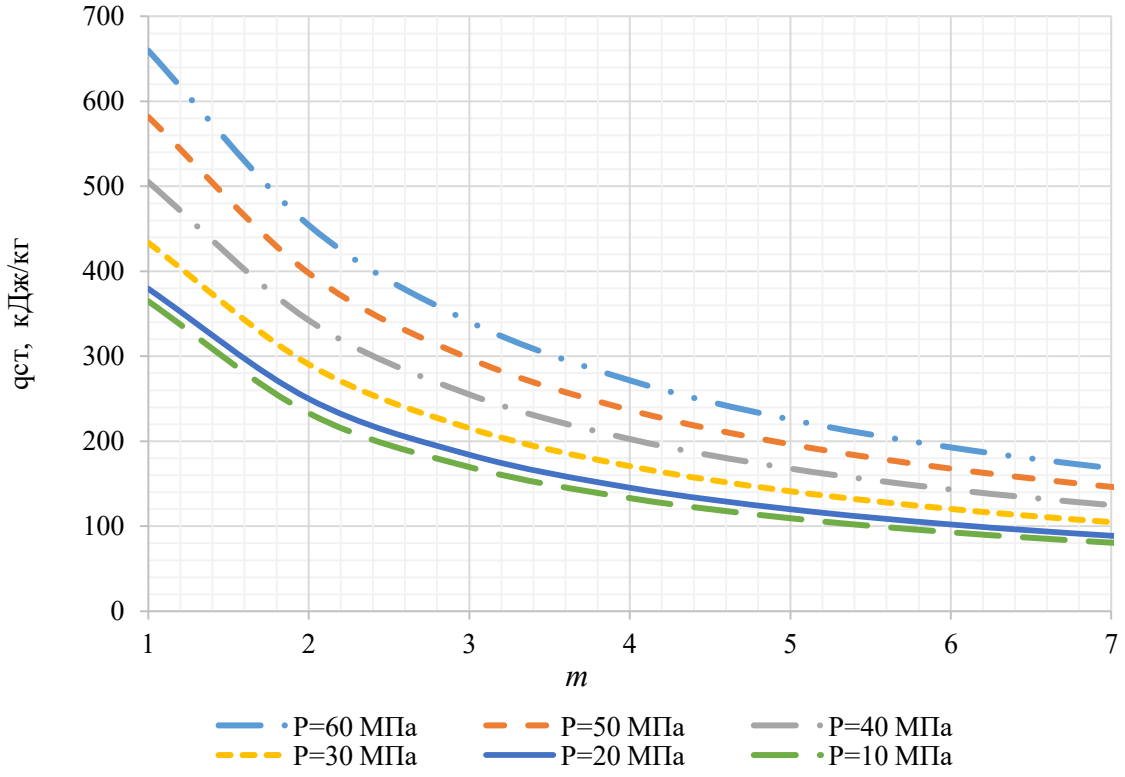


Рисунок 5.11 – Зависимость тепловой энергии, подводимой для подогрева газа между ступенями турбины, от количества ступеней

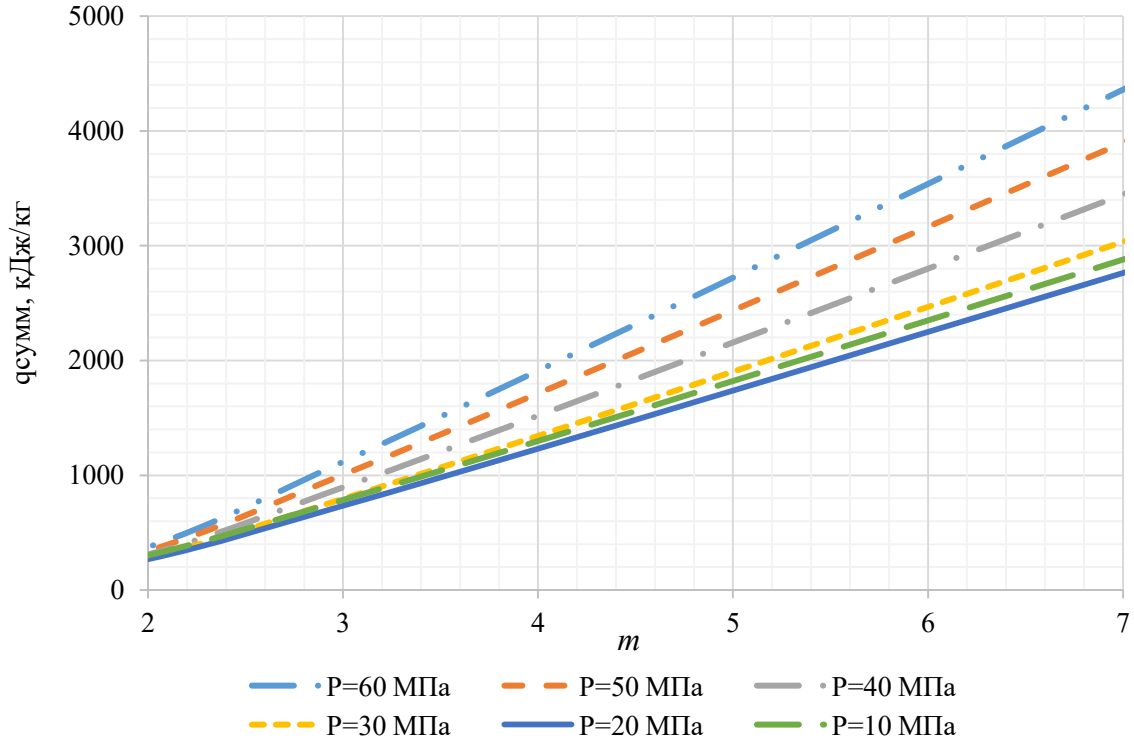


Рисунок 5.12 – Зависимость суммарной тепловой энергии
от количества ступеней

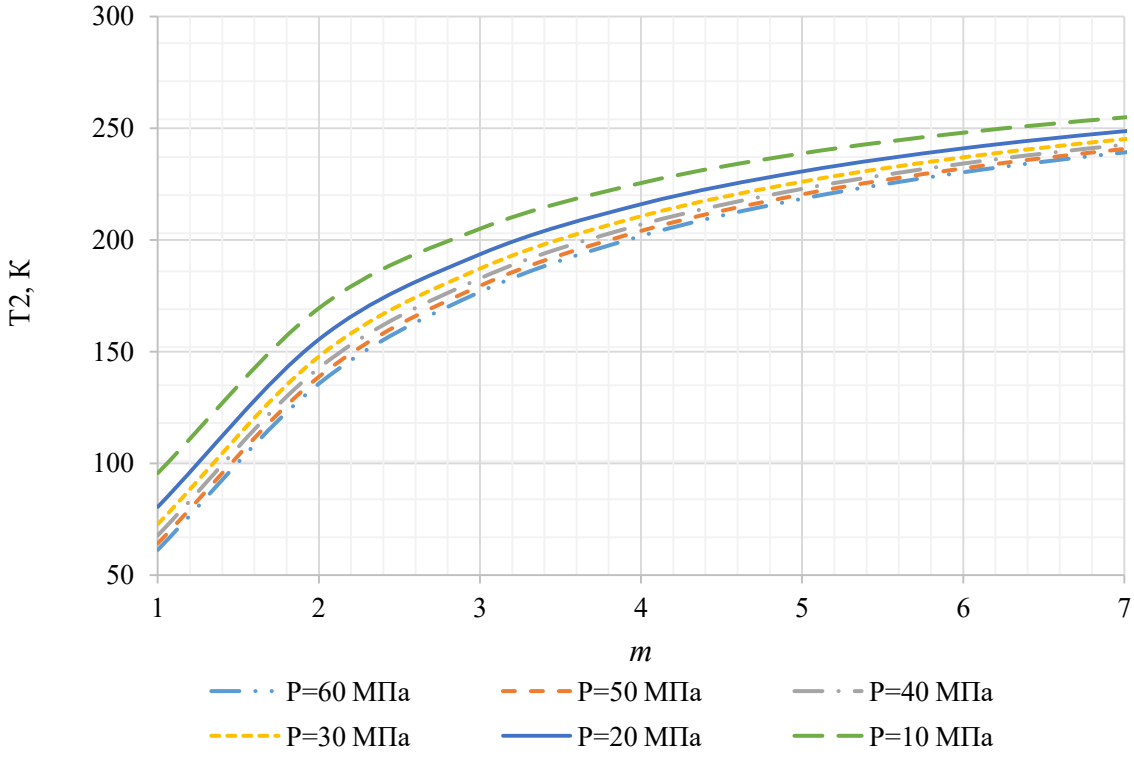


Рисунок 5.13 – Зависимость температуры газа на выходе из турбины
от количества ступеней

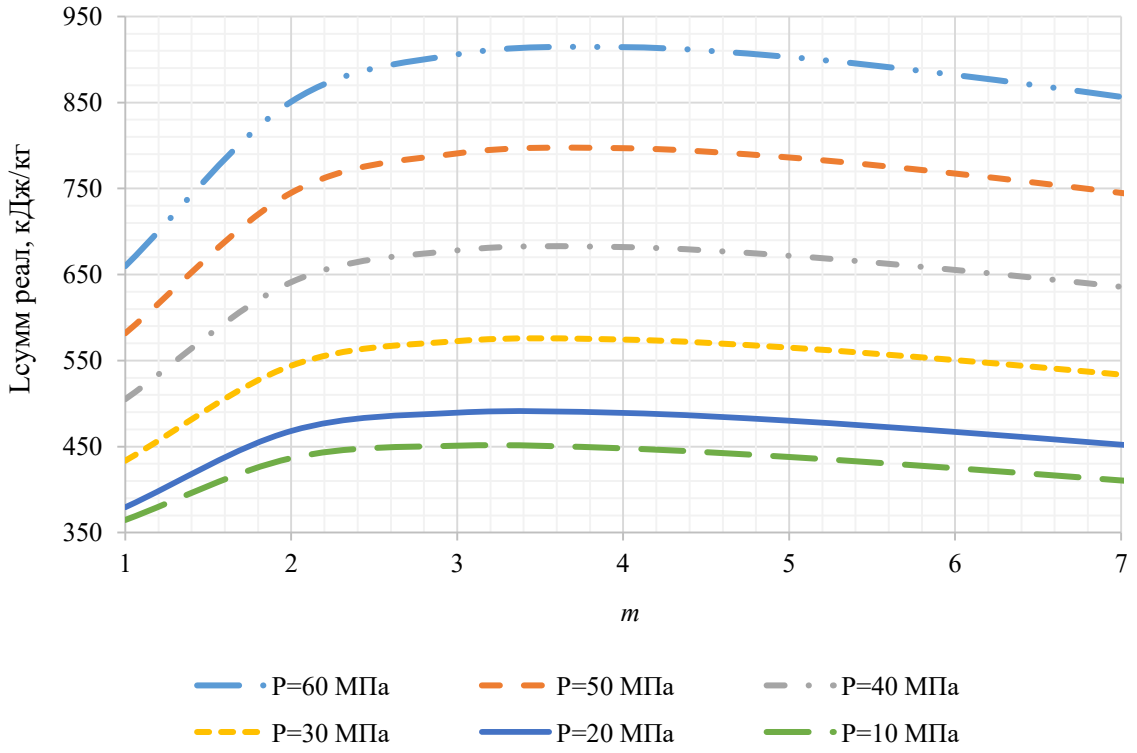


Рисунок 5.14 – Зависимость реальной суммарной работы CH_4 от количества ступеней

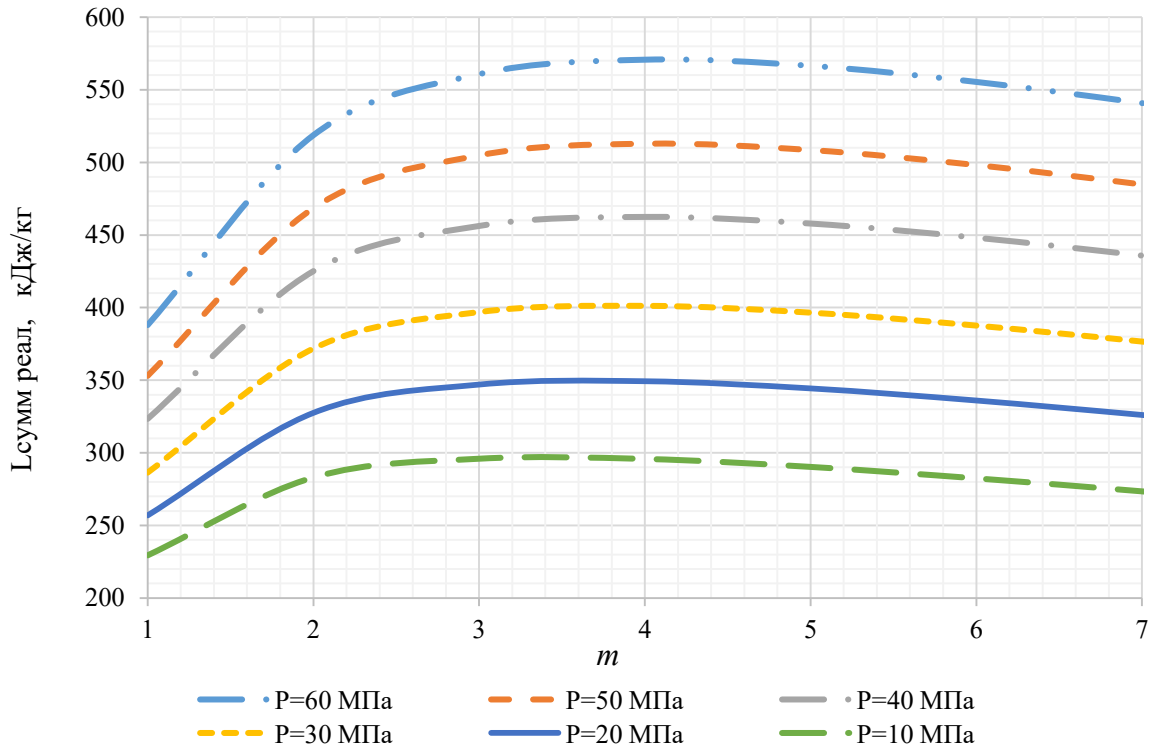


Рисунок 5.15 – Зависимость реальной суммарной работы N_2 от количества ступеней

Далее определяется коэффициент возврата энергии криопродукта и максимальный коэффициент возврата энергии криопродукта по следующим соотношениям:

$$K_{\text{В}} = \frac{L_{\text{суммреал}}}{W_{\text{ож}}}, \tag{5.38}$$

$$K_{\text{вИД}} = \frac{L_{\text{суммреал}}}{W_{\text{ожИД}}}, \tag{5.39}$$

где $W_{ож}$ – осредненное значение энергии, затраченной на сжижение криопродукта (для CH_4 – $W_{ож}$ =3315 кДж/кг, для N_2 – $W_{ож}$ =3960 кДж/кг); $W_{ожИД}$ – работа, затрачиваемая на сжижение газов по идеальному циклу (для CH_4 – $W_{ожИД}$=1105 кДж/кг, для N_2 – $W_{ожИД}$ =792 кДж/кг). Результаты расчетов показаны на рисунках 5.16–5.19.

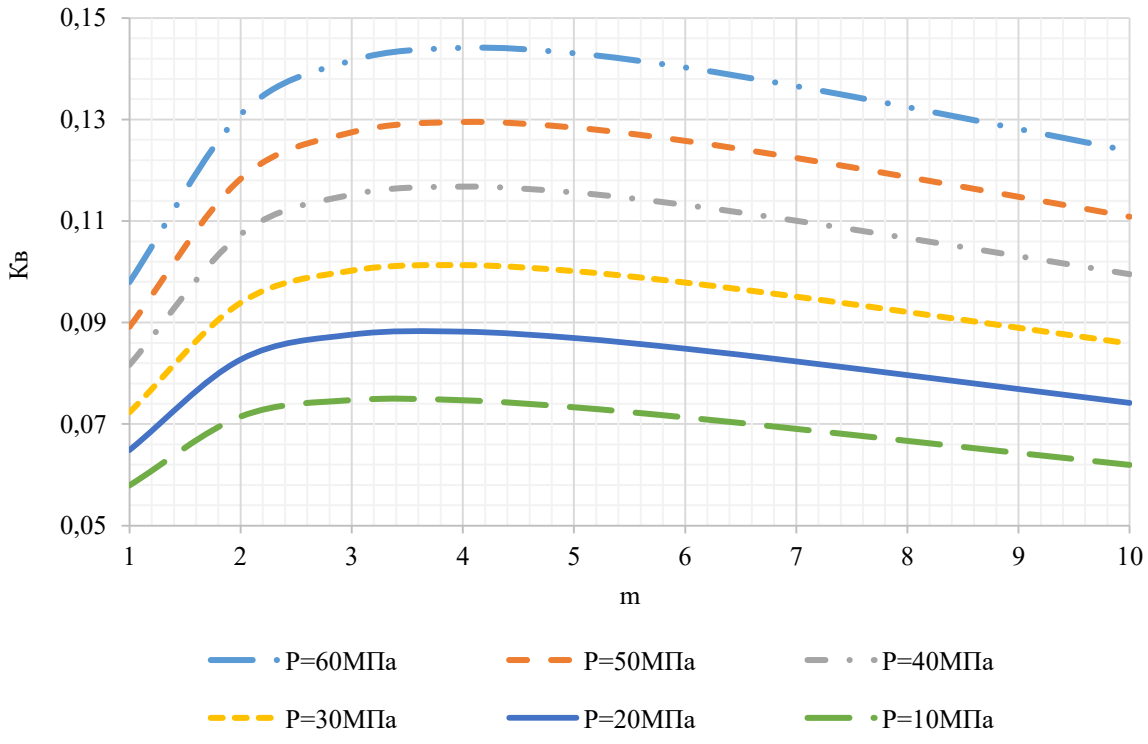


Рисунок 5.16 – Зависимость коэффициента возврата энергии криопродукта (N_2) от количества ступеней

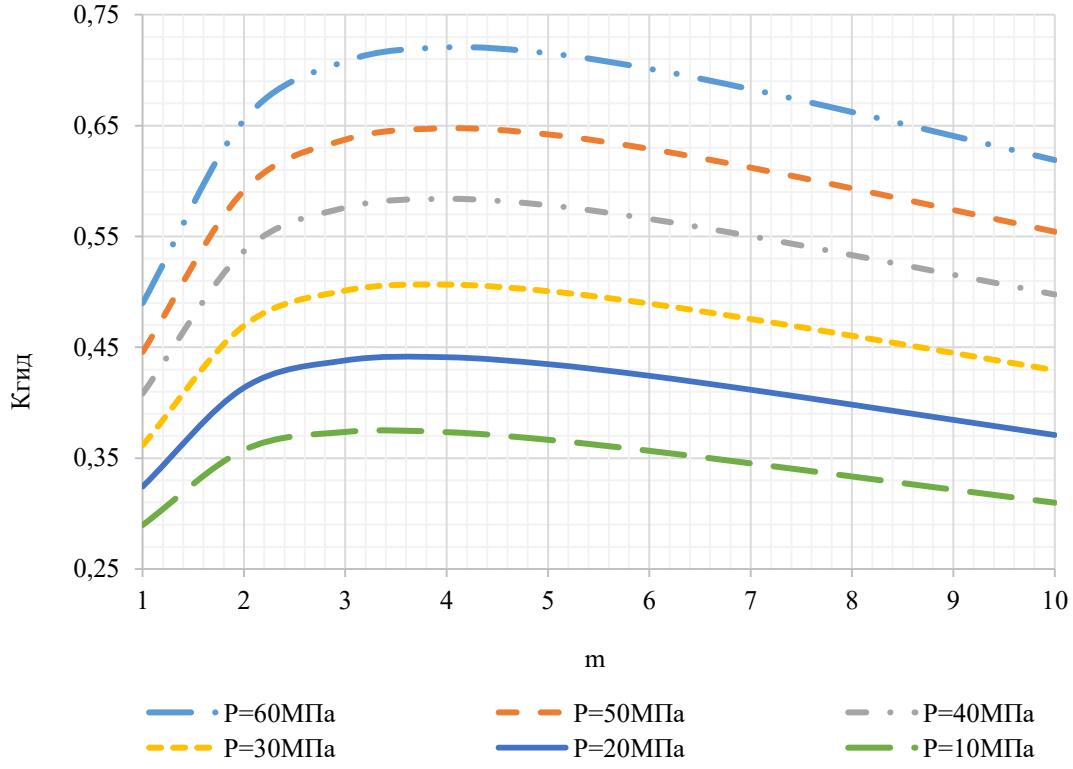


Рисунок 5.17 – Зависимость максимального коэффициента возврата энергии криопродукта (N_2) от количества ступеней

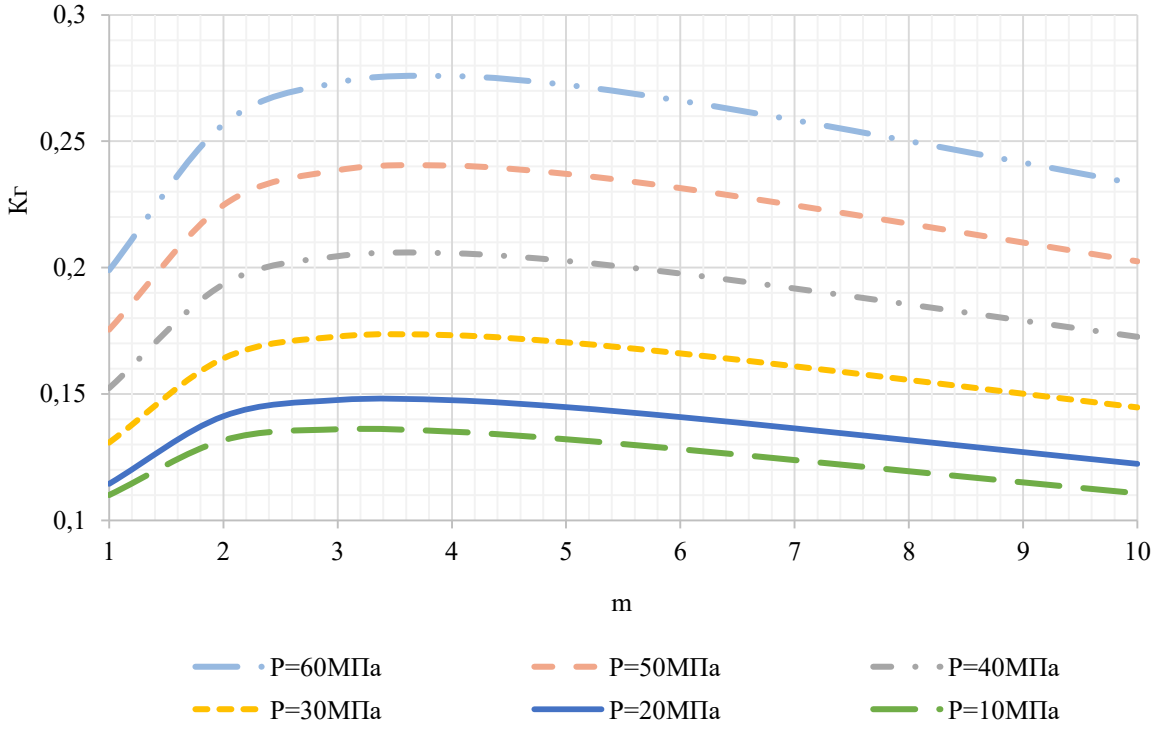


Рисунок 5.18 – Зависимость коэффициента возврата энергии криопродукта (CH_4) от количества ступеней

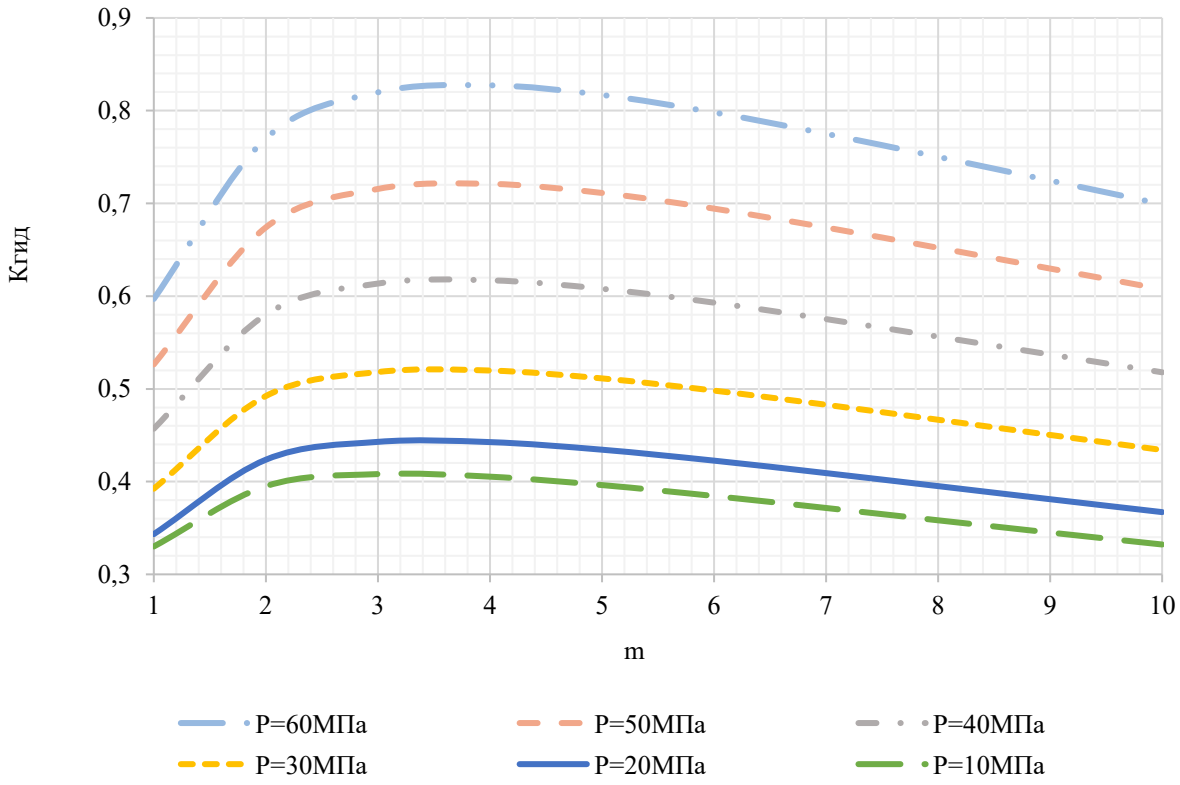


Рисунок 5.19 – Зависимость максимального коэффициента возврата энергии криопродукта (CH_4) от количества ступеней

5.2. Влияние параметров теплообменника-нагревателя и турбин

Одним из элементов энергетической системы с многоступенчатым расширением газа является теплообменный аппарат. Для решения проблемы подвода теплоты (например, теплота окружающей среды) могут быть применены рекуперативные теплообменники, например, трубчато-ленточного типа. В зависимости от расхода криогенного рабочего тела теплообменникам необходимо подобрать правильную площадь теплообмена. Используя методики [100], были определены основные параметры данных устройств в зависимости от расхода и количества ступеней в энергетической системе с многоступенчатым расширением газа. Общая поверхность теплообменника-нагревателя:

$$F_{\text{наг}} = \frac{q_{\text{ст}} G_{\text{ж}}}{K\left[\left(t_{\text{г}} - \frac{\Delta t_{\text{г}}}{2}\right) - \left(t_{\text{возд}} - \frac{\Delta t_{\text{возд}}}{2}\right)\right]}, \qquad (5.40)$$

где $q_{\text{ст}}$ – тепловая энергия, подводимая для подогрева газа в теплообменнике между ступенями турбины, кДж/кг; $G_{\text{ж}}$ – расход рабочего тела (метан), $G_{\text{ж}}$=0,28 кг/с; Δt – разница температур между холодным и горячим теплоносителем, К; K – коэффициент теплопередачи теплообменника, Вт/м^2 · К. По результатам расчета построен график (рисунок 5.20).

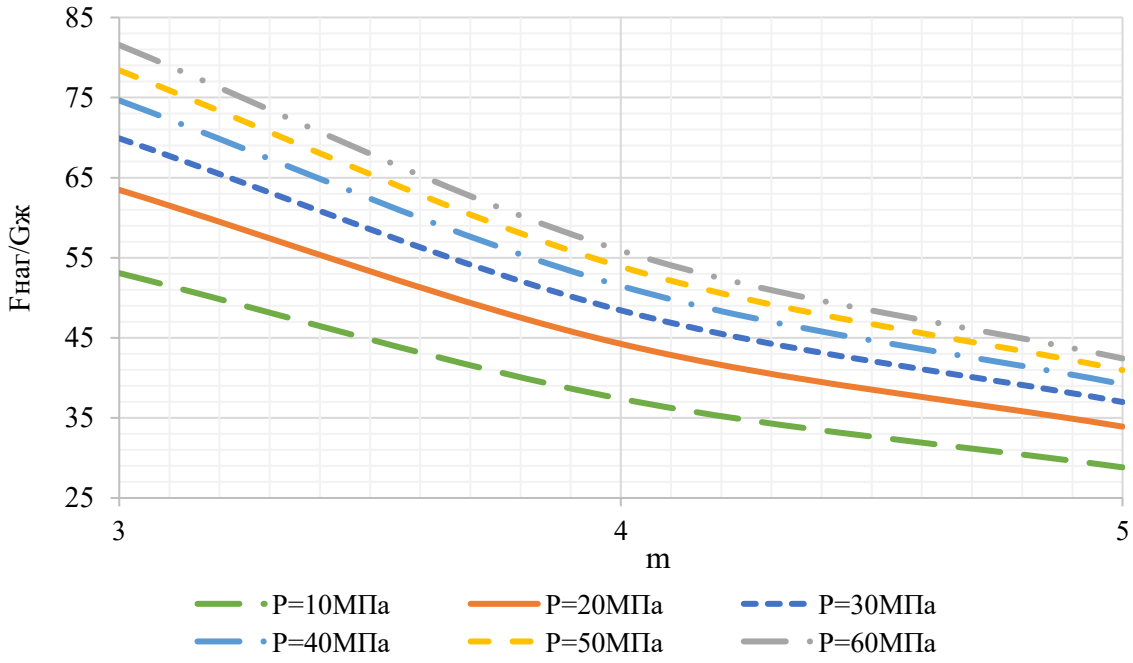


Рисунок 5.20 – Зависимость $F_{\text{наг}}$ / $G_{\text{ж}}$ от количества ступеней

Также был проведен расчет параметров турбины в соответствии с методикой [100, 4].

Располагаемая изоэнтропическая удельная работа (работа 1 кг газа) в турбине определяется соотношением (5.28).

$$N_{\text{т}} = \left(\dot{G}_{\text{т}} - \dot{G}_{\text{у}}\right) \cdot L_{\text{u}} - N_{\text{тр.}\partial} - N_{\text{тр.б}} - N_{\varepsilon}, \qquad (5.41)$$

где $\dot{G}_{\text{т}}$ – массовый расход рабочего тела с учетом потерь расхода на утечки через решетку колеса; $\dot{G}_{\text{у}}$ – относительный массовый расход рабочего тела через уплотнения (утечки газа); $L_{\text{п}}$ – удельная окружная работа; $N_{\text{тр.д}}$ – потери мощности на трение диска; $N_{\text{тр.б}}$ – потери мощности на трение бандажа; N_{ε} – потери мощности, связанные с парциальным впуском рабочего тела.

Удельная работа турбины:

$$L_{\text{т}} = \frac{N_{\text{т}}}{G_{\text{т}}}, \tag{5.42}$$

где $G_{\text{т}}$ – расход рабочего тела; $N_{\text{т}}$ – мощность турбины.

Коэффициент работы турбины:

$$\overline{L_{\text{т}}} = \frac{L_{\text{т}}}{u^2}. \tag{5.43}$$

КПД турбины:

$$\eta_{\text{т}} = \frac{L_{\text{т}}}{L_s^*}. \tag{5.44}$$

Таким образом, рассчитаны основные параметры теплообменника-нагревателя из которых следует, что с увеличением числа ступеней уменьшается его теплопередающая поверхность на 30-60% в зависимости от начальных условий при расходе рабочего тела – метана ($G_{\text{ж}}$ =0,28 кг/с) и начальном давлении в диапазоне P_1 = 10…60 МПа.

На основании полученных выше расчетных зависимостей и с помощью программы Cool Pack [4] построены идеальные термодинамические циклы (рисунки 5.21–5.26) для CH_4 и N_2 при условии максимального давления в нем p_1 = 40 МПа и начальной температуре, равной температуре кипения при давлении p_8 = 0,1 МПа (соответственно для CH_4 T_8 = 110 К, а для N_2 T_8 = 77 К). Результаты сведены в таблице 5.1.

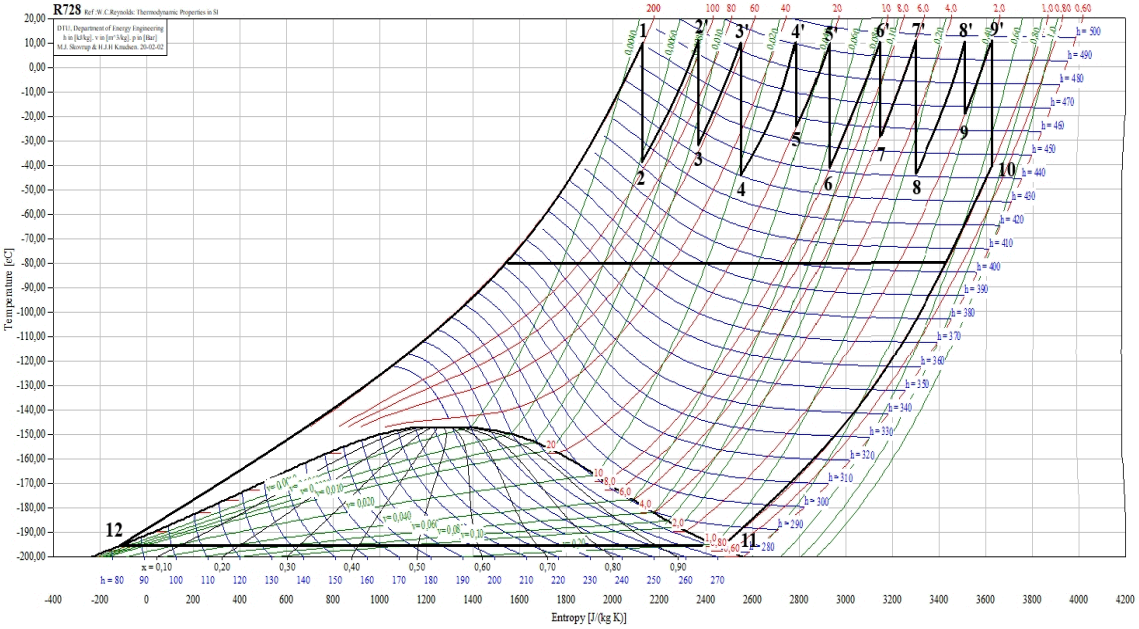


Рисунок 5.21 – «Карнотизированный» цикл Ренкина в T-S диаграмме азота (начальное давление 20 МПа) с докритическим расширением в ступенях

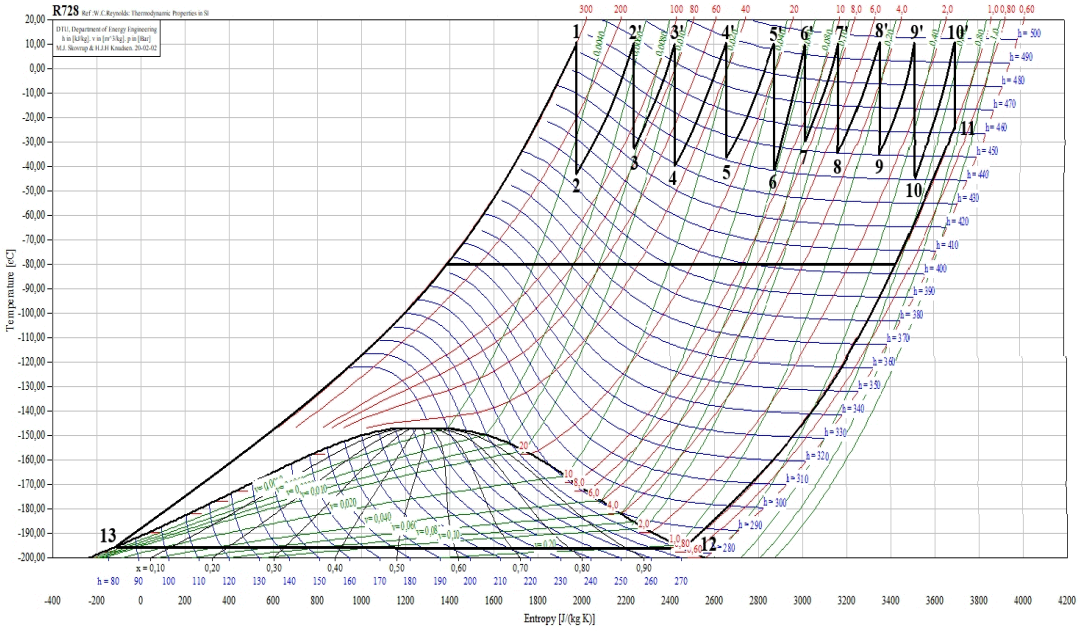


Рисунок 5.22 – «Карнотизированный» цикл Ренкина в T-S диаграмме азота (начальное давление 30 МПа) с докритическим расширением в ступенях

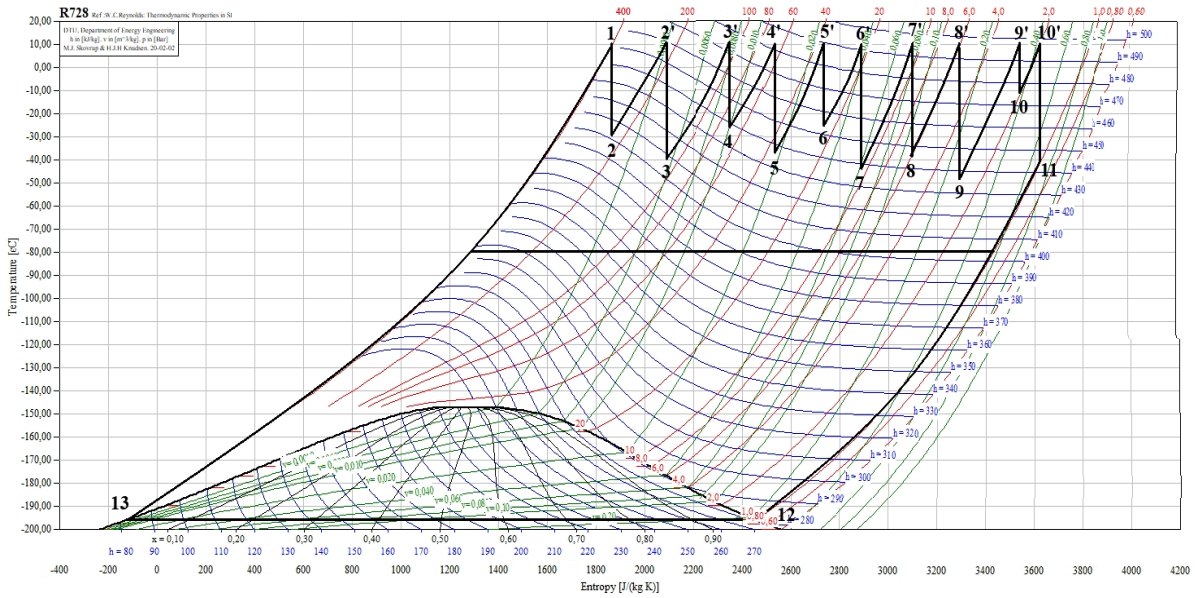


Рисунок 5.23 – «Карнотизированный» цикл Ренкина в T-S диаграмме азота (начальное давление 40 МПа) с докритическим расширением в ступенях

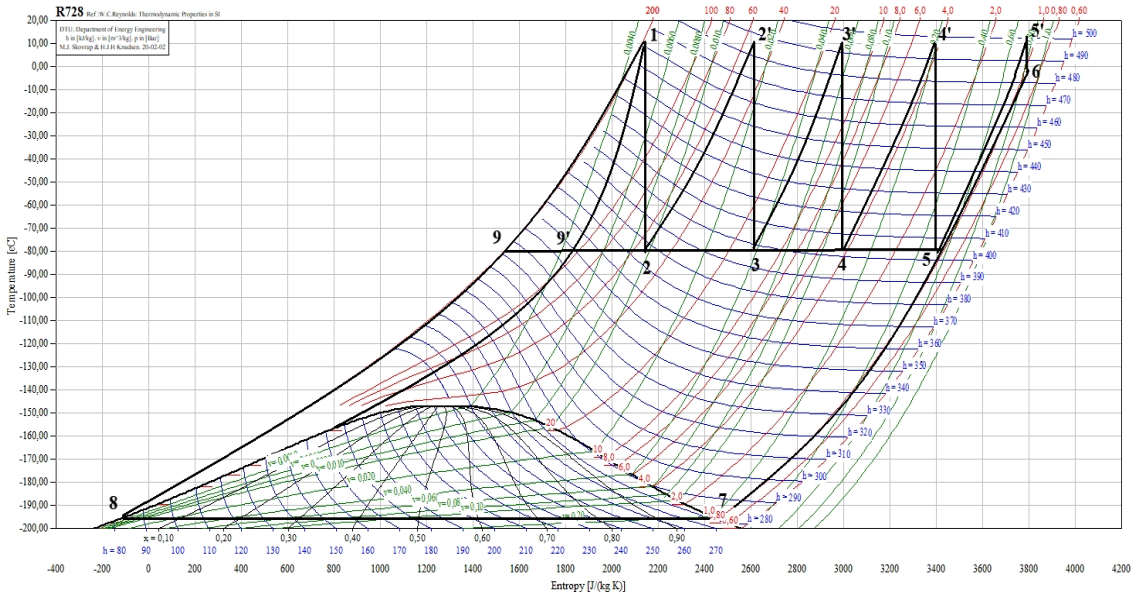


Рисунок 5.24 – «Карнотизированный» цикл Ренкина в T-S диаграмме азота (начальное давление 20 МПа) с закритическим расширением в ступенях

Проведенный расчет параметров турбины энергетического комплекса на основе многокаскадной системы расширительных турбин для оптимального количества ступеней m = 4, начальном давлении P_1=40 МПа и расходе рабочего тела (метана) $G_ж$ =0,28 кг/с дал следующие параметры турбины: мощность ($N_т$ =150,713 кВт),

удельная работа ($L_т$=122,938 кДж/кг), коэффициент работы ($L_т$=1,37), КПД ($\eta_т$=0,75).

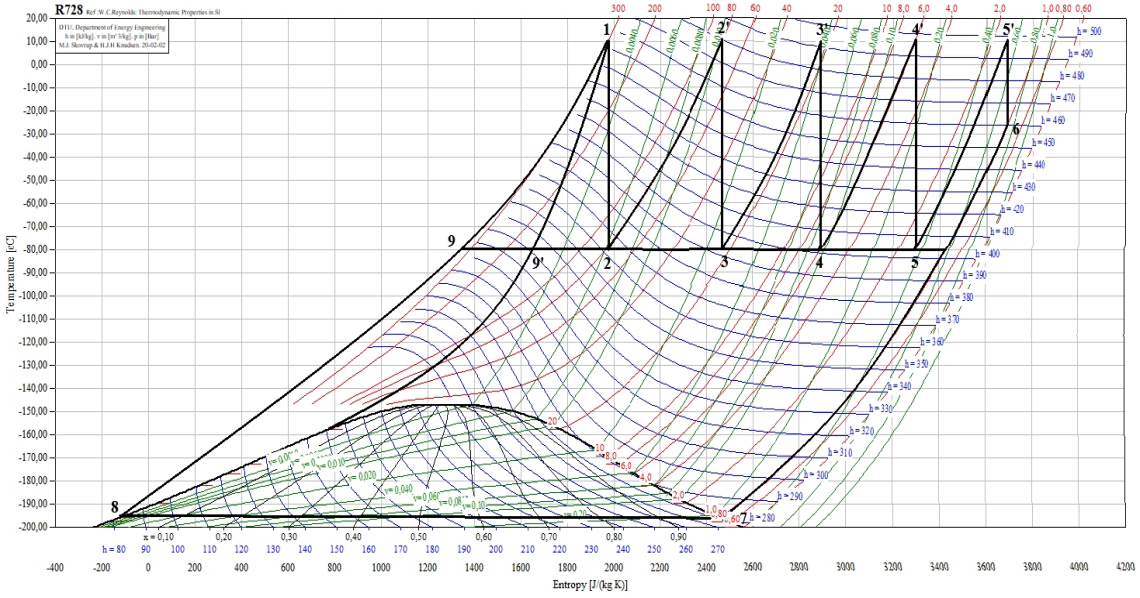


Рисунок 5.25 – «Карнотизированный» цикл Ренкина в T-S диаграмме азота (начальное давление 30 МПа) с закритическим расширением в ступенях

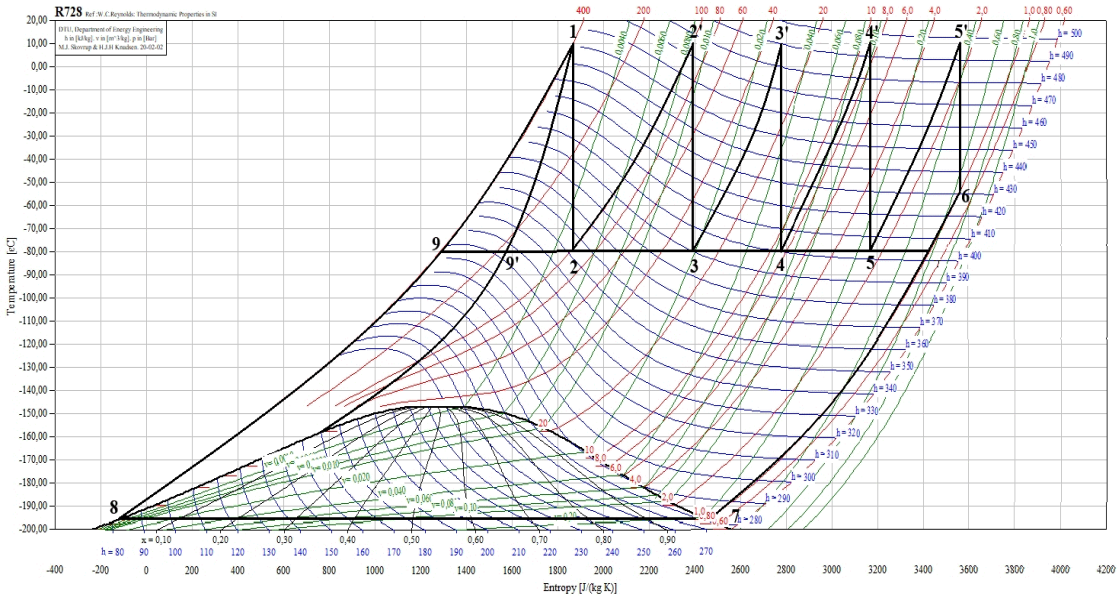


Рисунок 5.26 – «Карнотизированный» цикл Ренкина в T-S диаграмме азота (начальное давление 20 МПа) с закритическим расширением в ступенях

Таблица 5.1 – Результаты расчетов термодинамических циклов

	Начальное давление в цикле, Р, МПа	Удельная подводимая теплота в цикле q_1, кДж/кг	Удельная отводимая теплота q_0, кДж/кг	Удельная работа l_Σ, кДж/кг	Термический КПД, η	$\pi_т$	Коэффициент возврата энергии криопродукта K_e	Максимальный коэффициент возврата энергии криопродукта $K_{вщд}$	КПД Новикова $\eta_{tN} = 1 - \sqrt{\frac{T_2}{T_1}}$	Уточненный КПД $\eta_{tN} = 1 - \left(\frac{T_к}{T_г}\right)^m$
	закритический									
N_2	40	778,2	332,2	446	0,57	3,3	0,11	0,56	0,37	0,32
	30	771,2	372,2	399	0,52	3,2	0,1	0,5	0,37	0,32
	20	762,2	372,2	390	0,51	2,9	0,098	0,49	0,37	0,32
	докритический									
	40	809,2	362,2	447	0,55	1,8	0,11	0,56	0,45	0,38
	30	841,2	389,2	452	0,54	1,7	0,11	0,57	0,45	0,38
	20	750,2	360,2	390	0,52	1,6	0,098	0,49	0,45	0,38
	закритический									
CH_4	40	1595	804	791	0,49	3,6	0,24	0,72	0,086	0,077
	30	1454	803	651	0,45	3,3	0,19	0,59	0,086	0,077
	20	1282	705	577	0,45	3,7	0,17	0,52	0,086	0,077
	докритический									
	40	1470	808	662	0,45	1,8	0,19	0,6	0,113	0,107
	30	1510	836	674	0,44	1,7	0,2	0,6	0,114	0,109
	20	1362	776	586	0,43	1,6	0,17	0,53	0,109	0,10

5.3. Комбинированые циклы с термокомпримированием и отводом теплоты цикла к криопродукту

Существует возможность комбинирования вышеупомянутых способов использования низкотемпературного потенциала криопродукта. В таких установках тепло цикла отводится к криопродукту, давление которого предварительно повышено насосом. В первую очередь такие установки применяются для того, чтобы использовать в циклах рабочие тела с более высокими температурами кипения. Примеры установок, реализующих цикл Ренкина с предварительным повышением давления криопродукта, приведены на рисунках 5.27 и 5.28.

Соответственно работа такой энергетической установки будет складываться из: работы, полученной в замкнутом цикле, и работы, полученной в результате расширения самого газа (после расширения).

В предельном случае работа, полученная в рассматриваемой установке, будет равна работе, полученной в цикле, рассмотренном в пункте 5.2, а работа, полученная в результате расширения криопродукта – изотермическому расширению.

$$l = l_{2'-4} + l_{4-4'} - l_{1-2} - l_{2-2'}. \qquad (5.45)$$

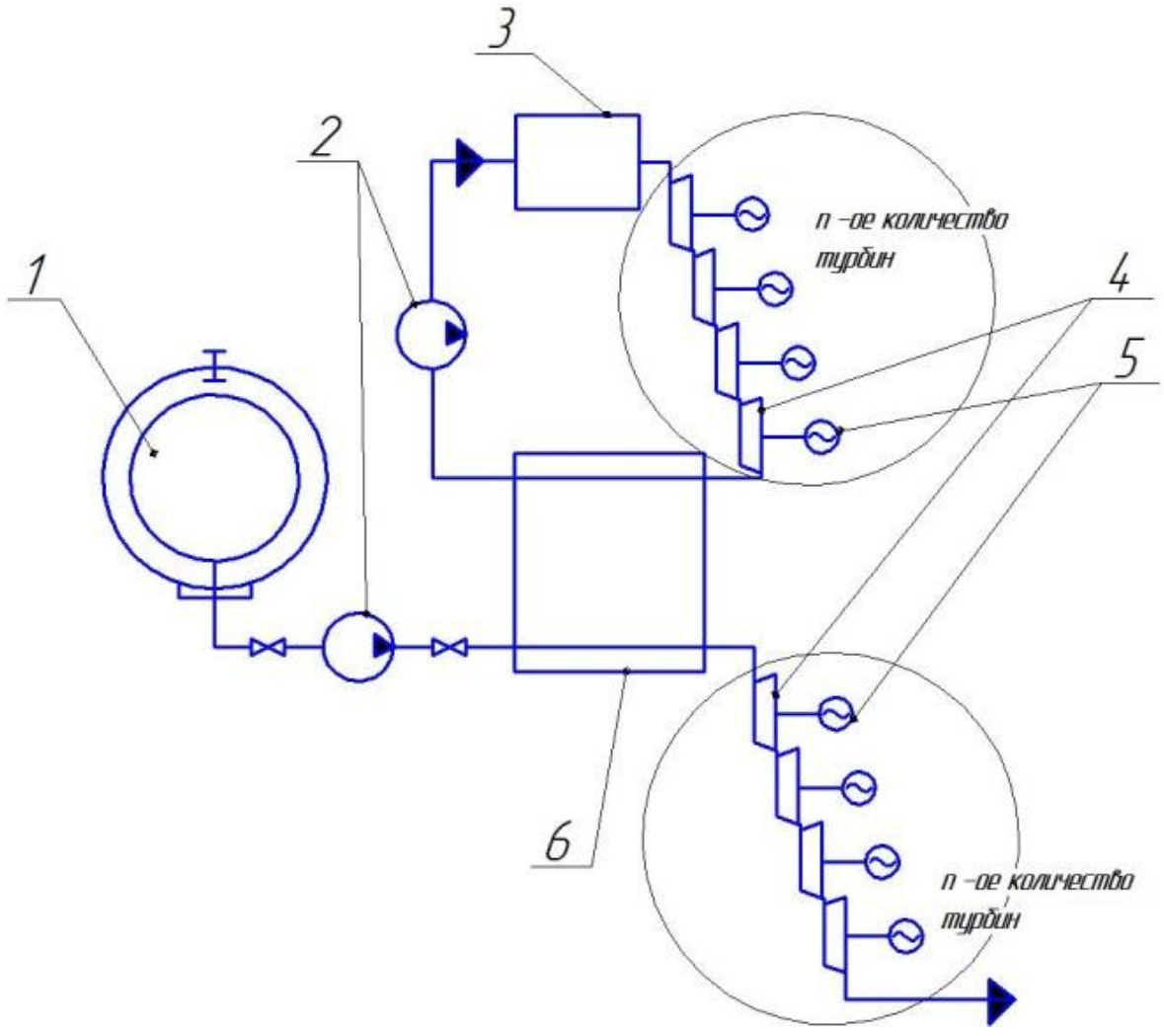


Рисунок 5.27 – Регазификационная установка с комбинированием предварительного повышения давления и отводом теплоты в цикле Ренкина к криопродукту: 1 – емкость СПГ; 2 – насосы; 3 – испаритель; 4 – турбины; 5 – электрогенераторы; 6 – испаритель-конденсатор

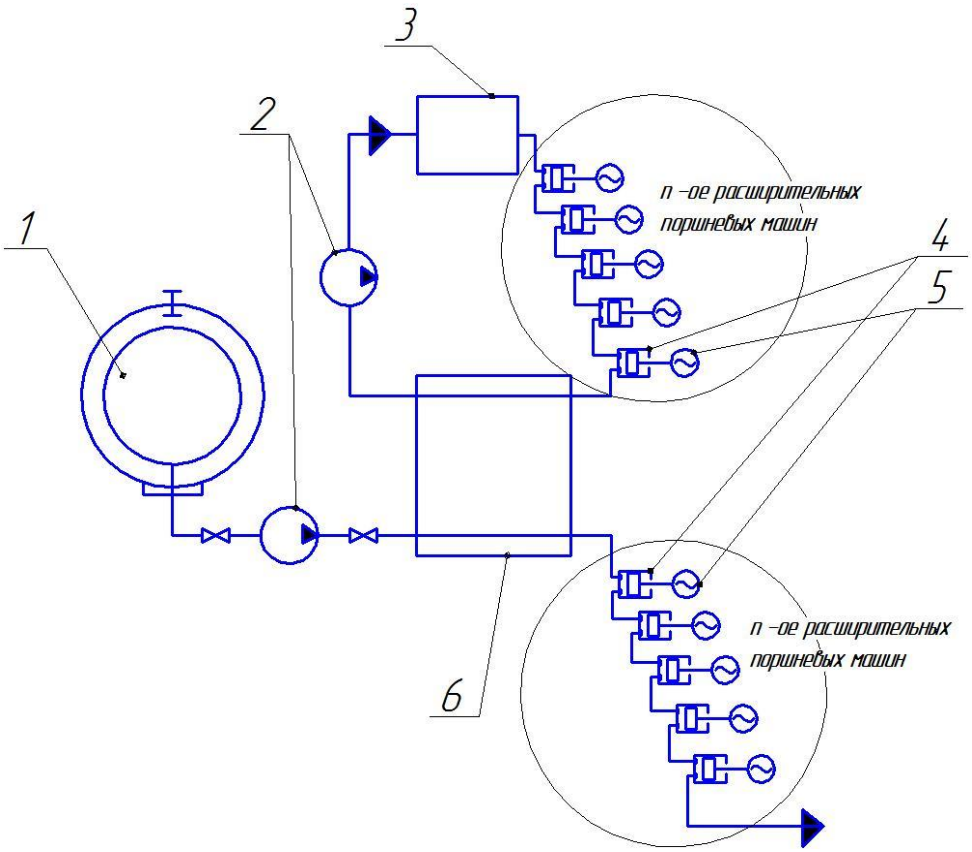


Рисунок 5.28 – Регазификационная установка с комбинированием предварительного повышения давления и отводом теплоты в цикле Ренкина к криопродукту: 1 – емкость СПГ; 2 – насосы; 3 – испаритель; 4 – расширительная поршневая машина; 5 – электрогенераторы; 6 – испаритель-конденсатор

То есть процессы будут соответствовать рисунку 5.29, где $l_{1\text{-}2}$ – работа, затрачиваемая на повышение давления криопродукта прокачивающим устройством в цикле регазификации криопродукта; $l_{2\text{-}2'}$ – работа, затрачиваемая на повышение давления криопродукта прокачивающим устройством в паросиловом цикле; $l_{4\text{–}4'}$ – суммарная работа изотермического расширения регазифицированного криопродукта; $l_{2'\text{–}4}$ – суммарная работа при изотермическом расширение цикла.

Формулы для определения значений данных величин приведены в разделе 5.2. Например, в случае предварительного повышения давления до 0,6 МПа максимальная работа, которую можно получить путем отвода теплоты цикла к криопродукту, будет равна 676,1 кДж/кг (рисунок 5.29).

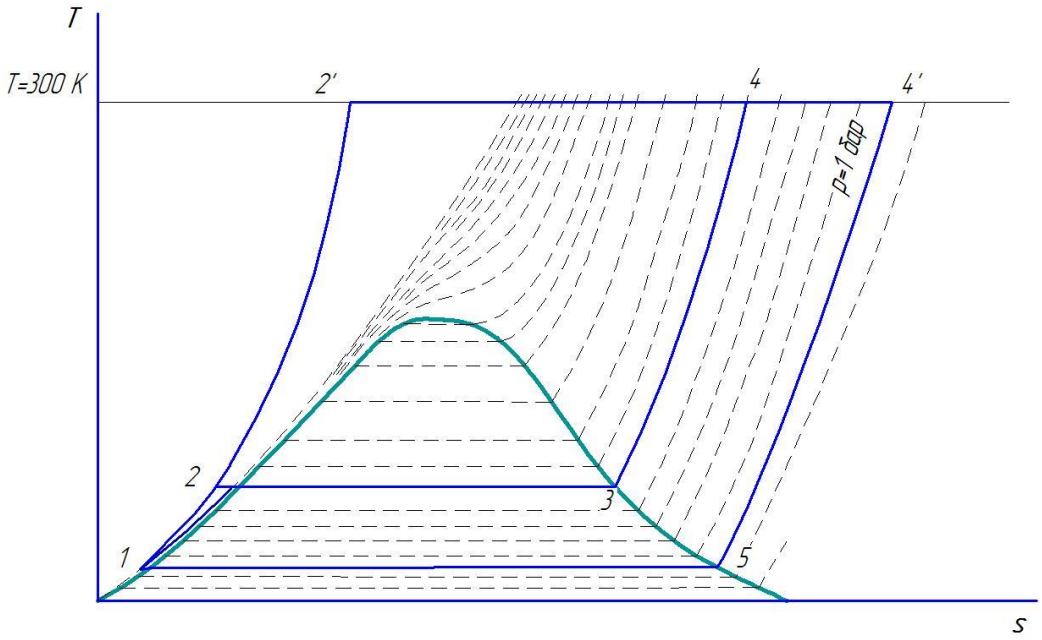


Рисунок 5.29 – Рабочий цикл комбинированной системы получения дополнительной энергии при регазификации криопродукта

Изотермическая работа расширения с 0,6 МПа до 0,1 МПа при температуре 300 К равна 279,3 кДж/кг, а работа по повышению давления насосом – 1,1 кДж/кг. Таким образом, суммарная работа, полученная в таком цикле за вычетом работы насоса равна, 954,3 кДж/кг. Тогда можно сделать вывод о том, что термодинамически комбинированный метод менее эффективен по сравнению со способами 2 и 3. Однако он может приниматься во внимание в случае проектирования установок с высококипящими хладагентами в качестве рабочих тел.

5.4. Состав, принцип действия и эффективность различных НЭУ

Данный раздел содержит рекомендации и количественные показатели эффективности различных НЭУ (они были предварительно представлены в разделе 5.3). Здесь приведены данные с уже известным КПД Новикова, вновь предложенным КПД, значениями удельной работы и другие показатели энергетической эффективности.

Особенностью установок, использующих энергетический криопродукт, является то, что первичным условием получения энергии является использование фиксированного количества низкопотенциальной энергии криопродукта, обусловленного его расходом.

Представленный ниже сравнительный анализ позволяет оценивать эффективность утилизации низкопотенциальной энергии сжиженного природного газа, учитывая особенности рабочего процесса различных установок. Выполнен анализ 15 различных схем (для анализа выбраны основные широко используемые схемы НЭУ).

ЭУ-1. Газотурбинная ЭУ с комбинацией двух контуров и применением морской воды в качестве теплоносителя и низкопотенциальной энергии криопродуктов (рисунок 5.30).

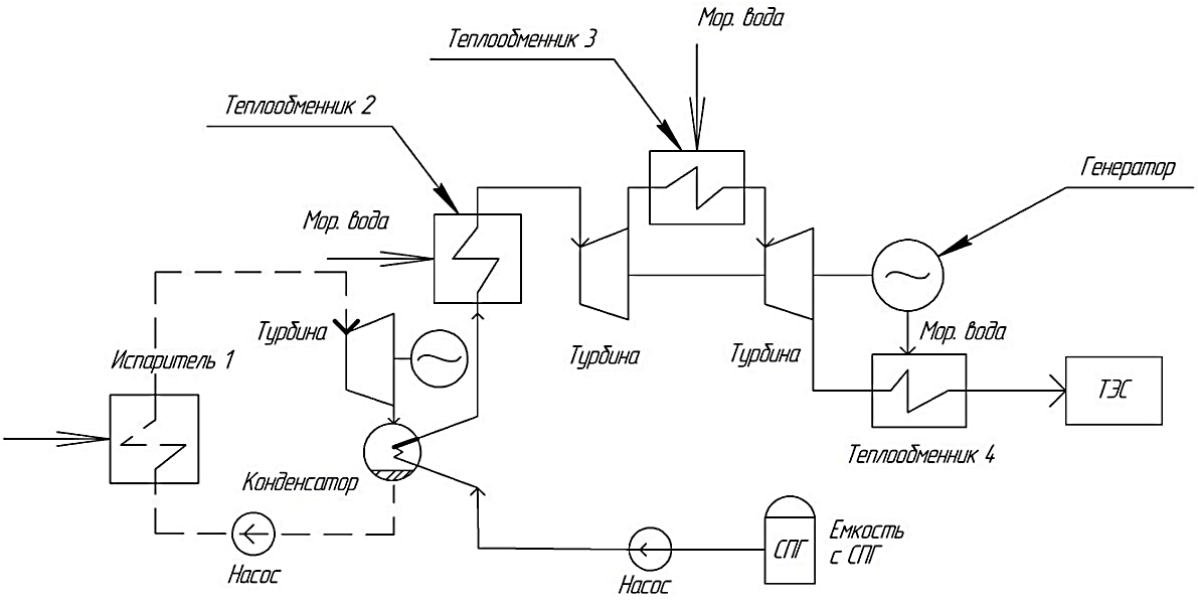


Рисунок 5.30 – Схема [91] двухконтурной энергетической установки

Рассматриваемая энергетическая установка (рисунок 5.30) состоит из двух контуров. Основной контур представляет собой энергоустановку, работающую по открытому циклу Ренкина с использованием СПГ в качестве рабочего тела. Во вспомогательном

контуре используется энергоустановка, работающая по закрытому циклу Ренкина с использованием пропана в качестве рабочего тела. Данная энергетическая установка работает по схеме, представленной на рисунке 1.1в, и в ней источником тепловой энергии является морская вода. При прохождении через теплообменник, расход воды будет достаточно высоким, чтобы нагреть рабочие тела до температуры, равной температуре морской воды с незначительной разницей по температуре теплоносителя (она может при расчетах приниматься равной температуре воздуха при нормальных условиях). Сжиженный природный газ с помощью нагнетателя подается из емкости хранения в теплообменник-конденсатор, где регазифицируется, нагревая пропан, используемый во вспомогательном цикле. После теплообменника-конденсатора природный газ нагревается в первом теплообменнике морской водой, а затем поступает турбину и совершает работу. После чего отработанный природный газ подогревается в дополнительном теплообменнике и поступает к потребителю.

В свою очередь, во вспомогательном цикле сжиженный после регазификации СПГ пропан нагнетается прокачивающим устройством в теплообменник, где также нагревается морской водой. После чего газифицированный пропан поступает в турбину и также совершает работу. Отработанный пропан после турбины поступает в конденсатор, тем самым замыкая цикл.

ЭУ-2. Энергетическая установка с комбинированием нескольких контуров СПГ по циклу прямого расширения (рисунок 5.31).

В представленной энергетической установке осуществляется многоступенчатое расширение. СПГ подается по трубам из баллонов с криогенной заправкой (БКЗ) и разделяется на несколько потоков, каждый из которых направляется в отдельный контур. *Баллон с криогенной заправкой подробно будет описан в главе 7.*

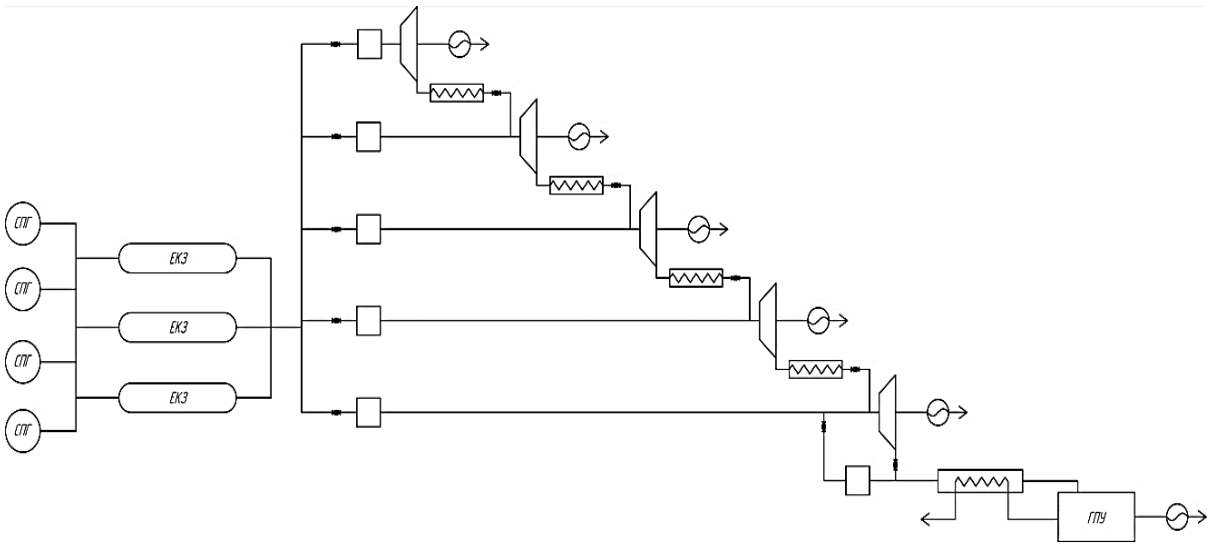


Рисунок 5.31 – Схема [103] многоконтурной энергетической установки

После чего, начиная с первого контура, СПГ нагревается в теплообменнике и затем совершает работу в турбине. Стоит обратить внимание, что в данной схеме газ нагревается также до температуры окружающей среды. После чего отработанный природный газ поступает на следующую ступень, где предварительно подогревается и смешивается с еще неотработанным природным газом во втором контуре. Аналогичные процессы происходят и в последующих ступенях. На выходе из последней ступени ПГ поступает в теплообменник-нагреватель, где подогревается теплотой выхлопных газов и направляется в газопоршневую установку (ГПУ). Тем самым возможно получить дополнительную энергию, использующую низкопотенциальную энергию СПГ, перед его подачей в качестве топлива в ГПУ.

ЭУ-3. Энергетическая установка с открытым и закрытым циклами Ренкина (рисунок 5.32).

Представленная энергетическая установка состоит из двух контуров. Первый контур (контур СПГ) работает по открытому циклу Ренкина, а второй – по замкнутому циклу Ренкина с использованием азота в качестве рабочего тела (аналогично схеме, рисунок 1.1в в разделе 1.1). СПГ нагнетается с помощью криогенного

насоса в основной трубопровод, где он разделяется на два потока и распределяется по двум теплообменникам. Далее оба потока ПГ смешиваются в один поток и он, проходя через дополнительный теплообменник, поступает в турбину и совершает работу. Далее ПГ поступает в основную энергетическую установку в качестве топлива. Вспомогательный цикл работает по следующему принципу: отработанный азот, проходя через два теплообменника, поступает в компрессор. В первом происходит теплообмен между ПГ и азотом, выходящим из турбины. Во втором нагрев идет за счет теплоты от внешнего источника энергии. Далее нагретый регазифицированный азот поступает в турбину, где совершает работу, и затем подается в теплообменник, тем самым замыкая цикл.

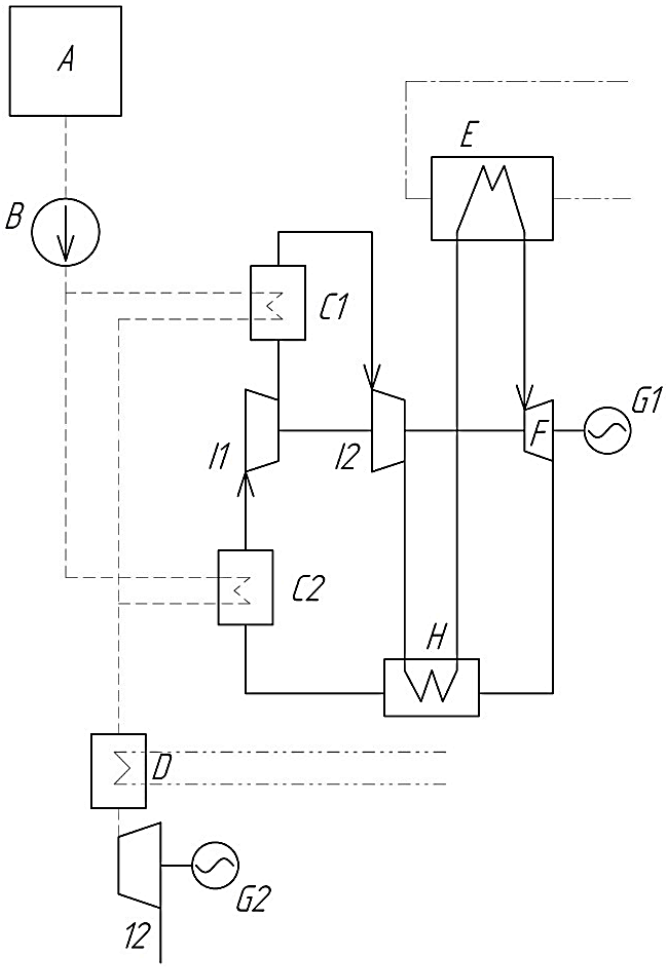


Рисунок 5.32 – Схема [104] двухконтурной энергетической установки

ЭУ-4. Двухконтурная энергетическая газотурбинная установка (рисунок 5.33).

Предлагаемая в работе [48] установка состоит из двух контуров – контура с открытым ЦР и контура с паросиловой установкой, работающего по замкнутому циклу Ренкина. В основном контуре процесс регазификации происходит путем прохождения СПГ, нагнетаемого насосом, через два теплообменника. При этом осуществляется охлаждение и конденсация водоаммиачной смеси, циркулирующей в паросиловой установке (замкнутый ЦР), а также ПГ совершает полезную работу в газовой турбине. Далее природный газ проходит через смеситель, а затем перегревается в теплообменнике от вторичных источников энергии и поступает к потребителю.

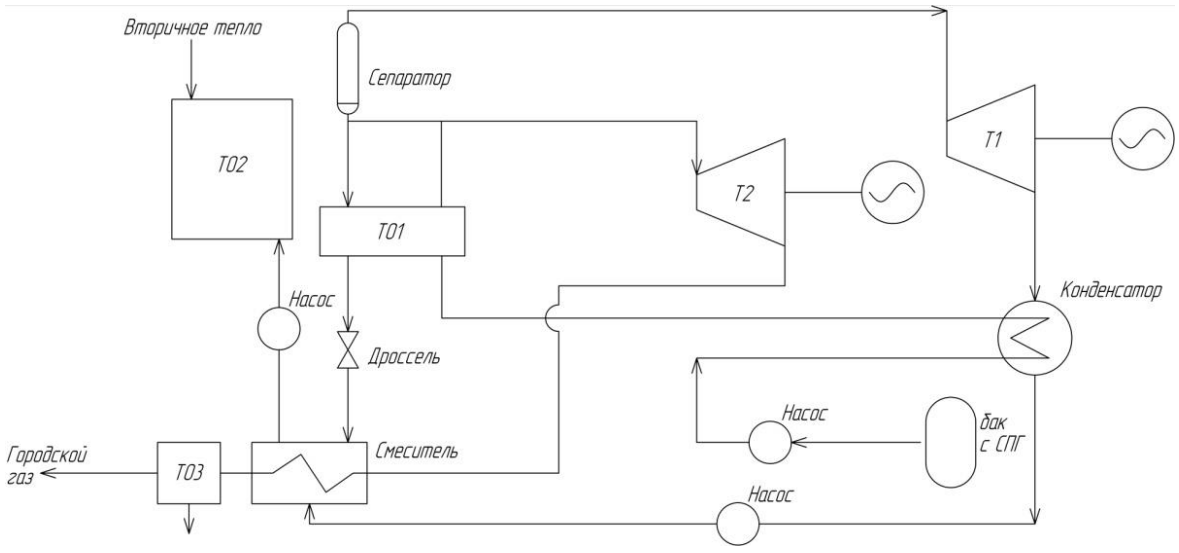


Рисунок 5.33 – Схема двухконтурной энергетической установки

Во вспомогательном контуре сжиженный аммиак подается с помощью нагнетательного устройства в смеситель. Также в него подается поток воды. После смешивания полученная рабочая смесь нагнетается насосом в теплообменник, в котором происходит подвод теплоты в цикле от вторичных источников энергии. Затем нагретая водоаммиачный раствор разделяется в сепараторе на два потока (вода и аммиак). Затем вода используется в качестве теплоносителя для подвода теплоты к СПГ, а нагретый аммиак

направляется в паровую турбину, где он совершает работу и, предварительно сжиженный в конденсаторе, нагнетается насосом в смеситель, тем самым замыкая цикл. Охлажденная вода проходит через дроссельный вентиль и поступает в смеситель (при этом цикл замыкается).

ЭУ-5. Двухконтурная энергетическая установка с закрытыми циклами Ренкина (рисунок 5.34).

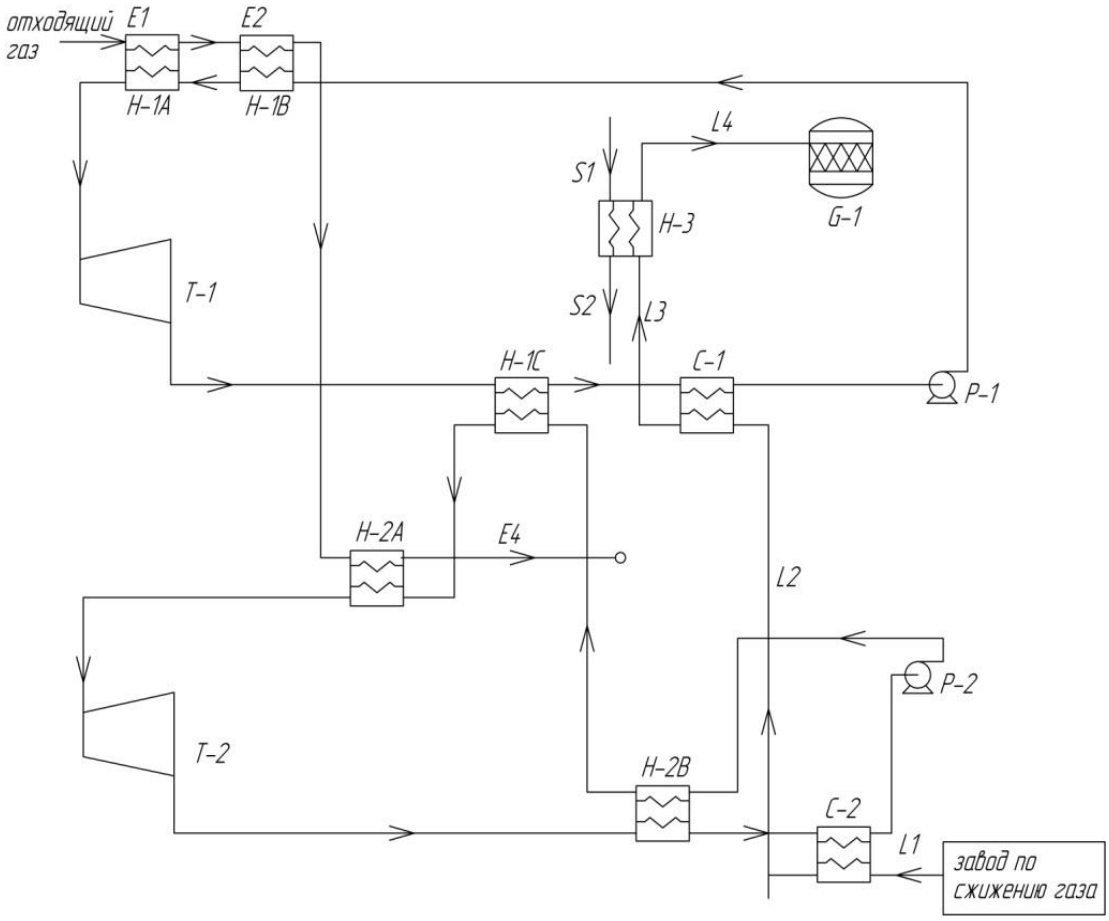


Рисунок 5.34 – Схема [94] двухконтурной энергетической установки

На рисунке представлена схема энергетической установки, которая состоит из двух контуров с энергетическими установками, работающими по замкнутому циклу Ренкина с использованием в качестве рабочих тел фреонов R116 и R227ea (аналогично схеме

1.2а в разделе 1.1). В данной энергоустановке СПГ регазифицируется в тепло-обменниках-конденсаторов паросиловых установок, а также подогревается с помощью теплоты морской воды в дополнительном теплообменнике перед его подачей основному потребителю.

В первом контуре в паросиловой установке, работающей по замкнутому ЦР, используется фреон R116, который конденсируется в теплообменнике с помощью низкопотенциальной энергии СПГ. Аналогично во втором рабочем контуре, в паросиловой установке, работающей по замкнутому ЦР, используется фреон R227ea, который также конденсируется в теплообменнике с помощью низкопотенциальной энергии СПГ.

ЭУ-6. Энергетическая установка, работающая по циклу Ренкина, с котлом утилизатором HRVG и низкопотенциальной энергии СПГ (рисунок 5.35).

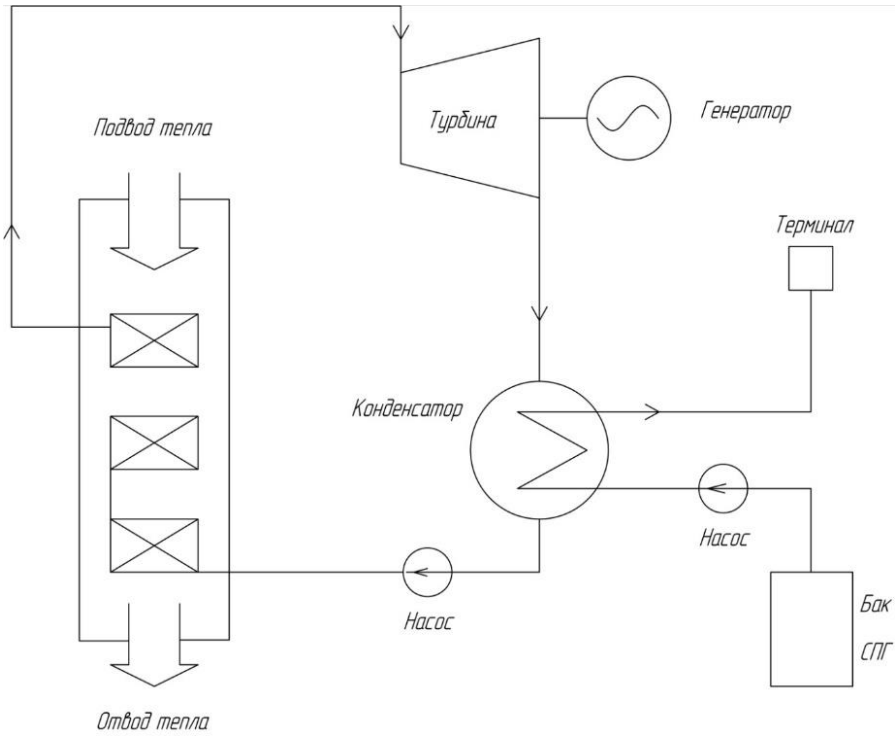


Рисунок 5.35 – Схема [47] энергетической установки

На рисунке представлена энергетическая установка, работающая по замкнутому органическому циклу Ренкина, в котором СПГ газифицируется, поступая из системы хранения с помощью нагнетателя в конденсатор, где он нагревается отработанными парами из турбины установки. После чего полученный природный газ поступает в приемный терминал. Отличием данной схемы является HRVG – система из теплообменных аппаратов (котел-утилизатор), в которой рабочий фреон испаряется, получив теплоту от дымовых газов. Пройдя эту систему, пар совершает работу и направляется в конденсатор, тем самым замыкая цикл.

ЭУ-7. Трехконтурная энергетическая установка, с контуром применяющим утилизацию отработанных газов и низкопотенциальную энергию СПГ (рисунок 3.36).

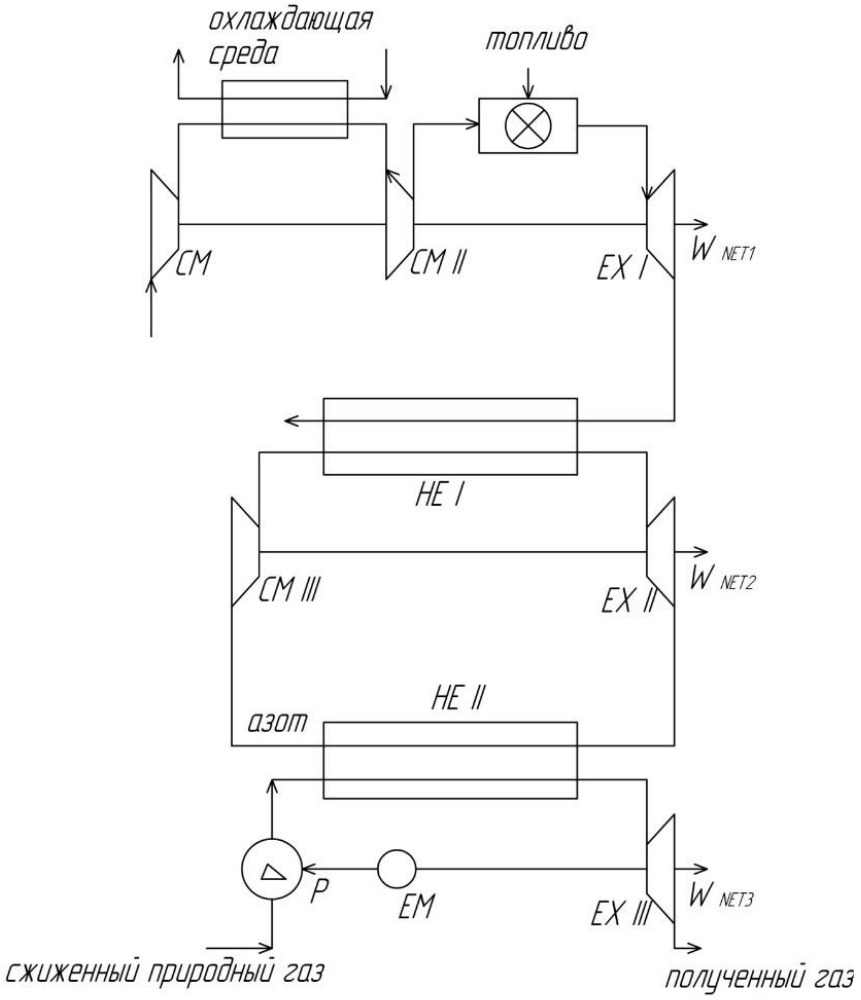


Рисунок 5.36 – Схема трехконтурной энергетической установки

Данная энергетическая установка [55] является трехкаскадной системой, состоящей из тепловой машины, работающей по открытому циклу Ренкина, тепловой машины с замкнутым ЦР (рабочее тело – азот), а также газотурбинной установки. В первом контуре СПГ поступает из бака в нагнетательное устройство (насос), где повышается его давление, а затем поступает в теплообменник, где газифицируется, охлаждая азот, используемый в замкнутом ЦР. Далее он поступает в турбину, где совершает работу и подается к потребителю. В ЦР теплота подводится с помощью продуктов сгорания ГТУ, работающего по циклу Брайтона (особенностью которого является наличие промежуточного охлаждения между ступеней компрессора).

ЭУ-8. Двухконтурная энергетическая газотурбинная установка с двумя закрытыми циклами Ренкина и Брайтона с подводом теплоты от котла (рисунок 5.37).

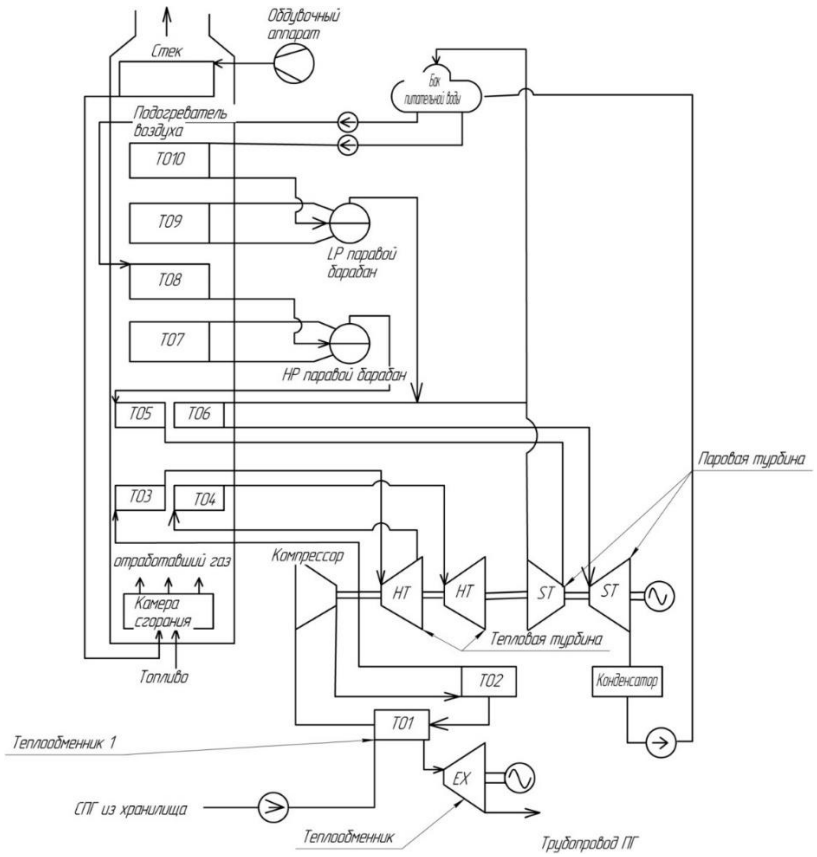


Рисунок 5.37 – Схема двухконтурной энергетической установки [97]

На рисунке представлена энергетическая установка, в которой произведено комбинирование двух тепловых машин, работающих по закрытому ЦР и закрытому ЦБ. СПГ подается с помощью нагнетательного устройства в теплообменник-охладитель тепловой машины, работающей по ЦБ, где он газифицируется, а далее поступает в турбину и расширяется с совершением полезной работы и затем подается к потребителю. Особенностью данной схемы является специальный котел-утилизатор, который является основным устройством подвода теплоты в ЦР и ЦБ.

ЭУ-9. Двухконтурная энергетическая установка с применением солнечным коллектором (рисунок 5.38).

Предлагаемая в работе [72] энергетическая установка состоит из двух контуров. В одном контуре происходит подвод теплоты, Контур состоит из цикла с использованием солнечного коллектора. Второй контур работает по закрытому циклу Ренкина с использованием в качестве рабочего тела CO_2. Процесс регазификации происходит при использовании СПГ в качестве хладагента в теплообменнике-конденсаторе при охлаждении и конденсации рабочего тела.

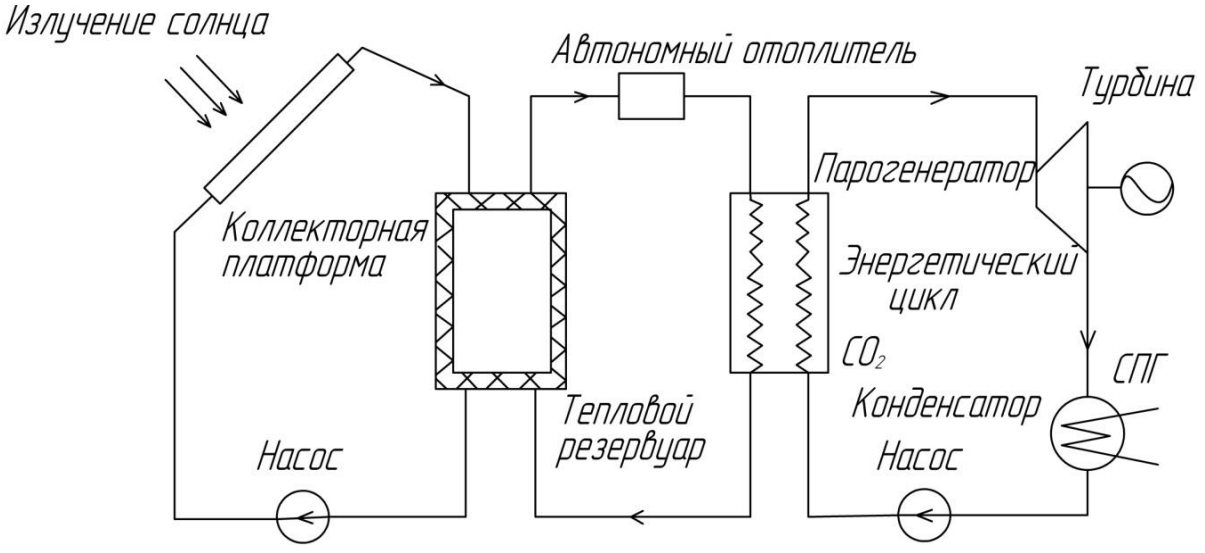


Рисунок 5.38 – Схема энергетической установки с солнечным коллектором

ЭУ-10. Газотурбинная энергетическая установка на основе твердооксидного топливного элемента (ТОТЭ) (рисунок 5.39).

Предлагаемая в работе [90] установка состоит из двух контуров – основного контура, работающего по циклу Брайтона с использованием твердооксидного элемента, и вспомогательного контура, работающего по замкнутому циклу Ренкина с использованием фреона R123 в качестве рабочего тела. СПГ подается с помощью нагнетательного устройства в теплообменник-конденсатор (паросиловой установки, работающей по ЦР), затем идет в теплообменник для охлаждения воздха между ступенями компрессора ЦБ. Далее газ делится на два потока. Основной поток поступает в приемный терминал, а меньший поток нагревается и смешивается с предварительно сжатым водяным паром, а затем подается в ТОТЭ. После ТОТЭ продукты реакции сжигаются в дожигателе и поступают на турбину, вырабатывая дополнительную энергию.

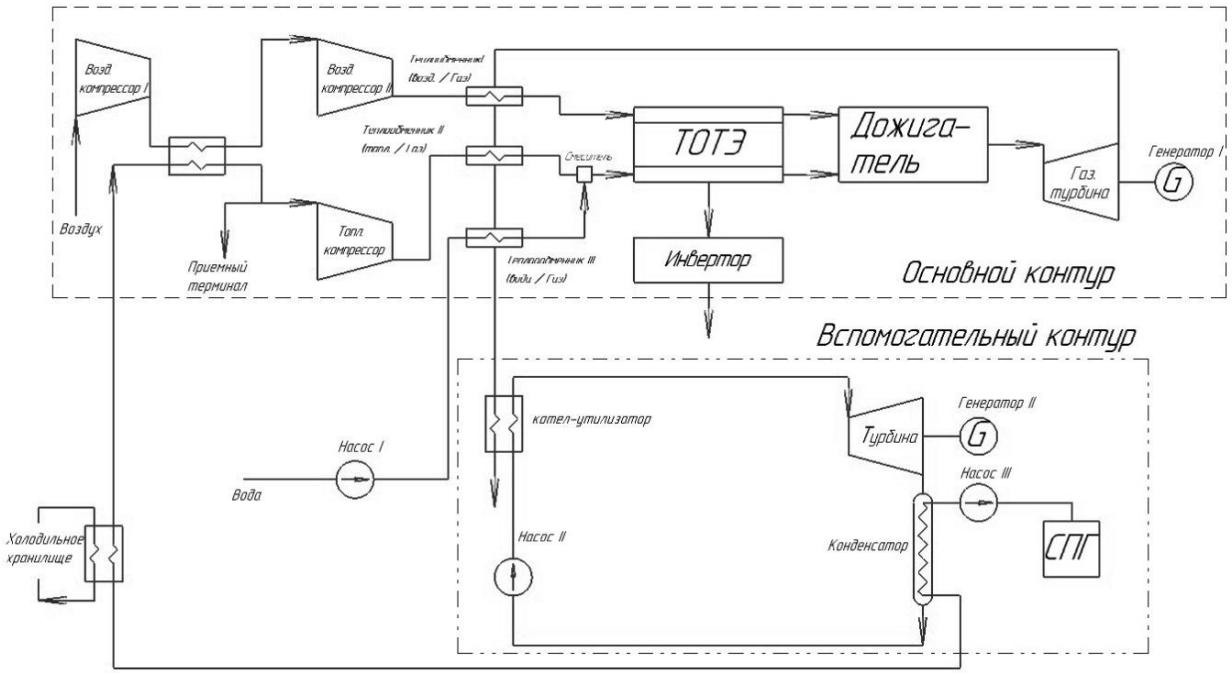


Рисунок 5.39 – Схема энергетической установки с ТОТЭ [106]

ЭУ-11. Трехкаскадная энергетическая газотурбинная установка (рисунок 5.40).

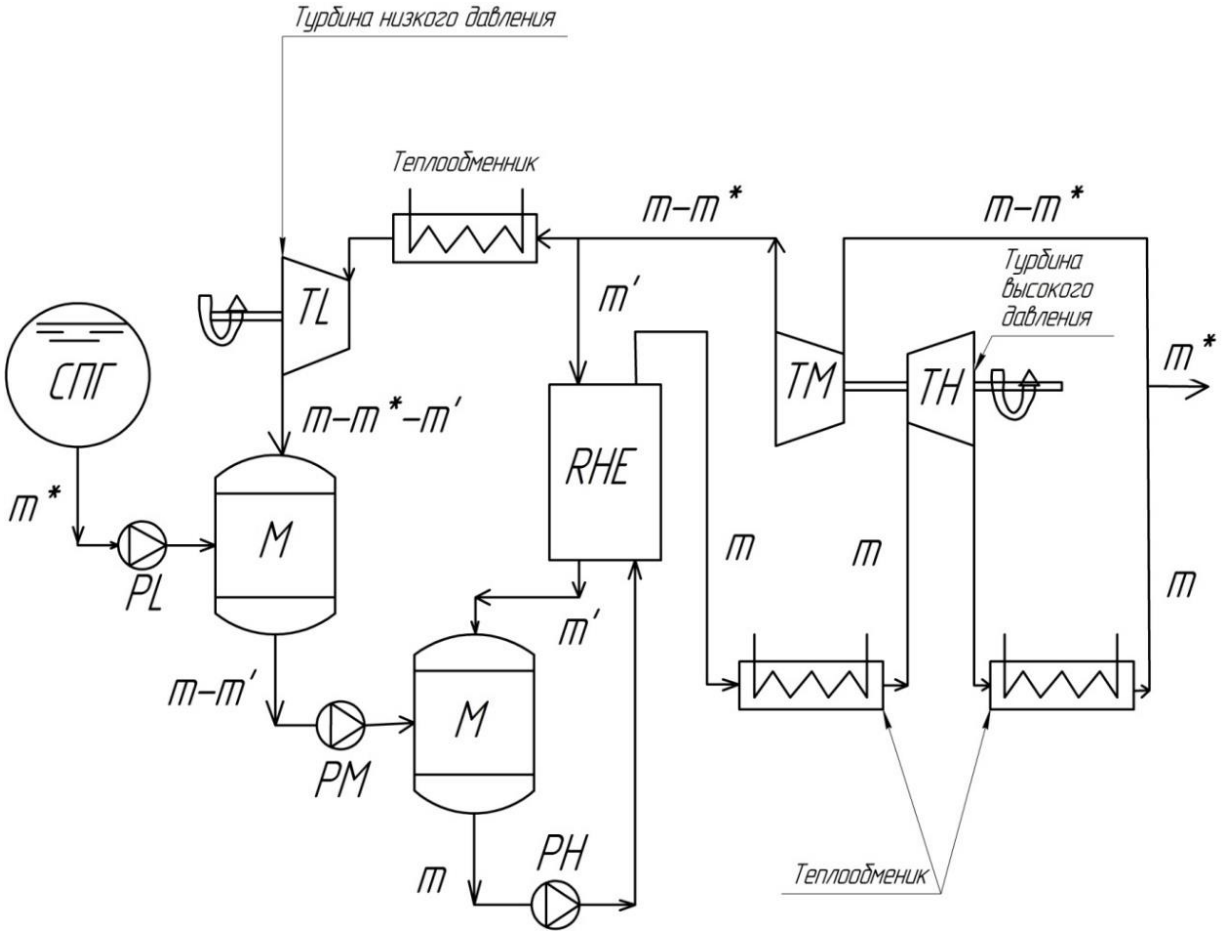


Рисунок 5.40 – Схема трехкаскадной энергетической газотурбинной установки

В работе [107] представлена трехкаскадная энергетическая газотурбинная установка, использующая низкопотенциальную энергию СПГ.

СПГ поступает из бака и поочередно проходит через три нагнетательных устройства (низкого, среднего и высокого давления), в которых повышается его давление. Далее он проходит через два смесителя и поступает в регенератор, а затем в теплообменник и поступает в турбину с совершением полезной работы. На следующей стадии ПГ после прохождения теплообменника поток делится на две части. Один поток поступает в приемный терминал.

Второй поток подается в турбину среднего давления, после которой он вновь разделяется на два. Первый поток проходит через регенератор и поступает в смеситель, смешиваясь с неотработанным газом. Второй поток подогревается и расширяется в турбине низкого давления, а затем он поступает в смеситель 1, тем самым замыкая цикл.

ЭУ-12. Двухконтурная энергетическая установка с регенеративным циклом Ренкина и применением водоаммиачной смеси (рисунок 5.41).

В работе [108] представлена энергетическая установка, которая состоит из двух контуров – открытого и закрытого циклов Ренкина. В открытом используется СПГ, а в закрытом – водо-аммиачная смесь. Процесс регазификации природного газа происходит в теплообменнике 2, а далее идет в турбину и затем к потребителю. В водо-аммиачной паросиловой установке, работающей по закрытому ЦР с регенерацией, подвод теплоты осуществляется к водоаммиачному контуру, а в контуре с СПГ теплота, необходимая для процесса регазификации, подводится в теплообменнике через охлаждение и конденсацию отработанных паров водоаммиачной смеси.

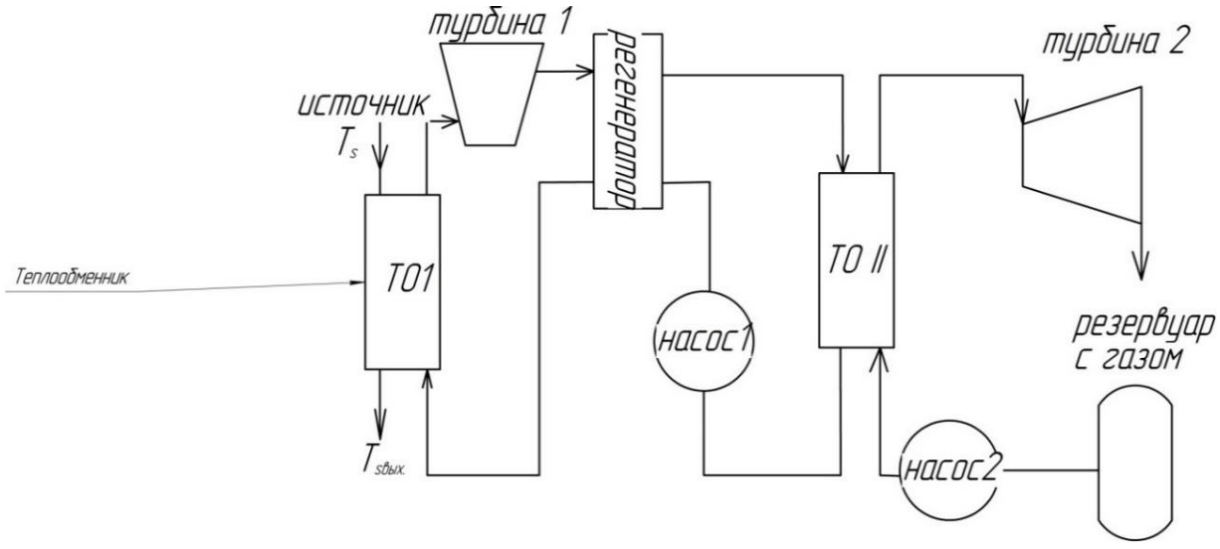


Рисунок 5.41 – Схема двухконтурной энергетической установки

ЭУ-13. Энергетическая установка с использованием двух теплоносителей (рисунок 5.42).

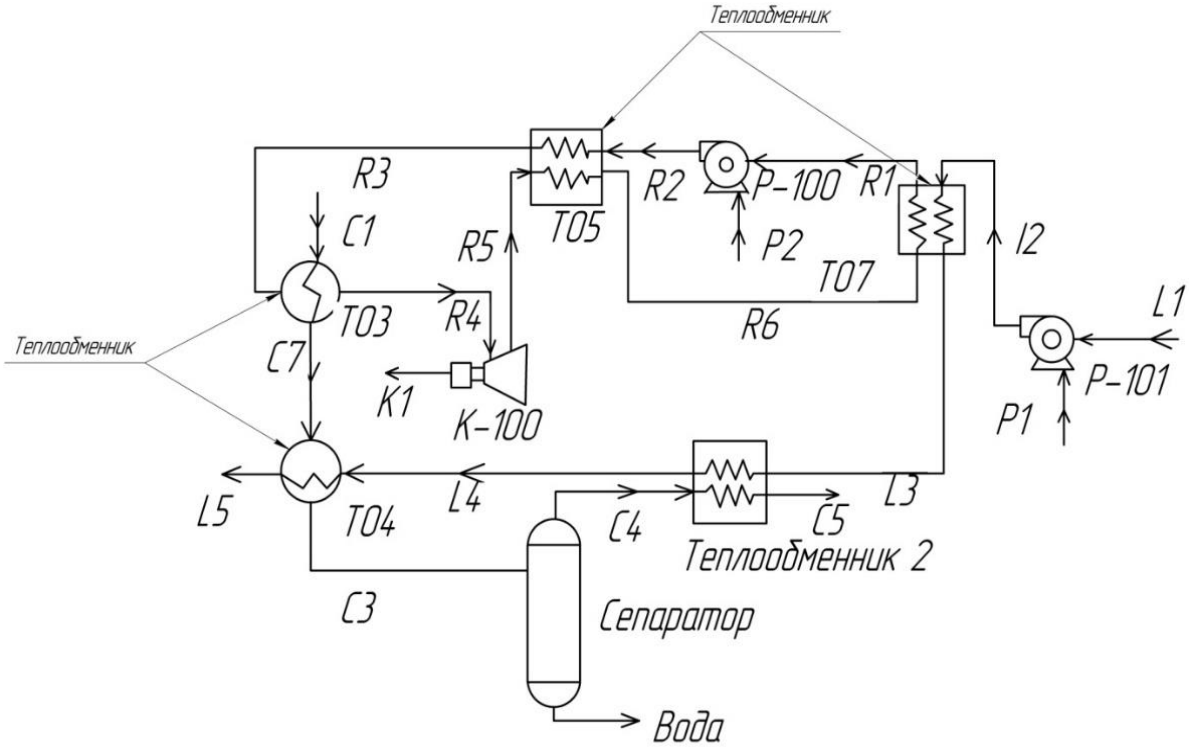


Рисунок 5.42 – Схема двухконтурной энергетической установки

Предлагаемая в работе [109] энергетическая установка состоит из закрытого контура, работающего по циклу Ренкина с использованием CO_2 в качестве рабочего тела, а также открытого контура подачи воды в качестве теплоносителя.

СПГ в данной схеме регазифицируется при его прохождении через теплообменник-конденсатор для охлаждения рабочего тела закрытого цикла Ренкина. После регазификации природный газ нагревается, проходя через теплообменники 2 и 4, где подогревается водяным паром, а далее поступает нагретым к потребителю.

ЭУ-14. Двухконтурная энергетическая парогазовая установка с применением технологии HRSD (рисунок 5.43).

Предлагаемая в работе [93] установка состоит из двух контуров. В первом контуре используется тепловая машина, работающая

по закрытому циклу Брайтона, а во втором – тепловая машина, работающая по закрытому циклу Ренкина. Регазификация СПГ происходит в теплообменниках, использующихся для охлаждения рабочего тела ЦР. После регазификации природный газ поступает к потребителю. Основной особенностью данной схемы является технология HRSD – система теплообменных аппаратов, в которых передается теплота от отработанных газов к рабочему телу парового контура.

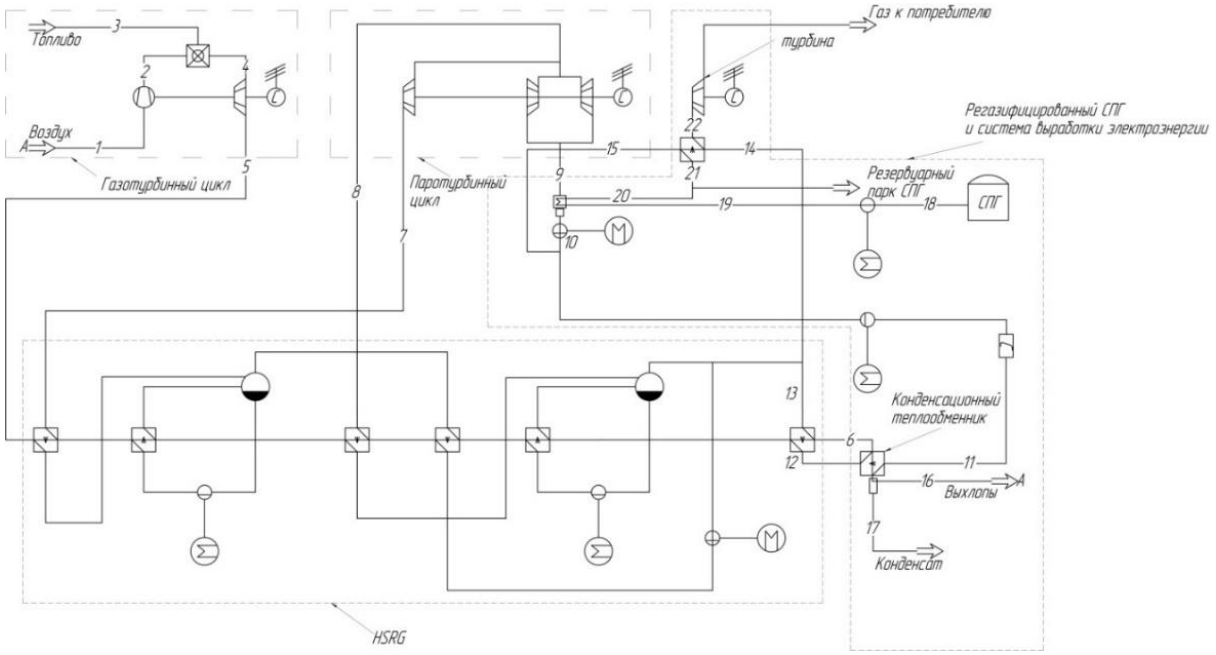


Рисунок 5.43 – Схема двухконтурной энергетической парогазовой установки с применением технологии HRSD

ЭУ-15. Газотурбинная энергетическая установка с выработкой электроэнергии за счет регазификации СПГ (рнисунок 5.44).

Предлагаемая в работе [110] установка представляет собой газотурбинную установку, в которой в качестве топлива используется природный газ. Поступающий СПГ подается с помощью нагнетательного устройства в теплообменник, после чего он регазифицируется и поступает в турбину с совершением работы. Затем поток разделяется на две части, где большая часть отправляется к потребителю, а оставшаяся часть поступает в камеру сгорания, где

смешивается с заранее нагретым и сжатым в компрессоре воздухом и поступает в газовую турбину с совершением работы. Далее отработавшие газы проходят по газопроводу через теплообменники, предназначенные для подвода теплоты к СПГ и воздуху.

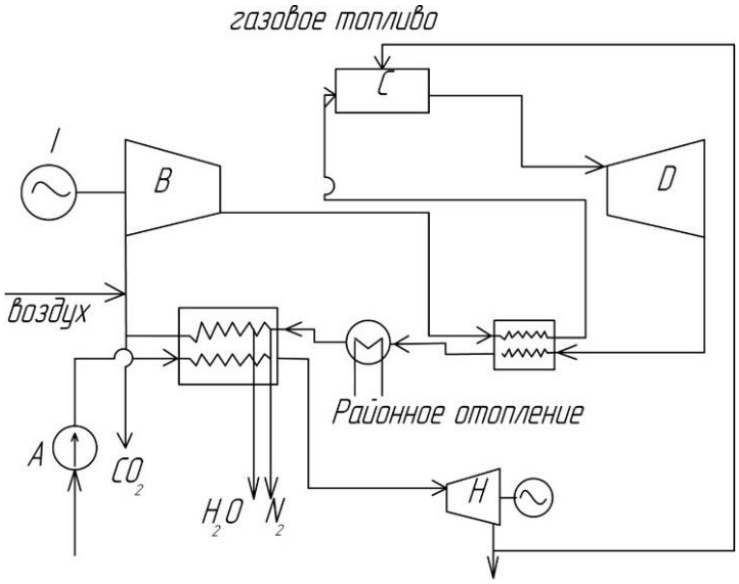


Рисунок 5.44 – Схема газотурбинной установки
с выработкой электроэнергии за счет регазификации СПГ

Далее для оценки эффективности использования низкопотенциальной энергии криогенных веществ в энергетических системах и комплексах используются такие параметры:

– термический КПД, равный отношению работы НЭУ (фактической или расчетной) к подведенной теплоте;

– эксергетический КПД, равный отношению работы с полезной эксергией к эксергии подведенного теплоты;

– КПД Новикова –Колброна, определяемого как отношение получаемой работы к подведенному теплу при условии конечных температурных напоров между нижним и верхним источником теплоты;

– предложенный в диссертации КПД авторов публикации, полученного при условии конечных температурных напоров между нижним и верхним источником теплоты и получении максимальной работы для обобщенного «карнотизированного» НЭУ;

– коэффициент возврата энергии криопродукта;

– зависимость удельной работы с одного килограмма криопродукта от уровня и отношения температур источников тепловой энергии.

Полученные результаты расчетов для всех 15 вышеописанных энергетических установок сведены в таблице 5.2. Из полученных значений были построены и проанализированы точечные диаграммы зависимостей термического и эксергетического КПД, а также удельной работы СПГ от КПД Карно. КПД Цикла Карно показывает предельную эффективность цикла в зависимости от температурного уровня. Очевидно, что при большем значении предельного КПД значение термического КПД должно быть больше. Однако величина удельной работы СПГ зависит не от верхнего уровня температур, а от параметров состояния СПГ, используемого в каждом конкретном цикле.

Таблица 5.2 – Параметры, характеристики и показатели

ЭУ-№	Название энерго-установки	Источники теплоты	$G_{спг}$, г/с	N_{Σ}, кВт	$\eta_{Терм}$, %	$\eta_{Экс}$, %	$\eta_{К}$, %	η_{N}, %	η_{e}, %	$l_{спг}$, $\frac{кДж}{кг}$	k_{e}, %	Рабочие тела	Термодинами-ческие циклы	Преиму-щества	Недостатки
1	LNG power recovery	Морская вода	2,78	418	14,4	13,6	63,0	39,1	12,3	150,6	8,9	СПГ, пропан	Закрытый цикл Ренкина, цикл прямого расширения	Высокие показатели удельной работы СПГ, высокая мощность, подвод теплоты без сжигания топлива	Сложная конструкция, низкая эффективность, низкая эффективность преобразова-ния энергии, необходимость в близости с водоёмом
2	Estimation of the energy efficiency of cryogenic filled tank using in different system and devices	Теплота от внешних источни-ков	0,06	36	31,7	28,5	62,7	38,9	23,1	433,7	10,6	СПГ	Цикл прямого расширения	Высокие показатели удельной работы СПГ, подвод теплоты без сжигания топлива	Низкая эффективность, низкая мощность, низкие показатели эффективности преобразования энергии

Продолжение табл. 5.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
3	On the recovery of LNG physical exergy	Теплота от внешних источников	1	311	24	22,6	81,2	56,6	17,3	268,7	14,4	СПГ, азот	Открытый цикл Ренкина, закрытый цикл Брайтона	Высокие показатели удельной работы СПГ, подвод теплоты без сжигания топлива	Низкая эффективность, низкие показатели эффективности преобразования энергии
4	A combined power cycle utilizing low-temperature waste heat and LNG cold energy	ВЭР (отработанный газ)	16,36	7489	59,2	34,8	74,6	49,6	28,3	296,5	12,2	СПГ, вода, смесь	Открытый и закрытый цикл Ренкина	Высокие показатели удельной работы СПГ, высокая эффективность	Низкие показатели эффективности преобразования энергии
5	Thermodynamic analysis and optimization of a two-stage organic Rankine cycle for LNG cryogenic exergy recovery	ВЭР (отработанный газ)	8,3	2821	45,5	65,1	56,5	34	31,3	226,3	15,7	СПГ, R116, R227ea, отработанный газ	Закрытый цикл Ренкина	Высокие показатели удельной работы СПГ, хорошие показатели эффективности преобразования энергии	Сложная конструкция, невысокая эффективность

Продолжение табл. 5.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
6	Thermodynamic analysis and optimization of an ammonia-water power system with LNG as its heat sink	ВЭР (отработанный газ)	2,463	434	36,8	23,1	76,4	51,4	26	287,9	8,2	СПГ, водо-аммиачная смесь	Закрытый цикл Ренкина	Простая конструкция, отработанная технология	Низкая эффективность, низкие показатели преобразования энергии и низкая доля работы СПГ
7	Advanced exergetic analysis of a novel system for generating electricity	Сжигаемое топливо, ВЭР (отработанный газ)	65,03	217	82,6	74,9	92,8	73,1	43,1	137,4	1,37	СПГ, воздух, азот	Открытый цикл Брайтона, открытый и закрытый цикл Ренкина	Высокая эффективность, высокие показатели преобразования энергии и удельной работы	Сложная конструкция
8	Thermodynamic analysis of a Brayton cycle and Rankine cycle arranged in series exploiting the cold exergy of LNG	Сжигаемое топливо	0,03	2766	59,4	54,8	93,1	73,8	46,4	8,403	4,4	СПГ, водяной пар	Закрытый цикл Ренкина и Брайтона	Высокая эффективность, высокая мощность	Сложная конструкция, низкие показатели удельной работы СПГ

Продолжение табл. 5.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
9	Thermodynamic analysis of a transcritical CO2 power cycle driven by solar energy with LNG as its heat sink	Солнечный коллектор	0,13	9,1	8,6	10,1	69	44,3	7,2	5,776	1,0	СПГ, CO_2, водяной пар	Открытый цикл Ренкина	Подвод теплоты без сжигания топлива	Сложная конструкция, низкая эффективность, низкие показатели преобразования энергии, низкие показатели удельной работы СПГ
10	Thermodynamic analysis of an SOFC–GT–ORC integrated power system with LNG as heat sink	ВЭР	4,68	4310	67,2	97,3	91,3	70,6	56	725	1,7	СПГ, воздух, водяной пар	Цикл Брайтона с использованием ТОТЭ, закрытый цикл Ренкина	Самые высокие показатели эффективности преобразования энергии, высокая эффективность, высокие показатели удельной работы СПГ	Сложная конструкция, неотработанная технология производства, часть СПГ используется в качестве топлива
11	Thermodynamic analysis of direct expansion configurations for electricity production by LNG cold energy recovery	Теплота от внешних источников	1	164	16,7	24	61,2	37,8	14,3	163,9	4,66	СПГ	Газотурбинный цикл	СПГ является рабочим телом	Низкая эффективность, низкие показатели эффективности преобразования энергии

Продолжение табл. 5.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
12	Exergy analysis of a combined power cycle using low-grade heat source and LNG cold energy	Воздух	0,12	46,9	34,4	28,7	76,4	51,5	26,2	305,5	9,33	СПГ, водоаммиачная смесь	Открытый и закрытый циклы Ренкина	Высокие показатели удельной работы СПГ	Низкая эффектив-ность, низкие показатели эффективности преобразования энергии, малая мощность
13	A transcritical CO2 rankine cycle with LNG Cold Energy Utilization and Liquefaction of CO2 in gas turbine exhaust	Водяной пар	1	293	61,9	42	88	65,3	48,6	230	13,6	СПГ, CO_2	Закрытый цикл Ренкина	Высокие показатели удельной работы СПГ, высокая эффектив-ность	Низкие показатели эффективности преобразования энергии
14	Analysis of a combined cycle power plant integrated with an LNG gasification and power generation system	Сжигае-мое топливо	267,5	191.67	55	45,5	92,9	73,4	42,3	209	1,73	Воздух, СПГ	Газотурбинный цикл	Высокие показатели удельной работы СПГ, высокая мощность	Сложная структура

Окончание табл. 5.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
15	Novel Gas turbine cycle with integration of CO_2 recovery and LNG cryogenic exergy utilization	ВЭР (отрабо-танный газ)	100	148	28,7	31,8	45,6	73	23,6	219,9	9,39	Воздух, СПГ	Газотурбинный цикл	Высокая мощность	Низкая эффектив-ность, низкая эффективность преоб-разования энергии, часть СПГ сжигается как топливо

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Новиков И.И. Эффективный коэффициент полезного действия атомной энергетической установки // Атомная энергия. 1957. № 3. С. 409–412.

2. Curzon F.L., Ahlborn B. Efficiency of Carnot Engine at Maximum Power Output // American Journal of Physics. 1975. Vol. 43. P. 22–24.

3. Max-Motors: официальный сайт. URL: https://max-motors.ru (дата обращения: 01.06.2024).

4. Cool Pack: программное обеспечение. URL: https://coolpack.software.informer.com (дата обращения: 01.06.2024).

5. Григорьев В.А., Павлов Ю.М., Аметистов Е.В. Кипение криогенных жидкостей. М.: Энергия, 1977. 288 с.

6. Патент 2767405 Российская Федерация. Система заправки ракеты жидким кислородом / Угланов Д.А., Шиманова А.Б., Довгялло А.И. и др.; заявитель и патентообладатель Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева. № 2020125995; заявл. 30.07.2020; опубл. 31.01.2022, Бюл. № 4. 7 с.

7. Enagas: официальный сайт. URL: http://www.enagas.es (дата обращения: 14.12.2013).

8. Патент 2163699 Российская Федерация. Топливный баллон / Довгялло А.И., Лукачев С.В., Романов И.Г. и др.; заявитель и патентообладатель Самарский государственный аэрокосмический университет. № 99114577/06; заявл. 02.07.1999; опубл. 27.02.2001, Бюл. № 6. 4 с.

9. Патент 170011 Российская Федерация. Криогенный насос-газификатор / Довгялло А.И., Угланов Д.А., Цапкова А.Б. и др.; заявитель и патентообладатель Самарский национальный исследо-

вательский университет имени академика С.П. Королева. № 2016145710; заявл. 22.11.2016; опубл. 11.04.2017, Бюл. № 11. 5 с.

10. Цирлин А.М. Второй закон термодинамики и предельные возможности тепловых машин // Журнал технической физики. 1999. Вып. 1. С. 140–142.

11. Kumar S., Kwon H.-T., Lim W. et al. LNG: an eco-friendly cryogenic fuel for sustainable development // Applied Energy. 2011. Vol. 88. P. 4264–4273.

12. Romero Gomez M., Ferreiro Garcia R., Romero Gomez J., Carbia Carril J. Review of thermal cycles exploiting the exergy of liquefied natural gas in the regasification process // Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2014. Vol. 38. P. 781–795.

13. The "Twelfth Five-Year Plan" of energy science and technology // Liquefied natural gas online. 2011. December.

14. Chinese Petroleum Association. Liquefied natural gas technology manual. Taiwan: CPC Corporation, 1990.

15. Hou Y. The risk discussion of importing LNG pilot project in Guangdong // Energy of China. 2000. № 2. P. 27–31.

16. Development status of liquefied natural gas industry in China // Department of Energy and Power Engineering. 2010. № 4.

17. Новотельнов В.Н., Суслов А.Д., Полтараус В.Б. Криогенные машины. СПб.: Политехника, 1991. 335 с.

18. Архаров И.А., Благин Е.В., Довгялло А.И., Угланов Д.А. Низкотемпературные энергетические установки, использующие низкопотенциальную энергию СПГ. Самара: Самарский университет, 2021. 118 с.

19. Uglanov D.A., Blagin E.V., Dovgyallo A.I. About LNG Energy Utilization Efficiency Estimation // Procedia Engineering. 2016. Vol. 152. P. 209–218.

20. Xue F., Chen Y., Ju Y. A review of cryogenic power generation cycles with liquefied natural gas cold energy utilization // Frontiers in Energy. 2016. Vol. 10, № 3. P. 363–374.

21. La Rocca V. Cold recovery during regasification of LNG part one: cold utilization far from the gasification facility // Energy. 2010. Vol. 35, № 5. P. 2049–2058.

22. Hisazumi Y., Yamasaki Y., Sugiyama S. Proposal for a high efficiency LNG power-generation system utilizing waste heat from the combined cycle // Applied Energy. 1998. Vol. 60, № 3. P. 169–182.

23. Chen Y., Lundqvist P., Johansson A., Platell P. A comparative study of the carbon dioxide transcritical power cycle compared with an organic Rankine cycle with R123 as working fluid in waste heat recovery // Applied Thermal Engineering. 2006. Vol. 26, № 17–18. P. 2142–2147.

24. Mehrpooya M., Sharifzadeh M.M.M., Rosen M.A. Optimum design and exergy analysis of a novel cryogenic air separation process with LNG (liquefied natural gas) cold energy utilization // Energy. 2015. Vol. 90. P. 2047–2069.

25. Mehrpooya M., Kalhorzadeh M., Chahartaghi M. Investigation of novel integrated air separation processes, cold energy recovery of liquefied natural gas and carbon dioxide power cycle // Journal of Cleaner Production. 2016. Vol. 113. P. 411–425.

26. Kanbur B.B., Xiang L., Dubey S., Choo F.H., Duan F. Cold utilization systems of LNG: a review // Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2017. Vol. 79. P. 1171–1188.

27. Dispenza C., Dispenza G., La Rocca V., Panno G. Exergy recovery during LNG regasification: electric energy production – Part two // Applied Thermal Engineering. 2009. Vol. 29, № 2–3. P. 388–399.

28. Qiang W., Yanzhong L., Jiang W. Analysis of power cycle based on cold energy of liquefied natural gas and low-grade heat source // Applied Thermal Engineering. 2004. Vol. 24, № 4. P. 539–548.

29. Sun Z., Wang S., Xu F., He W. Multi-parameter optimization and fluid selection guidance of a two-stage organic Rankine cycle utilizing LNG cold energy and low grade heat // Energy Procedia. 2017. Vol. 142. P. 1222–1229.

30. Sun Z., Lai J., Wang S., Wang T. Thermodynamic optimization and comparative study of different ORC configurations utilizing the exergies of LNG and low grade heat of different temperatures // Energy. 2018. Vol. 147. P. 688–700.

31. Довгялло А.И., Угланов Д.А., Воротынцева К.Е., Архаров И.А. Об эффективности получения энергии за счет использования низкопотенциальной теплоты сжиженного природного газа при регазификации // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2020. № 5. С. 17–20.

32. Choi I.-H., Lee S., Seo Y., Chang D. Analysis and optimization of cascade Rankine cycle for liquefied natural gas cold energy recovery // Energy. 2013. Vol. 61. P. 179–195.

33. Liu Y., Guo K. A novel cryogenic power cycle for LNG cold energy recovery // Energy. 2011. Vol. 36, № 5. P. 2828–2833.

34. Tomkow Ł., Cholewinski M. Improvement of the LNG (liquid natural gas) regasification efficiency by utilizing the cold exergy with a coupled absorption – ORC (organic Rankine cycle) // Energy. 2015. Vol. 87. P. 645–653.

35. Shi X., Che D. Thermodynamic analysis of an LNG fuelled combined cycle power plant with waste heat recovery and utilization system // International Journal of Energy Research. 2007. Vol. 31, № 10. P. 975–998.

36. Тремкина О.В., Угланов Д.А., Карнаух В.В. Эксергетический метод оценки эффективности низкотемпературных энергетических установок, использующих низкопотенциальное тепло криопродукта // Вестник Международной академии холода. 2024. № 3. С. 18-24

37. Mehrpooya M., Sharifzadeh M., Zonouz M.J., Rosen M.A. Cost and economic potential analysis of a cascading power cycle with liquefied natural gas regasification // Energy Conversion and Management. 2018. Vol. 156. P. 68–83.

38. Querol E., Gonzalez-Regueral B., García-Torrent J., Ramos A. Available power generation cycles to be coupled with the liquid natural

gas (LNG) vaporization process in a Spanish LNG terminal // Applied Energy. 2011. Vol. 88, № 7. P. 2382–2390.

39. Zhang N., Lior N. A novel near-zero CO_2 emission thermal cycle with LNG cryogenic exergy utilization // Energy. 2006. Vol. 31, № 10–11. P. 1666–1679.

40. Shi X., Agnew B., Che D. Analysis of a combined cycle power plant integrated with a liquid natural gas gasification and power generation system // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy. 2011. Vol. 225, № 1. P. 1–11.

41. Lu T., Wang K. Analysis and optimization of a cascading power cycle with liquefied natural gas (LNG) cold energy recovery // Applied Thermal Engineering. 2009. Vol. 29, № 8–9. P. 1478–1484.

42. Angelino G., Invernizzi C.M. The role of real gas Brayton cycles for the use of liquid natural gas physical exergy // Applied Thermal Engineering. 2011. Vol. 31, № 5. P. 827–833.

43. Архаров А.М. Почему эксергетический вариант термодинамического анализа нерационален для исследования основных низкотемпературных систем // Холодильная техника. 2011. № 10. С. 8–12.

44. Gomez M.R., Gomez J.R., Lopez-Gonzalez L.M., Lopez-Ochoa L.M. Thermodynamic analysis of a novel power plant with LNG (liquefied natural gas) cold exergy exploitation and CO_2 capture // Energy. 2016. Vol. 105. P. 32–44.

45. Миронова В.А., Амелькин С.А., Цирлин А.М. Математические методы термодинамики при конечном времени. - М.: Химия, 2000.

46. Kalina A.I. Combined-cycle system with novel bottoming cycle // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 1984. Vol. 106, № 4. P. 737–742.

47. Wang J., Yan Z., Wang M., Dai Y. Thermodynamic analysis and optimization of an ammonia-water power system with LNG (liquefied natural gas) as its heat sink // Energy. 2013. Vol. 50. P. 513–522.

48. Shi X., Che D. A combined power cycle utilizing low-temperature waste heat and LNG cold energy // Energy Conversion and Management. 2009. Vol. 50, № 3. P. 567–575.

49. Wang H., Shi X., Che D. Thermodynamic optimization of the operating parameters for a combined power cycle utilizing low-temperature waste heat and LNG cold energy // Applied Thermal Engineering. 2013. Vol. 59, № 1–2. P. 490–497.

50. Мартыновский В.С. Циклы, схемы и характеристики термотрансформаторов. М.: Энергия, 1979. 288 с.

51. Арбеков А.Н., Бурцев С.А. Исследование цикла замкнутой газотурбинной тригенерационной установки последовательной схемы // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2012. № 3. С. 1–14.

52. Mehrpooya, M. Thermoeconomic analysis and optimization of a regenerative two-stage organic Rankine cycle coupled with liquefied natural gas and solar energy / M. Mehrpooya, M. Ashouri, A. Mohammadi // Energy. - 2017. - V. 126. - P. 899–914.

53. Shi X., Agnew B., Che D., Gao J. Performance enhancement of conventional combined cycle power plant by inlet air cooling, intercooling and LNG cold energy utilization // Applied Thermal Engineering. 2010. Vol. 30, № 14–15. P. 2003–2010.

54. Kaneko K., Ohtani K., Tsujikawa Y., Fujii S. Utilization of the cryogenic exergy of LNG by a mirror gas-turbine // Applied Energy. 2004. Vol. 79, № 4. P. 355–369.

55. Tsatsaronis G., Morosuk T. Advanced exergetic analysis of a novel system for generating electricity and vaporizing liquefied natural gas // Energy. 2010. Vol. 35, № 2. P. 820–829.

56. Morosuk T., Tsatsaronis G. Comparative evaluation of LNG-based cogeneration systems using advanced exergetic analysis // Energy. 2011. Vol. 36, № 6. P. 3771–3778.

57. Zhang G., Zheng J., Yang Y., Liu W. A novel LNG cryogenic energy utilization method for inlet air cooling to improve the

performance of combined cycle // Applied Energy. 2016. Vol. 179. P. 638–649.

58. Arsalis A., Alexandrou A. Thermoeconomic modeling and exergy analysis of a decentralized liquefied natural gas-fueled combined-cooling-heating-and-power plant // Journal of Natural Gas Science and Engineering. 2014. Vol. 21. P. 209–220.

59. Rao W.-J., Zhao L.-J., Liu C., Zhang M.-G. A combined cycle utilizing LNG and low-temperature solar energy // Applied Thermal Engineering. 2013. Vol. 60, № 1–2. P. 51–60.

60. Dong H., Zhao L., Zhang S., Wang A., Cai J. Using cryogenic exergy of liquefied natural gas for electricity production with the Stirling cycle // Energy. 2013. Vol. 63. P. 10–18.

61. Ильин В.А., Садовничий В.А., Сендов Бл.Х. Математический анализ / под ред. А.Н. Тихонова. 2-е изд., перераб. М.: Изд-во МГУ, 1985. 662 с.

62. Zhao L., Dong H., Tang J., Cai J. Cold energy utilization of liquefied natural gas for capturing carbon dioxide in the flue gas from the magnesite processing industry // Energy. 2016. Vol. 105. P. 45–56.

63. Ельчинов В.П. [и др.] Интенсификация теплообмена в холодных газификаторах жидких криопродуктов // Химическое и нефтяное машиностроение. 1995. № 9. С. 62–71.

64. Сармин Д.В. Разработка методик расчета, проектирования и испытания баллона с криогенной заправкой для бортовой дроссельной системы охлаждения: дис. ... канд. тех. наук: 05.07.07. Самара, 2013. 160 с.

65. Кафаров В.В. Основы массопередачи. М.: Высшая школа, 1979. 439 с.

66. Зинин А.В., Бычков Н.Г., Першин А.В., Авруцкий В.В., Смирнова Л.Л. Термоциклическая прочность жаропрочного сплава и кинетика накопления повреждений при наложении вибрационных нагрузок // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. 2017. № 2. С. 53–55.

67. Орлов В.Н. Внимание: газы. Криогенное топливо для авиации. М.: Моск. рабочий, 2001. 224 с.

68. Бирюк В.В., Лукачев С.В., Угланов Д.А., Цыбизов Ю.И. Газ в моторах. Самара: Самарский университет, 2021. 296 с.

69. Цой П.В. Методы расчёта задач тепломассопереноса. М.: Энергоатомиздат, 1984. 416 с.

70. Довгялло А.И., Угланов Д.А., Ашихмина Т.В. Оценка термоциклической прочности в топливном баллоне с криогенной заправкой // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. 2007. № 2. С. 83–86.

71. Филин Н.В., Буланов А.Б. Жидкостные криогенные системы: справочник. Ленинград: Машиностроение, Ленингр. отдние, 1985. 247 с.

72. Song Y., Wang J., Dai Y., Zhou E. Thermodynamic analysis of a transcritical CO_2 power cycle driven by solar energy with liquified natural gas as its heat sink // Applied Energy. 2012. Vol. 92. P. 194–203.

73. Morosuk T., Tsatsaronis G., Boyano A., Gantiva C. Advanced exergy-based analyses applied to a system including LNG regasification and electricity generation // International Journal of Energy and Environmental Engineering. 2012. Vol. 3, № 1. P. 1–9.

74. Довгялло А.И., Угланов Д.А., Некрасова С.О. Имитационные испытания баллона с криогенной заправкой для дроссельной системы охлаждения и ее сравнительные характеристики // Прикладная физика. 2013. № 4. С. 54–59.

75. Ашихмина Т.В., Сармин Д.В., Угланов Д.А. Использование емкости высокого давления с криогенной заправкой в качестве хранилища-регазификатора для автономных комплексов газоснабжения и железнодорожного транспорта // Вестник СГАУ. 2011. № 5 (29). С. 21–28.

76. Franco A., Casarosa C. Thermodynamic analysis of direct expansion configurations for electricity production by LNG cold energy recovery // Applied Thermal Engineering. 2015. Vol. 78. P. 649–657.

77. Александров А.А., Денисов О.Е., Золин А.В., Чугунков В.В. Охлаждение ракетного топлива стартовым оборудованием с применением жидкого азота // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2014. № 4. С. 24–29.

78. Гончаров Р.А., Чугунков В.В. Определение параметров и режимов работы стартового оборудования по охлаждению углеводородного горючего перед заправкой в бортовые баки ракеты-носителя // Известия высших учебных заведений. Машиностроение (спец. вып. «Работы студентов и молодых ученых МГТУ им. Н.Э. Баумана»). 2012. С. 34–38.

79. Александров А.А., Гончаров Р.А., Игрицкий В.А., Чугунков В.В. Методика выбора рациональных режимов охлаждения углеводородного горючего стартовым оборудованием перед заправкой топливных баков ракеты-носителя // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2011. № 1. С. 40–46.

80. Довгялло А.И., Сармин Д.В., Угланов Д.А. Предварительные исследования тепловых процессов в баллоне с криогенной заправкой бортовой дроссельной системы // Вестник СГАУ. 2011. № 3 (27), Ч. 4. С. 78–84.

81. Довгялло А.И., Угланов Д.А., Шиманова А.Б. Повышение эффективности криогенных систем стартовых ракетно-космических комплексов за счет использования низкотемпературной энергии криопродуктов // Насосы. Турбины. Системы. 2020. № 3 (36). С. 64–71.

82. Shimanova A.B., Uglanov D.A., Sarmin D.A., Shimanov A.A., Marakhova E.A. Increasing the Efficiency of the Cryogenic Fuel Storage System through the Use of a Universal Gas Cylinder // *2020 International Multi-Conference on Industrial Engineering and Modern Technologies (FarEastCon 2020)*. 2020. DOI: 10.1109/FarEastCon 50210.2020.9271412.

83. Каталог продукции АО «НИИМаш» [Электронный ресурс]. 2020. URL: https://www.niimashspace.ru/files/2020/Katalog-NII-Mash-2020_compressed.pdf (дата обращения: 20.06.2024).

84. Архаров А.М., Кунис И.Д. Криогенные системы стартовых ракетно-космических комплексов / под ред. И.В. Бармина. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. 252 с.

85. Проблемы и перспективы развития двигателестроения: сб. докл. Междунар. науч.-техн. конф., 23–25 июня 2021 г.: в 2 т. Т. 2. Самара: Изд-во Самар. ун-та, 2021. 372 с.

86. Uglanov D.A., Blagin E.V., Shimanov A.A., Dovgyallo A.I. Efficiency Criteria and Comparative Analysis of Combined Energy Plants Utilizing LNG Cold Energy // Procedia Engineering. 2016. Vol. 152. P. 219–225.

87. Angelino G. The Use of Liquid Natural Gas as Heat Sink for Power Cycles // Journal of Engineering for Power. 1978. Vol. 100. P. 169–177.

88. Архаров А.М., Кунис И.Д. Криогенные заправочные системы стартовых ракетно-космических комплексов: учеб. пособие. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2006. 252 с.

89. Zhang X. R., Yamaguchi H. Thermodynamic Analysis of a Transcritical CO2 Power Cycle Driven by Solar Energy with Liquefied Natural Gas as Its Heat Sink // Applied Energy. 2012. Vol. 93. P. 194–203.

90. Franco A., Casarosa C. Thermodynamic Analysis of Direct Expansion Configurations for Electricity Production by LNG Cold Energy Recovery // Frontiers in Energy. 2016. Vol. 78. P. 649–657.

91. Finn A. J., Johnson G. L., Tomlinson T. R. LNG Power Recovery // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy. 1994. Vol. 208, № 4. P. 3–12.

92. Shi X., Che D. A Combined Power Cycle Utilizing Low-Temperature Waste Heat and LNG Cold Energy // Energy Conversion and Management. 2009. Vol. 50, № 3. P. 567–575.

93. Zhang N., Lior N. Novel Gas Turbine Cycle with Integration of CO2 Recovery and LNG Cryogenic Exergy Utilization // ASME International Mechanical Engineering Congress & Exposition. 2002. Paper No. IMECE2002-39390.

94. Wang J., Yan Z., Wang M., et al. Thermodynamic Analysis and Optimization of a Two-Stage Organic Rankine Cycle for Liquefied Natural Gas Cryogenic Energy Recovery // International Journal of Mechanical and Production Engineering. 2016. Vol. 4, № 8. P. 778–787.

95. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. М.: Наука, 1972. 716 с.

96. Загорученко В.А., Журавлев А.М. Теплофизические свойства газообразного и жидкого метана. М.: Изд-во комитета стандартов, мер и измерительных приборов при Совете Министров СССР, 1969. 230 с.

97. Kim K. H., Ko H. J., Kim K. Thermodynamic Analysis of a Brayton Cycle and Rankine Cycle Arranged in Series Exploiting the Cold Exergy of LNG (Liquefied Natural Gas) // Energy. 2014. Vol. 66. P. 927–937.

98. Сафонов Л.П., Левачев А.Г. Газотурбинные установки. М.: Высш. шк., 1986. 151 с.

99. Малков М.П. (ред.). Справочник по физико-техническим основам криогеники. М.: Энергоатомиздат, 1985. 432 с.

100. Данилов Г.Н., Богданов С.Н., Иванов О.П. Теплообменные аппараты холодильных установок / под общ. ред. Г.Н. Даниловой. Л.: Машиностроение, 1986. 303 с.

101. ПАО «Криогенмаш» [Электронный ресурс]. URL: www.cryogenmash.ru (дата обращения: 15.04.2023).

102. Кириллин В.А., Сычев В.В., Шейндлин А.Е. Техническая термодинамика. М.: Энергоатомиздат, 1983. 416 с.

103. Uglanov D.A., Dovgyallo A. I., Nekrasova S.O., Novikov A.V. Regasification of the Cryogenic Working Substance in Tanks Using Cryogenic Generators Due to Its Use of Cold Energy // Energy Procedia. 2016. Vol. 100. P. 501–511.

104. Bisio G., Tagliafico L.; On the Recovery of LNG Physical Energy // Collection of Technical Papers. 35th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference and Exhibit (IECEC). 2000. Vol. 1. P. 309-317.

105. Morosuk T., Tsatsaronis G. Advanced Exergetic Analysis of a Novel System for Generating Electricity // Energy. 2010. Vol. 35, № 2. P. 820-829.

106. Yan, Z. Thermodynamic analysis of an SOFC–GT–ORC integrated power system with liquefied natural gas as heat sink / Z. Yan, P. Zhao, J. Wang, Y. Dai // International Journal of Hydrogen Energy. 2013. V. 38. P. 3352–3363.

107. Kyung C. K.; Jong M. H.; Kyoung H. K./ Exergy Analysis of a Combined Power Cycle Using Low-Grade Heat Source and LNG Cold Energy // International Journal of Exergy. 2015. Vol. 17, № 3. P. 374-400.

108. Lin, W., Huang, M., He, H., and Gu, A. Transcritical CO2 Rankine Cycle with LNG Cold Energy Utilization and Liquefaction of CO2 in Gas Turbine Exhaust // Journal of Energy Resources Technology. 2009. Vol. 131, № 4. Paper No. 042201.

109. Shi, X. Analysis of a combined cycle power plant integrated with a liquid natural gas gasification and power generation system / X. Shi, B. Agnew, D. Che // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy. 2009. V. 225. P. 1–11.

110. Hirakawa S., Kosugi K. Utilization of LNG Cold Energy // International Journal of Refrigeration. 1981. Vol. 4, № 1. P. 7–21.

111. Тремкина О.В., Архаров И.А., Довгялло А.И., Угланов Д.А. Оценка показателей эффективности схемных решений установок когенерации на базе ГТУ при использовании СПГ в качестве топлива // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2018. № 1. С. 25–30.

112. Алексеев Г.Н. Основы теории энергетических установок подводных подвижных аппаратов. М.: Наука, 1974. 287 с.

113. Зысин Л.В. Парогазовые и газотурбинные тепловые электростанции: учеб. пособие. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2010. 368 с.

114. Угланов Д.А. Энергоэффективные системы преобразования низкопотенциальной энергии криопродуктов: дис. … д-ра техн. наук: 05.04.03. СПб., 2022. 688 с.

115. Арбеков А.Н., Бурцев С.А. Исследование цикла замкнутой газотурбинной тригенерационной установки последовательной схемы // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2012. № 3. С. 1–14.

116. Тремкина О.В. Совершенствование метода определения характеристик низкотемпературных энергоустановок летательных аппаратов: дис. … канд. техн. наук: защищена 08.12.2023. Самара: Самарский национальный исследовательский университет им. акад. С.П. Королёва, 2023. 178 с.

117. Угланов Д.А., Тремкина О.В., Шихалев В.И., Угланов С.Д., Шиманов А.А. Программа для определения эффективности цикла Ренкина при условии получения минимальной мощности применительно к низкотемпературным энергетическим установкам, использующим криопродукт в качестве рабочего тела: программа для ЭВМ № 2023617605, зарегистрирована 11.04.2023.

118. Embarcadero Delphi [Электронный ресурс]. 2023. URL: https://www.embarcadero.com/ru/products/delphi (дата обращения: 10.02.2021).

119. Python [Электронный ресурс]. URL: https://www.python.org (дата обращения: 14.03.2021).

120. International Energy Agency. World Energy Outlook 2012. Paris: IEA, 2012.

121. ГОСТ 14249-80. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. М.: ИПК Изд-во стандартов, 1980. 64 с.

122. ГОСТ 25859-83. Сосуды и аппараты стальные. Нормы и методы расчета на прочность при малоцикловых нагрузках. М.: ИПК Изд-во стандартов, 1985. 36 с.

123. Lu Y., Yang H., Ma C. Study on a Cascade Utilization of Liquid Natural Gas (LNG) Cold Energy for Power Generation //

Proceedings of the 14th International Heat Transfer Conference (IHTC14). Washington, DC, USA, 8–13 August 2010. P. 1–6.

124. Sadreddini, A. Thermodynamic analysis of a new cascade ORC and transcritical CO2 cycle to recover energy from medium temperature heat source and liquefied natural gas / A. Sadreddini, M. Ashjari, M. Fani, A. Mohammadi // Energy Conversion and Management. 2018. V. 167. P. 9–20.

125. Shi X., Agnew B., Che D., Gao J. Performance Enhancement of Conventional Combined Cycle Power Plant by Inlet Air Cooling, Inter-Cooling and LNG Cold Energy Utilization // Applied Thermal Engineering. 2010. Vol. 30, № 14–15. P. 2003–2010.

126. Bai F., Zhang Z. Integration of Low-Level Waste Heat Recovery and Liquefied Natural Gas Cold Energy Utilization // Chinese Journal of Chemical Engineering. 2008. Vol. 16, № 1. P. 95–99.

127. Otsuka T. Evolution of an LNG Terminal: Senboku Terminal of Osakagas // International Gas Union World Gas Conference Papers. 2006. Vol. 5. P. 2617–2630.

128. Hisazumi Y., Yamasaki Y., Sugiyama S. Proposal for a High Efficiency LNG Power-Generation System Utilizing Waste Heat from the Combined Cycle // Applied Energy. 1998. Vol. 60, № 3. P. 169–182.

129. Morosuk T., Tsatsaronis G., Boyano A., Gantiva C. Advanced Exergy-Based Analyses Applied to a System Including LNG Regasification and Electricity Generation // International Journal of Energy and Environmental Engineering. 2012. Vol. 3, № 1. P. 1–9.

130. Архаров И.А., Воротынцева К.Е., Довгялло А.И., Угланов Д.А. Эффективность цикла Ренкина при условии получения максимальной мощности применительно к низкотемпературной энергетической установке, использующей криопродукт как рабочее тело // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2020. № 6. С. 3–6.

131. Zhang N., Lior N., Liu M., Han W. COOLCEP (Cool Clean Efficient Power): A Novel CO2-Capturing Oxy-Fuel Power System

with LNG (Liquefied Natural Gas) Coldness Energy Utilization // Energy. 2010. Vol. 35. P. 1200–1210.

132. Ануров С.А. Криогенные технологии разделения газов: монография. М.: АР-Консалт, 2017. 232 с.

133. Угланов Д.А., Филинова А.С. Выбор оптимального способа накопления и хранения электроэнергии // Проблемы и перспективы развития двигателестроения: сб. докл. Междунар. науч.-техн. конф., 23–25 июня 2021 г.: в 2 т. Т. 2. Самара: Изд-во Самар. ун-та, 2021. С. 223–224.

134. Zhang L. Effectiveness-NTU Methods for Heat and Mass Transfer Processes // Conjugate Heat and Mass Transfer in Heat Mass Exchanger Ducts. 2013. P. 309–334.

135. Ebrahimi M., Carriveau R., Ting D., McGillis A. Conventional and Advanced Exergy Analysis of a Grid Connected Underwater Compressed Air Energy Storage Facility // Applied Energy. 2019. Vol. 242. P. 1198–1208.

136. Бродянский В.М., Семенов А.М. Термодинамические основы криогенной техники. М.: Энергия, 1980. 448 с.

137. Бараненко А.В., Бухарин Н.Н., Пекарев В.И., Тимофеевский Л.С. Холодильные машины / под общ. ред. Л.С. Тимофеевского. СПб.: Политехника, 2006. 944 с.

138. Боярский М.Ю., Грачев А.Б., Калинин Н.В. [и др.]. Автономные криорефрижераторы малой мощности / под ред. В. М. Бродянского. М.: Энергоатомиздат, 1984. 208 с.

139. Отчет о научно-исследовательской, опытно-конструкторской и технологической работе по теме: «Исследование рабочих процессов криогенных систем накопления энергии и разработка способов повышения их эффективности» (Этап 1. Промежуточный) / рук. А.И. Довгялло; исполн. Д.А. Угланов [и др.]. Самара, 2024. 330 с.

140. Криогенмаш: Каталог продукции. М.: Криогенмаш. 66 с.

141. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1977. 344 с.

142. Орлов В.Н., Шахматов Е.В., Иванов А.И., Косицын И.П., Букин В.А., Гимадиев А.Г. Системы топливопитания и регулирования авиационных ГТД на криогенном топливе [Электронный ресурс]: электрон. учеб. пособие. Самара: Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С.П. Королёва, 2013. 1 эл. опт. диск (CD-ROM).

Научное издание

Архаров Иван Алексеевич,
Довгялло Александр Иванович,
Угланов Дмитрий Александрович

НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ

МОНОГРАФИЯ

В двух частях

Часть 1

Редакционно-издательская обработка
издательства Самарского университета

Подписано в печать 17.10.2025. Формат 60x84 1/16.
Бумага офсетная. Печ. л. 12,75.
Тираж 50 экз. Заказ № .

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА»
(САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)
443086, Самара, Московское шоссе, 34.

Издательство Самарского университета.
443086, Самара, Московское шоссе, 34.