

Транскритический тепловой насос на CO₂ в системе топливоподготовки морских судов с двухтопливными энергетическими установками

Литературный обзор

Транскритический тепловой насос на CO₂ в системе топливоподготовки морских судов с двухтопливными энергетическими установками

2025

Аннотация

Переход морского транспорта к альтернативным видам топлива сопровождается необходимостью одновременно повышать энергетическую эффективность судовых установок, сокращать выбросы и обеспечивать безопасную топливоподготовку. В обзоре рассмотрена возможность применения транскритического теплового насоса на CO₂ в системах морских судов с двухтопливными энергетическими установками. Анализ охватывает источники низко- и высокопотенциальной теплоты, морскую и прибрежную воду, теплоту охлаждающей жидкости и выхлопных газов, а также потребителей теплоты в топливной системе. Сопоставлены прямые исследования CO₂-тепловых насосов для малых морских применений с инженерными аналогами: судовыми органическими циклами Ренкина, системами повторного сжижения, комбинированными CO₂-циклами и многофункциональными установками утилизации теплоты. Показано, что потенциальный эффект определяется не только коэффициентом преобразования теплоты, но и режимом нагрузки, доступностью источника, противодавлением выхлопных газов, стоимостью оборудования, массогабаритными ограничениями и требованиями к управлению. Прямые экспериментальные данные для связки «транскритический CO₂-тепловой насос — топливоподготовка — двухтопливный морской двигатель» ограничены. Поэтому расчётные показатели инженерных аналогов следует рассматривать как ориентиры, а не как подтверждённые характеристики целевой судовой системы.

Ключевые слова: транскритический цикл, CO₂, R744, тепловой насос, топливоподготовка, двухтопливный двигатель, морское судно, утилизация отходящего тепла, технико-экономический анализ.

Актуальность и границы обзора

Декарбонизация судоходства требует сочетания альтернативных топлив, совершенствования энергетических установок и снижения потерь на всех стадиях преобразования энергии. В числе рассматриваемых направлений находятся водород, аммиак, метанол,

биотоплива, топливные элементы и усовершенствованные двигатели внутреннего сгорания. Для достижения долгосрочных целей Международной морской организации одно-временная замена топлива и повышение эффективности силовой установки рассматриваются как взаимодополняющие задачи, а не как независимые варианты развития судоходства [1].

Ужесточение экологических требований поддерживает спрос на альтернативные судовые топлива, однако их внедрение зависит от всей цепочки поставок, условий хранения, регазификации или испарения, подготовки к подаче в двигатель и доступности инфраструктуры. Поэтому топливоподготовка должна рассматриваться как часть интегрированной энергетической системы судна. Для двухтопливной установки это особенно важно: тепловые и электрические нагрузки изменяются при переходе между газовым и жидким топливом, а требования к управлению и безопасности не сводятся к поддержанию заданной температуры топлива [2].

Исходная инженерная проблема связана с тем, что существенная часть энергии топлива не превращается непосредственно в полезную механическую работу. Для двигателей внутреннего сгорания в литературе приводится ориентир около 35% эффективного преобразования энергии топлива, тогда как значительная доля оставшейся энергии рассеивается с отходящим теплом; для современных дизельных двигателей потери в форме тепла могут составлять примерно 50% энергии топлива [3][4]. Отсюда возникает возможность использовать часть теплового потенциала для топливоподготовки, одновременно уменьшая потребность в самостоятельных нагревателях и повышая совокупную эффективность установки.

Настоящий обзор ограничен транскритическими тепловыми насосами на CO₂, источниками теплоты на борту и в морской среде, потребителями теплоты в топливной системе и сопутствующими энергетическими и экономическими эффектами. Морская или прибрежная вода, теплота охлаждающей жидкости двигателя и теплота выхлопных газов рассматриваются как разные источники с различными температурными уровнями, режимами доступности, рисками загрязнения и требованиями к теплообменникам. Работы по другим циклам используются только как инженерные аналоги, позволяющие оценить переносимые принципы интеграции и ограничения.

Для стационарного контрольного объёма общий энергетический баланс интегрированной системы может быть записан в виде

$$\dot{Q}_{\text{source}} + \dot{W}_{\text{comp}} = \dot{Q}_{\text{use}} + \dot{Q}_{\text{loss}}, \quad (1)$$

где $\dot{Q}_{\text{source}}$ — теплота, отбираемая от источника, $\dot{W}_{\text{comp}}$ — мощность компрессора, $\dot{Q}_{\text{use}}$ — теплота, переданная топливной системе, а $\dot{Q}_{\text{loss}}$ — суммарные тепловые потери. Граница анализа включает тепловой насос, первичный и вторичный теплообменные контуры, потребитель теплоты и необходимые насосно-компрессорные агрегаты, но не предполагает автоматического включения всей энергетической установки в один расчётный контур.

Ключевые понятия и постановка инженерной задачи

Транскритический цикл R744 использует CO₂ в качестве рабочего тела при условиях, когда теплоотдача на стороне высокого давления происходит выше критической точки, а испарение на стороне низкого давления может протекать в докритической области. В отличие от обычного субкритического парокompрессионного цикла, здесь отсутствует традиционный конденсатор с изотермической конденсацией. Тепло передаётся в газохладателе, а эффективность цикла существенно зависит от профиля температур на стороне CO₂ и потребителя.

Для водонагревательных систем в обзорах применяется деление на низкотемпературные и высокотемпературные установки: к низкотемпературным относят системы с температурой подачи ниже 80 °С, а к высокотемпературным — системы с температурой подачи выше 80 °С [5]. Для морской топливоподготовки такая граница является не универсальным нормативным порогом, а удобным классификационным ориентиром. Конкретный уровень температуры определяется свойствами топлива, схемой хранения и требованиями двигателя.

Экологическое преимущество R744 связано с природным происхождением рабочего тела: для CO₂ указывается нулевой потенциал разрушения озонового слоя и потенциал глобального потепления, равный единице. Это делает CO₂ привлекательной альтернативой рабочим телам на основе CFC и HCFC в соответствующих применениях [6][5]. Однако экологическое преимущество рабочего тела не означает автоматического превосходства всей системы: необходимо учитывать энергопотребление компрессора, материалы, утечки, срок службы и способ производства электроэнергии.

Морская или прибрежная вода может выполнять функцию низкопотенциального источника теплоты. Для рассмотренного морского применения температура воды около 8–12 °С описывается как относительно стабильная и сопоставимая по роли с грунтовым контуром геотермальной системы [6]. Такой источник нельзя смешивать с теплотой двигателя: вода характеризуется внешней температурной стабильностью, тогда как охлаждающая жидкость и выхлопные газы зависят от нагрузки, режима топлива, состояния двигателя и работы систем охлаждения.

Возможная структура задачи включает три тепловых уровня. Морская вода может подавать низкопотенциальную теплоту в испаритель; охлаждающая жидкость двигателя может выступать более тёплым источником или промежуточным контуром; выхлопные газы обеспечивают более высокую температуру, но сопряжены с риском дополнительного противодавления и ограничениями по температуре материалов. Потребителем может быть топливо, требующее нагрева, испарения, стабилизации температуры или подготовки к дозированной подаче в двигатель.

Коэффициент преобразования теплоты теплового насоса определяется отношением полезной теплоты к подведённой мощности:

$$COP_H = \frac{\dot{Q}_{use}}{\dot{W}_{comp} + \dot{W}_{aux}}, \quad (2)$$

где $\dot{W}_{aux}$ включает мощность насосов, вентиляторов и вспомогательных устройств. Для интегрированной судовой системы более информативен не изолированный COP, а прирост полезной энергии с учётом того, откуда поступает теплота и какие нагрузки возникают в двигателе.

Тепловой баланс вторичного контура может быть представлен зависимостью

$$\dot{Q}_{use} = \dot{m}_f c_{p,f} (T_{f,out} - T_{f,in}), \quad (3)$$

где $\dot{m}_f$ — массовый расход топлива, $c_{p,f}$ — его удельная теплоёмкость, а $T_{f,in}$ и $T_{f,out}$ — температуры до и после тепловой подготовки. При фазовом переходе к этому выражению добавляется скрытая теплота испарения; её конкретное значение в используемом корпусе источников для целевой конфигурации не установлено.

Эксергетическая эффективность позволяет учитывать не только количество теплоты, но и её качество:

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{\dot{E}_{\text{use}}}{\dot{E}_{\text{in}}}, \quad (4)$$

где $\dot{E}_{\text{use}}$ — полезный поток эксергии, переданный потребителю, а $\dot{E}_{\text{in}}$ — эксергия, затраченная на работу системы. Для теплообменников с морской водой применялись модели, основанные на эффективности теплообмена и передаче эксергии, однако их перенос на транскритический CO₂-тепловой насос, встроенный в топливоподготовку двухтопливного судна, требует отдельной проверки [7].

Главными ограничениями цикла являются температурное скольжение, эффект точки пережима, высокая чувствительность теплоёмкости CO₂ к температуре и давлению, а также требования к компрессору и теплообменникам [5]. Для современных поршневых CO₂-компрессоров в обзорах указываются ограничения порядка 140 °C по температуре нагнетания и 140 бар по давлению; другие типы компрессоров сталкиваются с собственными ограничениями по эффективности или утечкам [5]. Поэтому критерии применимости должны включать не только достижение заданной температуры топлива, но и допустимые давление, температуру нагнетания, тепловой напор, механическую прочность и ресурс оборудования.

Ландшафт исследований: прямые работы и инженерные аналоги

Наиболее близкий к целевой задаче слой исследований связан с применением транскритического CO₂-цикла в малых морских системах. В таких работах морской или прибрежный контур рассматривается как адаптация традиционного грунтового источника теплоты, а аналитические расчёты посвящены извлечению теплоты из морской воды [6]. Это подтверждает физическую реализуемость принципа «морская вода — CO₂-цикл — нагреваемый поток», но не является экспериментальным доказательством работы насоса в системе топливоподготовки крупного судна с двухтопливным двигателем.

Второй слой образуют исследования судовых систем утилизации теплоты. Обзоры органического цикла Ренкина систематизируют типы судов, источники теплоты, архитектуры циклов, рабочие тела, компоненты и стратегии управления [8]. Более новые расчёты рассматривают совместное использование высоко- и низкотемпературной теплоты главного дизельного двигателя [9]. Эти результаты важны для постановки задачи распределения тепловых потоков, но рабочее тело, термодинамическая структура и потребитель теплоты в ORC отличаются от транскритического теплового насоса на CO₂.

Третий слой представлен CO₂-системами, в которых теплота выхлопных газов используется для получения холода или привода компрессоров. В комбинированной схеме сверхкритического энергетического и транскритического холодильного циклов мощность расширителя CO₂-цикла используется для привода компрессоров, а теплота выхлопа — для охлаждения [10]. Переносимым принципом здесь является каскадное использование энергии, но направление полезного эффекта и температурные уровни отличаются от задачи нагрева топлива.

Четвёртая группа охватывает системы повторного сжижения отпарного газа на судах, работающих на СПГ. В них применяются холодовая энергия СПГ и обратный цикл Брайтона на азоте; конфигурации интегрируются с подачей топливного газа и оптимизируются генетическими алгоритмами [11]. Такие системы демонстрируют ценность интеграции тепловых потоков с топливной системой, но использование холода СПГ не следует отождествлять с использованием морской воды или теплоты двигателя в CO₂-тепловом насосе.

Отдельные судовые аналоги показывают, что утилизация теплоты может обслуживать несколько потребителей одновременно. Для дизельной энергетической установки под-

водной лодки предложена система, совмещающая опреснение, охлаждение и кондиционирование за счёт теплоты выхлопных газов и охлаждающей воды; модель использовала фактические теплофизические параметры выхлопа [12]. Это поддерживает идею многофункциональной интеграции, однако не даёт прямых данных о совместимости CO₂-теплого насоса с конкретной схемой топливоподготовки.

Сравнительная матрица направлений исследований и их близости к целевой задаче

Объект	Источник теплоты или энергии	Потребитель	Степень интеграции	Метод оценки	Близость к целевой задаче
CO ₂ -тепловой насос для морского применения	Морская или прибрежная вода	Нагрев воды	Морской контур источника	Аналитический расчёт	Прямая физическая аналогия
Судовой ORC	Выхлопные газы и охлаждающая жидкость	Электрическая или механическая мощность	Интеграция с двигателем	Обзор, моделирование, расчётные циклы	Инженерный аналог
CO ₂ -энергетический и холодильный циклы	Теплота выхлопных газов	Холод и привод компрессоров	Комбинированная система	Термодинамическое моделирование	Аналог каскадной утилизации
Повторное сжижение отпарного газа	Холод СПГ, обратный цикл Брайтона	Топливный газ и СПГ-контур	Интеграция с топливоподачей	ЗЕ-анализ и оптимизация	Аналог топливной интеграции
Многофункциональная судовая установка	Выхлопные газы и охлаждающая вода	Опреснение, охлаждение, кондиционирование	Многопотребительская схема	Математическая модель	Аналог распределения теплоты

Таким образом, прямые работы формируют узкий слой, связанный главным образом с морским источником теплоты и CO₂-циклом. Более широкий массив аналогов хорошо описывает отдельные компоненты и принципы интеграции, но не подтверждает целиком работу системы «двухтопливный двигатель — источник теплоты — транскритический CO₂-тепловой насос — топливоподготовка». Это различие должно сохраняться при интерпретации всех последующих энергетических и экономических показателей.

Методы моделирования, расчёта и оценки доказательств

В литературе применяются несколько взаимодополняющих уровней анализа. Стационарные термодинамические модели позволяют определить массовые расходы, температуры, давления, СОР и энергетические балансы в заданной рабочей точке. Они удобны для первичного сравнения архитектур, но плохо отражают изменение нагрузки двигателя, переход между газовым и жидким топливом и переменную доступность теплоты выхлопа.

Динамические модели расширяют анализ за счёт инерционности теплообменников, компрессора, насосов и двигателя. Для транскритического CO₂-теплого насоса показано, что уменьшение массового расхода воды повышает температуру воды на выходе, тогда

как уменьшение массового расхода CO_2 повышает температуры на входе и выходе компрессора, а также температуру воды на выходе [13]. Следовательно, управление расходами должно одновременно учитывать полезную температуру топлива и ограничения компрессора.

Для согласования тепловых потоков может использоваться минимальная температурная разность в теплообменнике:

$$\Delta T_{\min} = \min_z [T_{\text{CO}_2}(z) - T_{\text{sec}}(z)], \quad (5)$$

где z — координата теплообменника, T_{CO_2} — локальная температура CO_2 , а T_{sec} — локальная температура вторичного потока. Слишком малая $\Delta T_{\min}$ повышает площадь теплообмена и капитальные затраты; слишком большая разность увеличивает необратимость и снижает эксергетическую эффективность.

Эксергетический анализ позволяет локализовать узлы, в которых теряется наибольшая доля полезности энергии. В исследованиях транскритических CO_2 -систем компрессор часто относится к наиболее значимым источникам предотвратимого разрушения эксергии, тогда как оптимизация эффективности компонентов и уменьшение температурных разностей в точках пережима могут заметно улучшать показатели системы [14]. При этом эксергетические результаты холодильных систем нельзя напрямую приписывать тепловому насосу для топлива: различаются назначение, температурные уровни и критерии полезного продукта.

CFD-модели применяются для анализа локальных полей температуры, давления и скорости в теплообменниках, эжекторах и других компонентах. Для CO_2 -эжекторов разработаны автоматизированные алгоритмы, в которых CFD-данные используются для обучения гауссовской регрессии, прогнозирующей эффективность, расходы, равномерность потока и генерацию энтропии [15]. Такой подход может ускорить построение карт характеристик, но его надёжность зависит от диапазона исходных геометрий и режимов, а сама модель не заменяет экспериментальную валидацию.

Судовая интеграция требует отдельного моделирования двигателя и системы управления. Модель GT-ISE™ объединяет термодинамику и функции управления морского двухтопливного двигателя, описывает установившиеся и переходные режимы, а также переходы с газа на дизельное топливо и обратно [16]. Согласование такой модели с тепловым насосом необходимо для проверки того, что отбор теплоты не нарушает работу двигателя и не вызывает недопустимого противодействия.

Для судового энергетического контура общий баланс полезной мощности может быть представлен как

$$\dot{W}_{\text{net}} = \dot{W}_{\text{engine}} + \dot{W}_{\text{rec}} - \dot{W}_{\text{comp}} - \dot{W}_{\text{pump}} - \dot{W}_{\text{pen}}, \quad (6)$$

где $\dot{W}_{\text{rec}}$ — возвращённая мощность от рекуперационной системы, $\dot{W}_{\text{pen}}$ — потери, включая влияние противодействия выхлопа. Эта запись подчёркивает, что полезная теплота не является бесплатной: её получение может сопровождаться дополнительной мощностью компрессора и ухудшением работы двигателя.

Методы оптимизации включают параметрические расчёты, Aspen HYSYS, генетические алгоритмы и многокритериальные процедуры. Для судовых систем, объединяющих холод СПГ и теплоту выхлопных газов, применялась связка Aspen HYSYS и генетического алгоритма [17]. Такой метод способен одновременно учитывать несколько критериев, однако результат зависит от заданных цен топлива, режима эксплуатации, стоимости оборудования и ограничений пространства.

Сопоставление методов оценки

Метод	Основной результат	Сильная сторона	Ограничение
Стационарная термодинамическая модель	Баланс энергии, COP, температуры, давления	Быстрое сравнение архитектур	Не описывает переходные режимы
Эксергетический анализ	Разрушение эксергии и качество теплоты	Поиск узлов для улучшения	Зависимость от выбора границ системы
CFD	Локальные поля и характеристики компонентов	Анализ геометрии и неравномерности потоков	Высокая вычислительная стоимость и необходимость валидации
Динамическая модель	Переходные режимы и управление	Оценка реакции на изменение нагрузки и топлива	Большое число параметров и допущений
Технико-экономическая модель	CAPEX, OPEX, стоимость энергии, NPV	Сопоставление вариантов внедрения	Чувствительность к ценам и сроку эксплуатации

Важным методологическим требованием является разделение уровней доказательности. Эксперимент теплообменника подтверждает характеристики конкретного теплообменника, а не всей судовой системы. Расчётный результат для ORC показывает потенциал утилизации теплоты двигателя, но не подтверждает COP CO₂-теплового насоса. Только совместная валидация компонентов, переходной модели, управления и судовой схемы может обеспечить прямое доказательство применимости целевой конфигурации.

Синтез результатов и сравнительный анализ экономического эффекта

Экономическая ценность транскритического CO₂-теплового насоса определяется не одним COP. Высокий COP будет недостаточен, если источник теплоты доступен только при полной нагрузке, компрессор требует значительной мощности, теплообменники занимают дефицитное судовое пространство или отбор теплоты увеличивает противодавление выхлопных газов. Поэтому сравнение должно включать капитальные затраты, эксплуатационные затраты, стоимость электроэнергии или теплоты, экономию топлива, срок окупаемости и дисконтированные денежные потоки.

Прямые данные для целевой конфигурации. В сохранённой доказательной базе нет численных данных о CAPEX, O&M, годовой экономии, стоимости полезной теплоты или сроке окупаемости именно для связки «транскритический CO₂-тепловой насос — топливоподготовка — двухтопливный морской двигатель». Поэтому для этой конфигурации нельзя добросовестно указать сопоставимый диапазон затрат или окупаемости. Имеющиеся прямые работы о CO₂-тепловом насосе для малых морских применений подтверждают физическую аналогию использования морской или прибрежной воды как источника теплоты, но не содержат подтверждённой технико-экономической оценки крупного двухтопливного судна [6]. Следовательно, значения «не установлено» в сравнении ниже являются результатом ограничения прямой литературы, а не нулевой стоимостью или отсутствием экономического эффекта.

Технико-экономические ориентиры близких судовых систем. Инженерные аналогии позволяют сопоставить порядок показателей и состав экономической модели, но не

заменяют прямых результатов для R744-теплового насоса. Для судового ORC расчётное повышение энергетической эффективности при комплексном использовании вторичных источников составляет 13,5–21% в диапазоне нагрузки от 100 до 25% номинальной; по испытательным циклам приводится средний прирост 8–15% против 3–6,5% для отдельных источников [9]. Эти значения относятся к ORC и должны маркироваться как ориентиры инженерного аналога, а не как ожидаемый результат CO₂-теплового насоса в топливной системе.

Для судовых ORC также приводится расчётная экономия топлива 10–15%, но экономическая целесообразность бортового применения в целом оценивается как не доказанная, а интеграция остаётся существенной проблемой [8]. Этот показатель нельзя складывать с диапазоном прироста энергетической эффективности или трактовать как дополнительную экономию: это разные метрики, полученные в разных рамках анализа. В данном обзоре 10–15% следует читать только как опубликованный расчётный ориентир ORC.

В отдельных судовых расчётах экономический эффект оказывается чувствительным к архитектуре системы. Для контейнеровоза на СПГ вместимостью 9200 TEU двухуровневый параллельный ORC рассматривался как замена исходной системы утилизации теплоты; расчётные первоначальные затраты составили 34,41 млн долларов США, стоимость электроэнергии — 0,129 долл./кВт·ч, а срок окупаемости — 7,37 года [17]. В отличие от процентных показателей ORC, это абсолютный ориентир конкретного проекта: он одновременно характеризует выбранную архитектуру, масштаб судна и набор ценовых и эксплуатационных допущений. Его нельзя использовать как оценку CAPEX или PBP теплового CO₂-теплового насоса; допустимо лишь сопоставлять с ним будущий расчёт при одинаковых границах системы и раскрытых финансовых предпосылках.

В системах повторного сжижения отпарного газа конфигурация с использованием холодной энергии СПГ снизила по сравнению с существующими системами удельное энергопотребление на 78,6% и общие годовые затраты на 69,2%, а эксергетический КПД повысила на 68,2%; для сравниваемых систем указывались исходные значения эксергетического КПД 19,6% и 24,9% [11]. Эти результаты демонстрируют ценность правильного выбора источника энергии и интеграции потоков, но не дают оснований утверждать аналогичный эффект для морской воды или теплоты двигателя в R744-тепловом насосе. Кроме того, относительное снижение затрат в этой работе не является абсолютным OPEX или сроком окупаемости и потому не может быть напрямую сопоставлено с 34,41 млн долларов США или 7,37 года из ORC-расчёта.

Годовой экономический эффект может быть представлен как разность денежных выгод и дополнительных расходов:

$$B_{\text{ann}} = S_{\text{fuel}} + R_{\text{heat}} + R_{\text{power}} - C_{\text{O\&M}} - C_{\text{aux}}, \quad (7)$$

где S_{fuel} — экономия затрат на топливо, R_{heat} — стоимость замещённой теплоты, R_{power} — стоимость дополнительной электроэнергии или мощности, $C_{\text{O\&M}}$ — эксплуатационные затраты, а C_{aux} — стоимость вспомогательной энергии. Для судовой системы важно не считать R_{heat} и S_{fuel} автоматически независимыми выгодами: если полезная теплота только заменяет часть уже имеющейся утилизации или нагревателя, должна учитываться именно предотвращённая стоимость, а не вся переданная теплота.

При дисконтировании денежный поток в году t задаётся выражением

$$DCF_t = \frac{B_t}{(1+r)^t}, \quad (8)$$

где B_t — чистый денежный поток в году t , а r — ставка дисконтирования. Чистая приведённая стоимость определяется как

$$NPV = -C_0 + \sum_{t=1}^N \frac{B_t}{(1+r)^t}, \quad (9)$$

где C_0 — первоначальные капитальные затраты, а N — расчётный срок эксплуатации. Использование NPV позволяет учитывать налоги, проценты, амортизацию и оценку капитальных затрат снизу вверх [18].

Простой срок окупаемости может быть записан как

$$PBP = \frac{C_0}{B_{\text{ann}}}, \quad (10)$$

однако он не учитывает дисконтирование, неравномерность нагрузки и остаточную стоимость оборудования. Для судна с переменным профилем эксплуатации корректнее использовать накопленный дисконтированный поток и определять момент, когда он становится неотрицательным. Поэтому опубликованный срок 7,37 года для конкретной ORC-системы является простым проектным ориентиром только в пределах исходного исследования; он не означает, что целевая CO₂-система окупится за тот же период.

Стоимость полезной теплоты определяется как

$$LCOH = \frac{C_0 \cdot CRF + \sum_{t=1}^N \frac{C_{O\&M,t}}{(1+r)^t}}{\sum_{t=1}^N \frac{Q_{\text{use},t}}{(1+r)^t}}, \quad (11)$$

где $LCOH$ — приведённая стоимость теплоты, CRF — коэффициент возврата капитала, а $Q_{\text{use},t}$ — полезная теплота, поставленная топливной системе в году t . Для целевой установки численные значения C_0 , $C_{O\&M}$, Q_{use} , срока службы и ставки дисконтирования в прямой литературе не установлены. Следовательно, ни $LCOH$, ни NPV для неё нельзя восстановить из сохранённых данных без введения новых допущений.

Сопоставимые опубликованные экономические показатели: прямые данные и ориентиры аналогов

Показатель	Транскритический CO ₂ -тепловой насос в целевой топливной системе	Близкая судовая система или аналог	Корректная интерпретация
CAPEX	Прямых численных данных нет	34,41 млн долл. США для конкретной двухуровневой параллельной ORC-схемы на контейнеровозе 9200 TEU [17]	Абсолютный ориентир масштаба другого проекта; не цена R744-теплового насоса

Показатель	Транскритический CO ₂ -тепловой насос в целевой топливной системе	Близкая судовая система или аналог	Корректная интерпретация
Эксплуатационные затраты и стоимость энергии	Не установлены	0,129 долл./кВт·ч — расчётная стоимость электроэнергии в указанной ORC-системе [17]	Сопоставимо только при одинаковом определении границ, нагрузки и ценовых условий
Экономия топлива	Не подтверждена для целевой конфигурации	10–15% для судовых ORC как расчётный ориентир [8]	Показатель ORC, а не результат CO ₂ -теплого насоса
Срок окупаемости	Не установлен	7,37 года для указанной ORC-системы [17]	Ориентир конкретного судового расчёта; не переносимая характеристика целевой установки
Снижение годовых затрат	Не установлено	69,2% для системы повторного сжижения с использованием холода СПГ относительно сравниваемых систем [11]	Относительный результат другой технологии и другого источника энергии; не абсолютный OPEX
Энергетический эффект	Зависит от температурного подъёма, расходов и доступности источника; прямой судовой диапазон не установлен	13,5–21% при комплексной утилизации ORC; 8–15% по испытательным циклам против 3–6,5% для отдельных источников [9]	Диапазоны нельзя объединять или выдавать за COP и экономию R744-системы

Таблица задаёт сопоставимый формат, но не делает показатели эквивалентными по содержанию. Для корректного проектного сравнения нужно привести к одной границе системы как минимум тепловой насос, теплообменники, насосы, компрессор, систему управления, монтаж и влияние на двигатель; затем использовать один и тот же профиль рейса, цены топлива и электроэнергии, срок службы и ставку дисконтирования. Только после этого можно сопоставлять CAPEX, годовой чистый эффект, LCON, NPV и PBP. В сохранный базе такой унифицированный расчёт для целевой конфигурации отсутствует.

Экономическое сравнение также должно учитывать альтернативные технологии. В одной гибридной микрогенерационной системе пароконденсационный цикл оказался предпочтительнее транскритического R744-цикла из-за сочетания эффективности и стоимости обслуживания топливного элемента и литиевой батареи [19]. Это не опровергает перспективность R744 в судовой топливоподготовке, но показывает, что выбор технологии определяется системой в целом, а не экологическими свойствами рабочего тела.

Сходный вывод следует из сравнений сверхкритических энергетических циклов: при пересмотренных допущениях сверхкритический CO₂-цикл имел чистый КПД на 1 процентный пункт ниже парового, но более низкую безубыточную стоимость электроэнергии на 0,81 €/МВт·ч [18]. Следовательно, экономическая конкурентоспособность может сохраняться при несколько меньшем термическом КПД, если снижаются стоимость оборудования, стоимость энергии или эксплуатационные расходы. Это общий принцип сравнения циклов, а не прямое экономическое доказательство для судового CO₂-теплого насоса.

Ограничения, пробел прямой литературы и направления исследований

Главное ограничение доказательной базы заключается в несоответствии между широтой тематического корпуса и узостью прямых подтверждений. Существует значительное число исследований CO₂-циклов, морских теплообменников, судовых систем утилизации теплоты, двухтопливных двигателей и топливных систем, но существенно меньше работ, где эти элементы объединены в одну экспериментально проверенную конфигурацию. Поэтому показатели COP, надёжности, экономии топлива и окупаемости, полученные для инженерных аналогов, нельзя считать установленными характеристиками целевой системы.

Особенно ограничен прямой экспериментальный материал для сверхкритических и транскритических циклов. Обзоры экспериментальных исследований указывают, что экспериментальных работ по паровым циклам Ренкина в сверхкритических условиях остаётся мало по сравнению с другими сверхкритическими технологиями [20]. Для рассматриваемой задачи это означает, что перенос расчётных результатов должен сопровождаться проверкой реальных коэффициентов теплоотдачи, падений давления, загрязнения морских теплообменников и механической прочности оборудования.

Переменная нагрузка двигателя и изменение состава топлива создают второе ограничение. Динамические условия источника теплоты могут снижать производительность по сравнению со стационарной моделью, хотя модельно-прогнозирующее управление способно уменьшить эти потери [21]. Для двухтопливного двигателя необходимо дополнительно учитывать переключение топлива, динамику перепускного клапана, изменение температуры выхлопа и риск помпажа компрессора. Эти факторы делают недопустимым проектирование теплового насоса только по номинальной рабочей точке.

Третье ограничение связано с судовой интеграцией. Сверхкритические CO₂-системы чувствительны к условиям окружающей среды и переменной доступности теплоты; технические проблемы включают турбомашины, теплообменники, материалы для высоких температур и давлений, а также особенности поведения сверхкритического CO₂ [22]. Необходимо учитывать массу, габариты, вибрацию, ремонтпригодность, пожарную и механическую безопасность, резервирование и возможность вывода установки из работы без нарушения подачи топлива.

Четвёртое ограничение относится к экономике. В расчётных исследованиях результаты чувствительны к цене топлива, продолжительности эксплуатации, загрузке судна, стоимости электроэнергии, сроку службы компрессора, стоимости теплообменников и ставке дисконтирования. В инженерных аналогах сохраняются компромиссы между стоимостью, габаритами и производительностью, а влияние противодавления выхлопных газов может изменить итоговую экономию [21][23]. Поэтому единичный показатель окупаемости без анализа чувствительности не может служить основанием для решения о внедрении.

Специфический исследовательский пробел можно сформулировать как отсутствие достаточной экспериментально подтверждённой связи «транскритический CO₂-тепловой насос — топливоподготовка — двухтопливный морской двигатель». Этот пробел имеет

одновременно методологический, конструкционный и экономический характер. Не установлены в едином испытательном контуре рабочие диапазоны давления и температуры, влияние источника теплоты на двигатель, фактический сезонный или рейсовый COP, деградация теплообменников, требования к управлению и приведённая стоимость полученной теплоты.

Перспективная программа исследований должна начинаться с переходной динамической модели, связывающей двигатель, источники теплоты, CO₂-контур, топливный потребитель и систему управления. Далее необходимы испытания теплообменников с морской водой и выхлопными газами, компрессорно-детандерных узлов и защитных устройств. На следующем этапе следует валидировать управление при изменении нагрузки и переходе между видами топлива, а затем выполнять унифицированный технико-экономический анализ с одинаковыми границами системы, режимами эксплуатации и финансовыми предпосылками.

Экспериментальная программа должна проверять не только установившиеся режимы, но и переходные процессы: запуск, останов, резкое изменение нагрузки, изменение температуры морской воды, переключение топлива и отказ отдельных вспомогательных устройств. Для каждого режима необходимо регистрировать тепловую мощность, COP, давление, температуру нагнетания, падения давления, мощность насосов и компрессора, противодавление выхлопа и параметры топлива на входе в двигатель.

Заключение

Транскритический тепловой насос на CO₂ представляет технически обоснованное направление для интеграции низкопотенциальной теплоты и топливоподготовки морского судна. Привлекательность концепции определяется экологическими свойствами CO₂, возможностью использовать морскую или прибрежную воду, температурным скольжением в газоохладителе и потенциальным включением тепловых потоков двигателя в единую систему. При этом морская вода, охлаждающая жидкость и выхлопные газы должны рассматриваться раздельно, поскольку их температурные уровни и динамика существенно различаются.

Хорошо изучены отдельные элементы задачи: CO₂-циклы и их компоненты, морские теплообменники, судовые ORC, системы повторного сжижения СПГ, рекуперация теплоты двигателя и модели двухтопливных установок. Условно поддерживается вывод о том, что каскадная интеграция нескольких источников и потребителей может повысить общую энергетическую ценность отходящего тепла. Однако прямые результаты для CO₂-теплового насоса, встроенного именно в топливоподготовку двухтопливного морского двигателя, остаются ограниченными.

Расчётные показатели инженерных аналогов демонстрируют значительный потенциал: для отдельных судовых ORC сообщаются расчётная экономия топлива 10–15%, прирост энергетической эффективности при комплексной утилизации 13,5–21% и отдельные технико-экономические оценки с окупаемостью 7,37 года [8][9][17]. Но эти значения не являются экспериментальными характеристиками целевой CO₂-системы. Они показывают диапазон возможной ценности интеграции, а не гарантируют достижение аналогичного результата.

Фактическая готовность концепции к судовой эксплуатации ниже её теоретической перспективности. Высокие давления, требования к компрессору и теплообменникам, чувствительность к точке пережима, переменная доступность теплоты, противодавление выхлопа и необходимость динамического управления требуют компонентной и системной валидации. Главным направлением дальнейших исследований должна стать не дополнительная оптимизация идеализированной номинальной точки, а экспериментально подтверждённая модель полной связки «двигатель — источник теплоты — CO₂-тепловой

насос — топливоподготовка» с унифицированным технико-экономическим сравнением.

Список литературы

1. Mallouppas G., Yfantis E. A. Декарбонизация в судоходной отрасли: обзор исследований, разработок технологий и инновационных предложений. *Journal of Marine Science and Engineering*, 2021. SCID: 54.1/7yk8mvrs.
2. Al-Enazi A., Okonkwo E. C., Biçer Y., Al-Ansari T. Обзор более экологичных альтернативных видов топлива для морского транспорта. *Energy Reports*, 2021. SCID: 54.1/tbxg5fjr.
3. Douadi O., Ravi R., Faqir M., Essadiqi E. Концептуальная основа рекуперации отходящего тепла двигателей с воспламенением от сжатия: технологии, рабочие тела и теплообменники. *Energy Conversion and Management X*, 2022. SCID: 54.1/6atr2g4c.
4. Alshammari F., Karvountzis-Kontakiotis A., Pesyridis A., Usman M. Технологии детандеров для применения органического цикла Ренкина в автомобильных двигателях. *Energies*, 2018. SCID: 54.1/4ea6jzus.
5. Wang J., Belusko M., Evans M. J., Liu M., Zhao C., Bruno F. Комплексный обзор и анализ водонагревателей с тепловым насосом на CO₂. *Energy Conversion and Management X*, 2022. SCID: 54.1/vs9qrzqk.
6. McLean D., Pope K., Muzychka Y. S. Тепловая энергия от транскритических тепловых насосов на CO₂ для малых морских применений, 2014. SCID: 54.1/4th9f69u.
7. Wang Z., Han F., Ji Y., Li W. Анализ характеристик и передачи эксергии в теплообменниках с графеновыми наножидкостями в судовой теплонасосной системе с источником тепла в виде морской воды. *Energies*, 2020. SCID: 54.1/y3s9pyvn.
8. Mondéjar M. E., Andreasen J. G., Pierobon L., Larsen U., Thern M., Haglind F. Обзор применения энергетических установок на основе органического цикла Ренкина в морском транспорте. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2018. SCID: 54.1/45vhsrd9.
9. Lebedevas S., Šepaitis T. Комплексное использование высоко- и низкотемпературной теплоты отходящих газов главного судового дизельного двигателя в органическом цикле Ренкина. *Journal of Marine Science and Engineering*, 2024. SCID: 54.1/j9a64fcz.
10. Liang Y., Sun Z., Dong M., Lu J., Yu Z. Исследование холодильной системы на основе объединённых сверхкритического энергетического цикла на CO₂ и транскритического холодильного цикла на CO₂ с использованием теплоты отработавших газов двигателя. *International Journal of Refrigeration*, 2020. SCID: 54.1/3gkha3xk.
11. Kim J.-S., Kim D.-Y. Энергетический, эксергетический и экономический (3E) анализ систем повторного сжижения отпарного газа с использованием холода СПГ для судов, работающих на СПГ. *Journal of Marine Science and Engineering*, 2023. SCID: 54.1/zvtwnjay.
12. Shafieian A., Khiadani M. Многофункциональная система опреснения, охлаждения и кондиционирования воздуха, работающая за счет рекуперации теплоты выхлопных газов дизельного двигателя и охлаждающей воды. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2020. SCID: 54.1/4zd8gt9b.
13. Diniz H. A. G., Paulino T. F., García Pabón J. J., Torres Maia A. A., Nunes de Oliveira R. Динамическая модель транскритического теплового насоса на CO₂ для нагрева воды в жилых зданиях. *Sustainability*, 2021. SCID: 54.1/5fz3chkz.
14. Liu X., Yu K., Wan X., Zheng M., Li X. Конвенционный и расширенный эксергетический анализ транскритической эжекторной холодильной системы на CO₂, оснащённой термоэлектрическим переохладителем. *Energy Reports*, 2021. SCID: 54.1/6avxsstd.
15. Ringstad K. E., Banasiak K., Ervik Å., Hafner A. Машинное обучение и CFD для построения карт характеристик и оптимизации эжекторов CO₂. *Applied Thermal Engineering*, 2021. SCID: 54.1/hr64scw2.
16. Theotokatos G., Stoumpos S., Bolbot V., Boulougouris E. Исследование морского двух-

- топливного двигателя на основе моделирования. *Journal of Marine Engineering & Technology*, 2020. SCID: 54.1/vm6g2qtg.
17. Yao S., Zhang Z., Wei Y., Liu R. Комплексное проектирование и оптимизация использования холодовой энергии СПГ и теплоты выхлопных газов главного двигателя судов, работающих на СПГ. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2022. SCID: 54.1/47tnrv9.
 18. Michalski S., Hanak D. P., Manović V. Оценка технико-экономической целесообразности сжигания с кальциевым циклом с использованием коммерческих инструментов технико-экономической оценки. *Journal of Cleaner Production*, 2019. SCID: 54.1/p8x5a2nr.
 19. Fan X., Sun H., Yuan Z., Li Z., Shi R., Razmjoooy N. Многокритериальная оптимизация для обоснованного выбора наилучшей технологии теплового насоса в микрогенерационной системе на основе топливного элемента и теплового насоса. *Energy Reports*, 2020. SCID: 54.1/su3jq4de.
 20. Lecompte S., Ntavou E., Tchanche B., Kosmadakis G., Pillai A., Manolakos D., De Paere M. Обзор экспериментальных исследований сверхкритических и транскритических термодинамических циклов, предназначенных для рекуперации тепла. *Applied Sciences*, 2019. SCID: 54.1/4uwzvsjz.
 21. Sprouse C. E. Обзор органических циклов Ренкина для утилизации отходящего тепла двигателей внутреннего сгорания: обзор последнего десятилетия. *Sustainability*, 2024. SCID: 54.1/s3njg62w.
 22. White M. T., Bianchi G., Chai L., Tassou S. A., Sayma A. I. Обзор технологий и систем на основе сверхкритического CO₂ для производства электроэнергии. *Applied Thermal Engineering*, 2020. SCID: 54.1/pzp7zrjj.
 23. Farhat O., Faraj J., Hachem F., Castelain C., Khaled M. Современный обзор методов и применений рекуперации бросового тепла: комплексный обзор, критический анализ и потенциальные рекомендации. *Cleaner Engineering and Technology*, 2022. SCID: 54.1/s5v5gdkz.