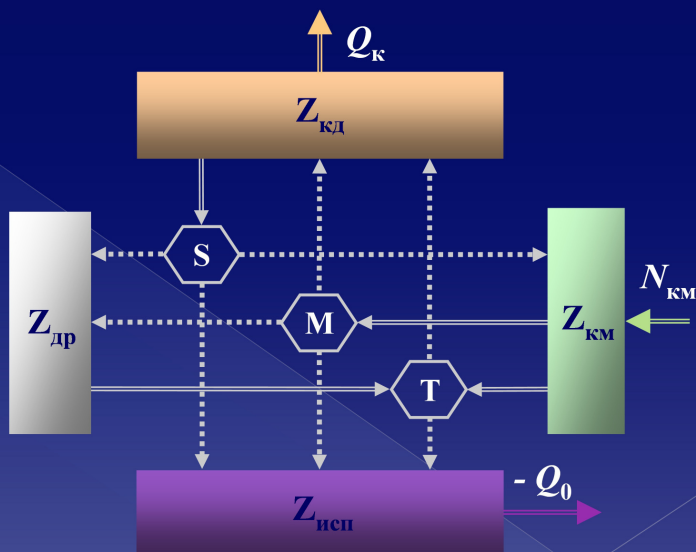


Ю. М. Мацевитый, Э. Г. Братута
Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова

СИСТЕМО – СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ ПАРОКОМПРЕССОРНЫХ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРОВ



**АКАДЕМИЯ НАУК УКРАИНЫ
Институт проблем машиностроения
им. А. Н. Подгорного**

**Ю. М. Мацевитый, Э. Г. Братута
Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова**

**СИСТЕМНО–СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ
ПАРОКОМПРЕССОРНЫХ
ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРОВ**

**Под общей редакцией
академика НАН Украины
Ю. М. Мацевитого**

Харьков 2014

УДК 621.577: 621.564

ББК 31.38

С 40

Рецензенты:

Лавренченко Георгий Константинович – доктор технических наук, профессор, президент Украинской ассоциации производителей технических газов «УА-СИГМА», Генеральный директор ООО «Институт низкотемпературных энерготехнологий», главный редактор журнала «Технические газы»

Соловей Виктор Васильевич – лауреат Государственной премии Украины, доктор технических наук, профессор, заведующий отделом водородной энергетики Института проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины

Утверждено к печати ученым советом Института проблем
машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины
Протокол № 3 от 11. 04. 2014 г.

С 40 **Системно - структурный анализ парокompрессорных термотрансформаторов** / Ю. М. Мацевитый, Э. Г. Братута, Д. Х. Харлампида, В. А. Тарасова // НАН Украины, Институт проблем машиностроения.– Харьков, 2014. – 269 с.

В монографии рассмотрены вопросы применения методов системного анализа и современных методов прикладной термодинамики, а также построения на их основе комплексной методологии для диагностики эффективности парокompрессорных термотрансформаторов. Предложены новые подходы к проведению термодинамического и термoэкономического анализов циклов с учетом структурно-топологических особенностей оборудования термотрансформаторов. Монография рассчитана на инженерных и научных работников, представляет интерес для аспирантов, студентов энергетических специальностей.

Ил. 134. Табл. 26. Библиогр.: 205 назв.

ISBN 978-966-02-7218-7

© Ю. М. Мацевитый, Э. Г. Братута,
Д. Х. Харлампида, В. А. Тарасова, 2014

ПРЕДИСЛОВИЕ

Разработка любого термотрансформатора базируется на анализе целого комплекса физических, химических, механических, теплотехнических и экономических явлений, характеризующих все протекающие в них процессы. С середины 50-х годов XX века получил развитие так называемый системный подход к созданию установок термотрансформации. Этот подход предусматривает системно-структурный анализ объекта, в котором каждый процесс рассматривается как часть сложного процесса получения целевого продукта, в данном случае – теплоты и холода. В системно-структурном анализе делается упор на изучение внутренних связей в объекте, состоящем из элементов, теснейшим образом взаимосвязанных между собой и взаимодействующих друг с другом в процессе получения целевого продукта. Основное внимание здесь сосредоточено на параметрах и характеристиках установки, определяющих ее пригодность к использованию по функциональному назначению. Методы системно-структурного анализа термотрансформаторов ориентированы на непосредственное изучение специфики технологических схем, поскольку еще на этапе предпроектных работ важно предвидеть, как отреагирует конкретная технологическая схема термотрансформатора на изменение внешних условий.

При системно-структурном анализе термотрансформаторов используется как классический аппарат технической термодинамики, так и некоторые дополнительные ее разделы, которые возникли с введением в термодинамику такого фундаментального понятия как эксергия. В первую очередь речь идет о методах современной прикладной термодинамики – энтропийном и эксергетическом анализе, а также о стремительно развивающемся в последние годы эксергоэкономическом методе анализа. Именно эксергоэкономическому анализу авторы данной монографии отводят особое место в исследованиях, поскольку он связывает классические термодинамические концепции оценки эффективности любых энергетических устройств, в том числе и термотрансформаторов, с экономикой, т.е. с осязаемой оценкой сущности научно-технических результатов.

В монографии учтен вклад в теорию термотрансформаторов таких известных отечественных и зарубежных ученых, как В. С. Мартыновский, В. М. Бродянский, Д. П. Гохштейн, Е. И. Таубман, Т. В. Морозюк, Я. Шаргут, Дж. Тсатсаронис, Е. Эль Саид, М. Трайбус и др.

Авторы выражают глубокую благодарность рецензентам – профессору, доктору технических наук Г. К. Лавренченко и лауреату Государственной премии Украины, доктору технических наук, профессору В. В. Соловью за конструктивную критику и советы при подготовке монографии.

Хотелось бы также выразить признательность Государственному фонду фундаментальных исследований Украины за помощь по изданию этой книги.

СПИСОК УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

Физические величины

a – коэффициент температуропроводности, $\text{м}^2/\text{с}$

i – удельная энтальпия, $\text{Дж}/\text{кг}$

k – коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \text{град})$

E – эксергия, Вт

N – мощность, Вт

P – давление, Па

T – температура, град

r – теплота фазового перехода, $\text{Дж}/\text{кг}$

s – удельная энтропия, $\text{Дж}/(\text{кг град})$

Q_k – теплопроизводительность, Вт

Q_0 – холодопроизводительность, Вт

GWP – показатель глобального потепления относительно окиси углерода на расчетный период 100 лет

ODP – показатель разрушения озонового слоя относительно фтортрихлорметана R11

α – коэффициент теплоотдачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град})$

λ – коэффициент теплопроводности, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{град})$

ρ – плотность, $\text{кг}/\text{м}^3$

ε – холодильный коэффициент

μ – коэффициент преобразования ТНУ

η – коэффициент полезного действия

$\bar{\pi}$ – степень сжатия

τ – время, с

Сокращения

ГО – газоохладитель
ГТ – грунтовый теплообменник
ДР – дроссель
ДТ – детандер
ИСП – испаритель
КД – конденсатор
КМ – компрессор
ОПП – охладитель перегретого пара
ПС – промежуточный сосуд
РТ – регенеративный теплообменник
ТНУ – теплонасосная установка
ХМ – холодильная машина

Подстрочные индексы

i – точка цикла
 k – элемент термотрансформатора
др – дроссель
исп – испаритель
кд – конденсатор
км – компрессор
ос – окружающая среда
пер – перегрев
хл – хладагент

ВВЕДЕНИЕ

Актуальной проблемой современности является энерго-сбережение. С этой проблемой неразрывно связаны вопросы энергетики, экономики, экологической защиты. Нарастающий дефицит доступных топлив и обострение экологических проблем стимулируют перевод энергетики на путь интенсивного развития, а именно – внедрения возобновляемых источников энергии. Малая энергетика, а также жилищно-коммунальный сектор Украины сегодня испытывают острую необходимость в реновации и развитии новых технологий генерации теплоты. Акцентируя важность этого направления энергетики, Кабинет Министров Украины принял "Программу государственной поддержки развития нетрадиционных и возобновляемых источников энергии и малой гидро- и теплоэнергетики" (постановление № 1505 от 31.12.1997 г.).

Одним из энергоемких секторов экономики Украины является жилищно-коммунальный сектор. На его долю ежегодно тратится свыше 70 млн. т. у. т., а потребление им тепловой энергии составляет около 40 % [1]. Современное состояние объектов жилищно-коммунального хозяйства требует радикальных изменений в подходе к созданию систем тепло- и хладоснабжения. Традиционно эти системы функционируют раздельно, что приводит к значительным капитальным затратам на их создание и эксплуатацию. Внедрение систем комплексного теплохладоснабжения на базе парокомпрессорных термотрансформаторов (холодильных машин, теплонасосных установок), которые способны эффективно использовать как низкопотенциальную теплоту естественных источников энергии, так и утилизировать сбросную теплоту теплотехнологического оборудования, позволит существенно уменьшить капитальные и эксплуатационные затраты в системе тепло- и хладоснабжения, а также улучшить экологическую ситуацию.

Доказательством значимости проблемы использования теплонасосной техники может служить интенсивность ее внедрения в промышленность развитых стран мира. Согласно прогнозам, к 2020 году 75 % коммунального и производственного

теплоснабжения в них будет осуществляться с помощью теплонасосных установок [2].

Сегодня в мире уже используется около 200 млн. ТНУ, которые ежегодно генерируют теплоту для коммунально-бытовых нужд, эквивалентную сжиганию около 140 млн. т.у.т. [3]. В общемировом балансе ТНУ обеспечивает около 1 % энергетических потребностей, а в тепловом балансе энергии – 1,7 %.

В настоящее время обозначилась насущная необходимость в проведении исследований, направленных на решение задач рационального проектирования систем теплохладоснабжения с использованием парокomppressorных термотрансформаторов. Эти исследования должны включать научное обоснование выбора технологических схем, поиск оптимальных режимных и конструктивных характеристик оборудования, диагностики систем, находящихся в эксплуатации. Известно, что холодильные установки потребляют до 8 % всей электрической энергии, производимой в Украине [4]. При этом потенциал энергосбережения для холодильных систем составляет порядка 60 % от общего потребления электроэнергии. Таким образом, усовершенствование систем термотрансформации за счет оптимизации режимно-конструктивных параметров и, как следствие этого, повышение эффективности термодинамических процессов позволяет сберечь большую долю энергии, которая безвозвратно теряется.

Вместе с тем, имеющиеся результаты исследований в ряде случаев носят противоречивый характер. Они получены в ограниченном диапазоне структур схемных решений и термодинамических свойств хладагентов без комплексного учета многофакторности условий эксплуатации.

Монография посвящена развитию теоретических основ и совершенствованию научно-методической базы для термодинамического анализа диссипативных процессов в элементах тепло-технологических схем, обеспечивающих создание высокоэффективных парокomppressorных термотрансформаторов для систем тепло- и хладоснабжения.

СОВРЕМЕННЫЕ МЕТОДЫ ПРИКЛАДНОЙ ТЕРМОДИНАМИКИ ДЛЯ АНАЛИЗА, ОПТИМИЗАЦИИ И ДИАГНОСТИКИ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРОВ

В настоящее время эффективность элементов холодильных машин и теплонасосных установок в ряде случаев достигла своего «технического предела», при котором совершенствование конструкций отдельных элементов установки уже существенно не сказывается на повышении эффективности всей системы. Между тем, возможности улучшения технологических схем ХМ и ТНУ еще далеко не исчерпаны. Последнее требует глубокого изучения особенностей межэлементных связей в их технологических схемах, а также исследования взаимосвязи и взаимовлияния эксергетических потерь в основных элементах.

Как известно [5], неэффективность одного элемента энергопреобразующей системы может быть связана с другим элементом, входящим в состав общей технологической схемы. Эксергетические потери достаточно условно отнесены к определенному элементу схемы любого термотрансформатора. Существование структурных связей в технологических схемах энергопреобразующих систем отмечал еще В.С. Мартыновский в работе [6]: *«Если только одно звено будет необратимо, это может привести к худшим последствиям для всего цикла, чем необратимость двух звеньев. Точнее, необратимость одного из звеньев может быть уменьшена необратимостью другого»*. Подобный эффект в энергопреобразующих системах является типичным проявлением их интегративных свойств [7].

В последние годы усилиями ведущих специалистов мировой школы прикладной термодинамики, таких как Дж. Тсатсаронис, А. Валеро, получил дальнейшее развитие метод структурного анализа энергопреобразующих систем [5, 8, 9], основы которого были заложены Ю. Байером, В. М. Бродянским и М. В. Сориним. В современной прикладной термодинамике

структурный анализ является одним из этапов проведения термозкономической диагностики. Поэтому А. Валеро ввел в обращение обобщающий термин – структурная термозкономическая диагностика.

Прикладная термодинамика в настоящее время представляет собой сочетание трех научных дисциплин: термодинамики, тепломассообмена и экономики, объединенных общим названием термозэкономика. Термозэкономика в трудах выдающихся ученых-термодинамиков М. Морана и А. Бежана рассматривается как главная среди основных дисциплин прикладной термодинамики. Гибридизация термодинамики и экономики позволила системно подойти к решению таких практически важных вопросов, как распределение затрат в комплексных энерготехнологических процессах, нахождение «слабых мест», выявление резервов энергосбережения в теплотехнических системах и установление тарифов на энергоносители.

Определенный скачок в развитии прикладной термодинамики и раскрытии сущности эксергии в различных энергопреобразующих системах произошел в 50 – 70 г. XX века благодаря известным работам А. Грассмана и Я. Шаргута.

Не останавливаясь подробно на этапах развития эксергетического метода анализа энергопреобразующих систем, исчерпывающая характеристика которым дана в работе В. М. Бродянского [10], ниже представим лишь основные принципы эксергетического анализа применительно к парокompректорным термотрансформаторам.

1.1. Структурный термодинамический анализ термотрансформаторов

В настоящее время термодинамический анализ проводится на нескольких уровнях [10]. Первый уровень связан с установлением эксергетических потерь в элементах. На втором уровне определяются эксергетические КПД элементов и выявляются транзитные потоки эксергии. Третий уровень заключается в проведении структурного анализа системы, в котором учитывается неэквивалентность потоков эксергии.

На сегодняшний день сложность технологических схем парокompректорных термотрансформаторов такова, что для

определения путей их совершенствования данных анализа потерь эксергии в элементах установки явно недостаточно. Важно не только констатировать наличие потерь в том или ином элементе схемы, но и определить степень влияния локальной потери на суммарные потери во всей системе. Однако и такой анализ не может считаться достаточно полным для выработки окончательных рекомендаций по устранению термодинамической неэффективности отдельных элементов. В связи с этим требуется проведение анализов второго и третьего уровней [10, 11].

Термодинамическая неэквивалентность эксергии и эксергетических потерь непосредственно связана со структурой технологической схемы установки. Поэтому совершенствование отдельно взятого элемента в отрыве от структуры технологической схемы, в которой он находится, не может привести к повышению эффективности всей системы. Эксергетические потери в элементах пароконпрессорных термотрансформаторов взаимосвязаны. Любое изменение эксергетических потерь, скажем, их увеличение в одном элементе обязательно вызовет изменение в другом, взаимосвязанном с ним элементе, причем, это изменение вовсе не означает рост эксергетических потерь в этом элементе, а иногда, даже наоборот (хотя и редко) потери могут уменьшиться.

В последние годы развитие эксергетического метода ведется в направлении анализа структуры системы и взаимосвязей между ее компонентами [12, 13].

В настоящей работе впервые предпринята попытка классификации подходов к проведению структурного термодинамического анализа.

1.1.1. Аналитический подход

Аналитический подход базируется на установлении аналитических зависимостей между КПД всей системы $\eta^{\text{экс}}$ и КПД входящих в ее состав элементов $\eta_i^{\text{экс}}$. Этот подход нашел развитие в работах В. М. Бродянского и М. В. Сорина.

Связь между эксергетическими потерями в отдельных элементах и эксергетическими коэффициентами, характеризу-

ющими влияние потерь на эффективность всей системы, характеризуется отношением [10, 11]

$$\eta_i^{\text{экс}} = \frac{1 - \sum_1^n \Omega_i}{1 - \sum_1^{n-1} \Omega_i}, \quad (1.1)$$

где $\sum_1^{n-1} \Omega_i$ и $\sum_1^n \Omega_i$ – сумма потерь эксергии, выраженная в долях от полной затраты эксергии на установку во всех элементах от 1 до $(n-1)$ или от 1 до n .

Отметим, что для систем с рециркуляционными потоками выражение (1.1) неприменимо.

Изучению закономерностей изменения эксергетических потерь в элементах холодильных машин посвящен ряд работ [10 – 13]. В [14] исследовалась связь между изменением потерь данного процесса и эксергетическим КПД всей системы.

Для выявления основных очагов потерь иногда нет необходимости в достижении большой точности. Если принять допущение о независимости КПД элементов, то для анализа можно использовать следующее соотношение между изменением эксергетического КПД элемента $\eta_i^{\text{экс}}$ и эксергетическим КПД системы $\eta^{\text{экс}}$

$$\frac{\partial \eta^{\text{экс}}}{\partial \eta_i^{\text{экс}}} \approx \frac{E_i}{E}, \quad (1.2)$$

где E_i – эксергия, подведенная к элементу; E – эксергия, подведенная к системе.

Из (1.2) следует, что совершенствовать, в первую очередь, нужно те элементы, для которых отношение E_i/E имеет максимальное значение, т.е. вводимая эксергия составляет значительную долю от всей первичной эксергии, вводимой в установку.

Для определения эксергетического КПД установки В.С. Мартыновским и Л. З. Мельцером в работе [15] предложено следующее уравнение

$$\eta^{\text{экс}} = 1 - \sum \frac{E_i}{E} (1 - \eta_i^{\text{экс}}). \quad (1.3)$$

Уравнение (1.3) раскрывает зависимость эксергетических потерь не только от степени совершенства данного элемента, но и от его «удельного веса» E_i/E в системе.

Основные недостатки этого анализа заключаются в неоднозначности потерь у различных установок с равными относительными коэффициентами Ω_i , но с различными эксергетическими КПД, а также в том, что при одних и тех же потерях эксергии эти коэффициенты изменяются с изменением подведенной эксергии [11].

Ранее полагали, что эксергетический КПД является единственно возможным объективным критерием оценки эффективности различных схем и элементов. Однако эксергетический КПД $\eta^{\text{экс}}$ не может быть использован при оценке внутреннего совершенства различных энергоустановок, у которых вследствие различий в схемах, продиктованных объективной необходимостью, элементы имеют различную эффективность [16]. Таким образом, эксергетический КПД может быть применен только для сравнения подобных элементов, входящих в состав одной технологической схемы. Величина $\eta^{\text{экс}}$ не всегда однозначно может быть определена (необходим учет транзитной эксергии). Кроме того, $\eta^{\text{экс}}$ обладает свойством равнозначности [10], т.е. одинаковое изменение КПД элемента $\eta_i^{\text{экс}}$ совершенно одинаково скажется на затрате подведенной эксергии, причем, вне зависимости от того, где в схеме этот элемент установлен. Таким образом, использовать эксергетический КПД для сравнения элементов технологических схем можно только для схем с относительно простой структурой. В противном случае это может привести к неправильным результатам анализа эффективности.

Для технологических схем с последовательным соединением без промежуточных отводов эксергии связь между эксергетическим КПД системы и КПД ее элементов может быть установлена с помощью выражения [17]

$$\eta^{\text{экс}} = \prod_i \eta_i^{\text{экс}} . \quad (1.4)$$

Изменение КПД системы при изменении КПД элементов в этом случае может быть представлено в виде

$$\Delta\eta^{\text{экс}} = \eta^{\text{экс}} \left(\frac{\Delta\eta_1^{\text{экс}}}{\eta_1^{\text{экс}}} + \frac{\Delta\eta_2^{\text{экс}}}{\eta_2^{\text{экс}}} + \dots + \frac{\Delta\eta_i^{\text{экс}}}{\eta_i^{\text{экс}}} + \dots + \frac{\Delta\eta_n^{\text{экс}}}{\eta_n^{\text{экс}}} \right). \quad (1.5)$$

где n – количество элементов.

Из (1.5) следует, что одинаковое изменение величины $\frac{\Delta\eta_i^{\text{экс}}}{\eta_i^{\text{экс}}}$ вне зависимости от местоположения элемента в системе одинаково сказывается на затрате эксергии привода и на изменении $\Delta\eta^{\text{экс}}$.

Для параллельного соединения элементов можно использовать следующее уравнение связи [10, 18]

$$\eta^{\text{экс}} = \sum_i \theta_i \eta_i^{\text{экс}}, \quad (1.6)$$

где θ_i – эксергетический вес элемента (доля затрат эксергии в элементе), характеризующий влияние элемента на систему в целом.

Следует отметить, что использование уравнения (1.6) предусматривает при вычислении θ_i и $\eta_i^{\text{экс}}$ процедуру отключения транзитной эксергии [10].

Для других видов соединения элементов в схеме следует использовать модифицированную зависимость между $\eta^{\text{экс}}$ и $\eta_i^{\text{экс}}$ [18]

$$\eta^{\text{экс}} = \sum_i \left[\theta_i \eta_i^{\text{экс}} - \theta_{\text{при}i} \right] + \theta_n, \quad (1.7)$$

где θ_n – доля немонотонно-убывающей составляющей затрат в системе.

Эксергетический вес элемента в этом случае определяется по формуле

$$\theta_i = \theta_{ni} + \theta_{\text{при}i},$$

где θ_{ni} и $\theta_{\text{при}i}$ – доля первичной и преобразованной эксергии в элементе.

Зависимость (1.7) основана на классификации затрат эксергии (первичная и преобразованная). Здесь величина $\theta_{\text{при}i}$ характеризует взаимное влияние θ_i и $\eta_i^{\text{экс}}$. Чем меньше $\theta_{\text{при}i}$, тем выше $\eta_i^{\text{экс}}$. Величина θ_n отражает долю затрат эксергии в систе-

ме, которую нельзя отнести к каким-либо определенным элементам.

В большинстве технологических схем парокompрессорных термотрансформаторов внутренние связи между элементами настолько сложны, что их аналитическое исследование фактически невозможно.

В работе [19] приведено предложенное профессором С. Ву уравнение для расчета эксергетического КПД с учетом анергии потока. Отмечается, что в рассматриваемом элементе n поток анергии не может быть преобразован, однако для последующего элемента термотрансформатора он преобразуется в начальный поток подводимой эксергии

$$\eta^{\text{экс}} = 1 - \left\{ (1 - \eta_1^{\text{экс}}) \cdot (1 - (\eta_2^{\text{экс}})^2) \dots (1 - (\eta_n^{\text{экс}})^n) \right\}. \quad (1.9)$$

Сложность получения аналитических зависимостей состоит в том, что величина $\eta^{\text{экс}}$ не может быть получена ни простым суммированием, ни перемножением $\eta_i^{\text{экс}}$, поскольку необходимо учитывать влияние элементов друг на друга [18, 20]. По мнению проф. Д. П. Гохштейна [21]: *«То обстоятельство, что потоки эксергии могут совершать кругооборот, возвращаясь к своему исходному положению, не позволят потоку эксергии на входе в последующий элемент установки быть всегда равным потоку эксергии на выходе из предыдущего элемента».*

Аналитический подход к структурному анализу в настоящее время фактически не развивается, что связано в первую очередь с трудностью учета транзитной эксергии в элементах. Определение транзитной эксергии допускает множество трактовок [10, 18]. Транзитная эксергия представляет собой минимальное из значений рассматриваемого потока эксергии на входе и выходе из системы. При этом она в одном случае трактуется как эксергия потока вещества, не изменившего состав или интенсивные параметры, в другом случае под транзитом понимаются «сквозные» эксергетические потоки, связанные с тепловой или работой.

С учетом транзита эксергии КПД системы представлен в виде следующего выражения [18]

$$\eta^{\text{экс}} = \frac{\sum_{i=1}^n (E_{\text{вых}} - E_{\text{транз}})}{\sum_{i=1}^n (E_{\text{вх}} - E_{\text{транз}})}, \quad (1.10)$$

где $E_{\text{транз}}$ – транзитная эксергия.

1.1.2. Теоретико-графовый подход

Наибольшее развитие теоретико-графовый подход получил в работах Л.П. Андреева и В.Р. Никульшина [22 – 25]. Этот подход основан на составлении обобщенного уравнения связи эксергетического КПД установки $\eta^{\text{экс}}$ с КПД каждого ее элемента $\eta_i^{\text{экс}}$ с учетом степени влияния элемента системы на общую эксергетическую эффективность. Он предусматривает разделение элементов технологической схемы на первостепенные или, согласно терминологии авторов, «головные», использующие внешние для системы энергоресурсы (например, компрессор), и «неголовные» – использующие внутрисистемные источники энергии (например, регенеративный теплообменник). Элементы, которые не имеют термодинамически полезного действия (такие как соленоидные вентили, предохранительные клапаны и др.), объединяются с «головными» элементами и рассматриваются в совокупности с ними.

Структура технологической схемы описывается соответствующей матрицей инцидентности. Подход предполагает использование ориентированных графов [24, 26].

Величина $\eta_i^{\text{экс}}$ является термодинамической характеристикой элемента, а коэффициент влияния эффективности элемента θ_i – его системной характеристикой (т. е. отношение располагаемой эксергии элемента к располагаемой эксергии системы).

Аналитическая зависимость для эксергетического КПД системы [22]

$$\eta^{\text{экс}} = \sum_{i=1}^n \theta_i \eta_i^{\text{экс}} - \sum_{j=1}^m (1 - \eta_j^{\text{экс}}) \theta_j \quad (1.11)$$

не является универсальной и позволяет учесть только частный случай, когда внешние потоки эксергии подводятся к «головным» элементам (i), а внутренние – к «неголовным» (j).

Между тем, данный подход не учитывает случаи соединения, когда к одному и тому же элементу подводятся как внутренние, так и внешние потоки эксергии, а такие схемы среди энергопреобразующих систем очень распространены.

В более поздней работе [25] устранена необходимость разделять элементы на «головные» и «неголовные» при определении влияния каждого элемента на степень термодинамического совершенства энергопреобразующей системы

$$v_c = 1 - \sum_{i=1}^n (1 - v_i) \gamma_i, \quad (1.12)$$

где γ_i – коэффициент влияния степени термодинамического совершенства элемента v_i на степень термодинамического совершенства системы v_c определяется, как

$$\gamma_i = \frac{E_i}{E}, \quad (1.13)$$

где E_i и E – эксергия на входе в элемент и на входе в систему, соответственно.

Таким образом, иерархия элементов оценивается с помощью коэффициента влияния γ_i ($\gamma_i > 1$ и $\gamma_i < 1$).

1.1.3. Топологический подход

Данный подход, получивший развитие в работах В. В. Кафарова, Г.В. Ноздренко и Д. А. Боброва, также связан с представлением структуры технологической схемы энергопреобразующей систем в виде ориентированного графа, который формируется на основе термодинамической направленности процессов в энергопреобразующей системе [27 – 30].

Энергопреобразующей установке вместе с взаимосвязями с окружающей средой ставится в соответствие ориентированный граф [27 – 29]

$$\Gamma = \{I, J\}. \quad (1.14)$$

Множество вершин (I) графа отображает элементы установки и внешней среды, а множество дуг J – ветви связи между элементами. Для каждого i -го элемента задается множество входов потоков эксергии $V(i)$, а также множество их выходов $W(i)$. С каждой дугой из элемента i в элемент k связана величина потока эксергии по ветви. Эксергия E_{ij} в начале и в конце ветви одинакова. Множество (I) делится на несколько непересекающихся множеств. При этом I_1 – соответствует источникам топлива, I_2 – технологической схеме, I_3 – энергопотребителям.

Элемент рассматривается как многомерный технологический оператор, где с k -м энергоносителем по k -ой ветви подводится определенное количество эксергии

$$E_{ki} \in E_i^x \Big| \forall_k \in V(i), V(i) = \{k \in I; (k, i) \in J\}, E_i^x = \sum_{k \in V(i)} E_{ki} \quad (1.15)$$

и с j -м энергоносителем j -ой ветви связи отводится некоторое количество эксергии

$$E_{ij} \in E_i \Big| \forall_j \in W(i), W(i) = \{j \in I; (i, j) \in J\}, E_i = \sum_{j \in W(i)} E_{ij} \quad (1.16)$$

Связь между термодинамической эффективностью элементов и эффективностью системы в целом устанавливается с помощью записи Лагранжиана, соответствующего структуре и взаимосвязям на уровне элементов. При этом неопределенные множители Лагранжа имеют физический смысл удельных эксергетических затрат в элементе и характеризуют техническую ценность эксергии.

В работе [30] эксергетический баланс элемента системы записан в виде

$$E_i = \sum_l E_l^{\text{ввых}} = \sum_k E_k^{\text{ввх}} - E_{D,i}, \quad (1.17)$$

где $E_l^{\text{ввых}}$; $E_k^{\text{ввх}}$ – эксергия l -го выходного и k -го входного потоков; E_i – суммарная эксергия на выходе из i -го элемента; $E_{D,i}$ – потери эксергии в i -м элементе.

Структурные коэффициенты разделения потоков эксергии δ_{ij} отражают топологию технической системы и представляют собой долю суммарной (включенной в баланс) выходной эксергии i -го элемента, поступающей на вход j -го элемента

$$E_j^{\text{ввх}} = E_i \delta_{ij}; \quad \sum_j \delta_{ij} = 1. \quad (1.18)$$

Эксергетический КПД частных процессов преобразования входных потоков в элементе равен [30]

$$\eta_{ij} = (E_i \delta_{ij} - E_{D,ij}) / (E_i \delta_{ij}) \quad , \quad (1.19)$$

где η_{ij} – эксергетический КПД частного процесса преобразования i -го элемента в j -ом элементе технической системы; $E_{D,ij}$ – потери эксергии отнесенные к этому потоку эксергии.

Данный подход целесообразно использовать при структурном анализе сложных энергопреобразующих систем, состоящих из агрегатов различного функционального назначения (когенерационные схемы), в которых важно управлять процессами распределения нагрузки между агрегатами. Отметим, что для структурного анализа одного агрегата, к примеру, холодильной установки такой подход представляется излишне детализированным.

1.1.4. Топологоэксергетический подход

Топологоэксергетический подход к структурному анализу нашел отражение в работах И. С. Долгополова [31, 32]. Он позволяет получить системную картину влияния конструктивно-технологических параметров элементов на эксергетическую эффективность применительно к различным схемам соединения. Для этого вводится обобщенная эксергодиссипативная функция (ОЭДФ), характеризующая все виды потерь в системе.

С учетом типа соединения элементов (диссипаторов) составляется топологоэксергетическая структурная схема, которая имеет узлы разделения потоков эксергии и узлы слияния потоков. Далее составляется система уравнений баланса массы и эксергии для заданного типа соединения элементов (последовательного, параллельного, смешанного, с рециклом), из которой определяются значения составляющих ОЭДФ.

Эксергетическая эффективность технической системы с диссипаторами при параллельном, последовательном и смешанном соединении элементов определяется с помощью обобщенной эксергодиссипативной функции и критериев, полученных на ее основе [33, 34].

Обобщенная эксергодиссипативная функция может быть представлена, как [31]

$$\text{ОЭДФ} = \text{ОЭДФ}_{\text{пол}} + \text{ОЭДФ}_{\text{д}} = E_{\text{вх}} - E_{\text{вых}}, \quad (1.20)$$

где $\text{ОЭДФ}_{\text{пол}}$ – «полезные затраты эксергии» в обобщенной эксергодиссипативной функции; $\text{ОЭДФ}_{\text{д}}$ – ее диссипативная составляющая; $E_{\text{вх}}$ – эксергия потока на входе; $E_{\text{вых}}$ – эксергия потока на выходе технической системы.

Критерий, характеризующий отношение ОЭДФ к подведенной эксергии

$$\text{ОТД} = \frac{\text{ОЭДГ}_{\text{пол}}}{E_{\text{вх}}} + \frac{\text{ОЭДФ}_{\text{д}}}{E_{\text{вх}}}. \quad (1.21)$$

Недостатком такого подхода, на наш взгляд, является то, что каждый раз для учета влияния некоторого технологического или конструктивного параметра необходимо получать аналитическое выражение для диссипаторов эксергетических потоков.

1.1.5. Метод коэффициентов структурных связей

Метод, предложенный Ю. Байром, в дальнейшем развитый в работах Г.Н. Костенко, предусматривает вычисление коэффициентов структурных связей, с помощью которых можно выявить в установке наиболее влиятельные факторы, варьирование которыми позволяет отыскать оптимальное по структуре техническое решение и в итоге осуществить термозкономическую оптимизацию установки [10]. В настоящее время этот метод является наиболее распространенным при проведении структурного анализа термотрансформаторов.

Для определения коэффициентов структурных связей требуется применение численных методов. Они могут использоваться как при проектировании системы, так и при диагностике энергопреобразующих систем, находящихся в эксплуатации.

Для определения коэффициентов структурных связей возможны два подхода [10]. В первом случае они определяются на основе вычисления эксергетических потерь в элементах ($E_{D,k}$)

и в системе в целом ($\sum_{k=1}^n E_{D,k}$). Этот коэффициент был предложен Ю. Байром [16, 18, 20]

$$\pi_{k,i} = \left[\frac{\partial \left(\sum_{k=1}^n E_{D,k} \right)}{\partial E_{D,k}} \right]_{x_i = \text{var}}, \quad (1.22)$$

где x_i – параметр, влияющий на величину потерь от необратимости; $E_{D,k}$ – эксергетические потери в элементе.

Во втором случае вычисляются потоки эксергии, связанные с элементом, и определяется значение эксергетического КПД.

Такого вида структурный коэффициент предложен Г.К. Костенко [10, 18]

$$z_{k,i} = \left[\frac{\partial \eta_{\text{экс}}}{\partial \eta_k^{\text{экс}}} \right]_{y = \text{idem}}. \quad (1.23)$$

Условие $y = \text{idem}$ означает, что никаких изменений в системе, кроме тех, которые вызваны варьированием $\eta_k^{\text{экс}}$, нет.

В отличие от структурного коэффициента $\pi_{k,i}$, который зависит от эксергетических потерь, имеющих очень сложные связи, структурный коэффициент $z_{k,i}$ значительно легче вычисляется, поскольку связь между $\eta^{\text{экс}}$ и $\eta_k^{\text{экс}}$ устанавливается проще [10].

Структурные коэффициенты позволяют оценить силу межэлементных связей, а также вскрыть системные закономерности проявления потерь от необратимости в технологических схемах энергопреобразующих систем. В схемах со сложной структурой при помощи структурных коэффициентов можно отыскать совокупность элементов, которые воздействуют на эффективность системы. Если $0 < \pi_{k,i} < 1$, то уменьшение необратимости в одном элементе схемы компенсируется увеличением необратимости в других элементах. Таким образом, полезно использовать возможности повышения термодинамической эффективности конкретного элемента, входящего в рассматриваемую схему, нельзя, т.к. для нее характерна высокая жесткость структурных связей между элементами. Если $\pi_{k,i} \geq 1$, то в рассматриваемой схеме имеется определенный резерв для повышения ее термодинамической эффективности за счет изменения эксергетических потерь в одном или нескольких элементах. Од-

нако следует отметить, что снижение эксергетических потерь в одном элементе не всегда является положительным фактом для повышения общей эффективности схемы. При структурном анализе важным является вопрос оценки чувствительности структурного коэффициента к изменению какого-либо параметра процесса. Так, в работе [12] на примере абсорбционной ХМ показано, что при прочих равных условиях изменение интенсивности теплопередачи в абсорбере ХМ более существенно сказывается на $\pi_{k,i}$, чем изменение минимального температурного напора.

Заметим, что структурный коэффициент, не свидетельствуя об эффективности того или иного элемента, четко указывает на возможности и направление повышения эффективности всей системы в целом.

Связь структурного коэффициента $\pi_{k,i}$ с $\eta^{\text{экс}}$ может быть представлена следующим уравнением [16]

$$\frac{\partial \eta^{\text{экс}}}{\partial E_{D,k}} = \frac{\sum_{k=1}^n E_{D,k}}{E^2} \frac{\partial E}{\partial E_{D,k}} - \frac{1}{E} \frac{\partial \left(\sum_{k=1}^n E_{D,k} \right)}{\partial E_{D,k}}. \quad (1.24)$$

При $E = \text{const}$ связь структурного коэффициента $\pi_{k,i}$ с эксергетическим КПД $\eta^{\text{экс}}$ трансформируется [16] в

$$\frac{\partial \eta^{\text{экс}}}{\partial E_{D,k}} = -\frac{1}{E} \frac{\partial \left(\sum_{k=1}^n E_{D,k} \right)}{\partial E_{D,k}} = -\frac{\pi_{k,i}}{E}. \quad (1.25)$$

Для оценки влияния эксергетических потерь в одном элементе на потери эксергии в другом элементе при варьировании параметра $x_{k,i}$ рассматриваемого процесса нами предложен коэффициент влияния потерь [35, 36]

$$\omega_{k,i} = \left(\frac{\partial E_{D,(k+1)}}{\partial E_{D,k}} \right)_{x_j = \text{var}}, \quad (1.26)$$

где x_i – варьируемый параметр процесса в элементе, в качестве которого может выступать индикаторный КПД компрессора, температурный напор, перегрев или потери давления; $E_{D,(k+1)}$ – эксергетические потери в смежном элементе схемы.

Знак «—» при $\omega_{k,i}$ указывает на то, что при увеличении потерь эксергии в одном элементе, эксергетические потери в другом элементе уменьшаются.

При проведении структурного анализа ХМ или ТНУ с использованием уравнения (1.21) возможны два варианта выбора переменных, характеризующих технические потери эксергии. В первом случае задаются величины, непосредственно связанные с конструктивными особенностями установки и, как правило, известные при проектировании. Таким переменными являются гидравлические сопротивления испарителя, конденсатора, трубопроводов обвязки основного и вспомогательного оборудования холодильного контура, а также значения минимальных температурных напоров в аппаратах. Нижняя граница диапазона изменения переменных может быть установлена из условия равенства нулю эксергетических потерь (идеальный процесс). Выбор верхней границы продиктован соображениями прочности и металлоемкости конструкции и представляет собой задачу оптимизации. В первом приближении эта граница может быть установлена на основе существующего опыта проектирования ХМ и ТНУ. Возможен и другой случай, когда для заданного гидравлического контура циркуляции хладагента с известным типом компрессора необходимо установить характер распределения эксергетических потерь при варьировании режимно-конструктивных характеристик оборудования и оценить влияние структурных связей. Такими характеристиками могут быть поверхности испарителя и конденсатора, диаметры линий обвязки или же величины перегрева и переохлаждения в цикле.

Структурный термодинамический анализ может быть проведен с помощью показателя приращения относительной приводной эксергии $\Delta\beta$, который применительно к ХМ можно представить в виде следующего выражения [37]:

$$\Delta\beta = \left(\frac{N_{\text{KM}}}{\Delta E_z} \right)_{\Delta x = \text{var}} - \left(\frac{N_{\text{KM}}}{\Delta E_z} \right)_{\Delta x = 0}, \quad (1.27)$$

где N_{KM} – мощность привода компрессора; ΔE_z – изменение эксергетической холодопроизводительности в испарителе ХМ; Δx – изменение параметра процесса.

В процессе эксплуатации ХМ вследствие неизбежного износа элементов растет внутренняя диссипация энергии в цикле,

приводящее в итоге к «старению» установки и уменьшению ее термодинамической эффективности [38]. Этот процесс непосредственно связан с изменением параметров окружающей среды. Показатель $\Delta\beta$ позволяет выявить несоответствие между параметрами отдельного процесса и внешними условиями его протекания. Варьируемые величины должны быть однозначно связаны с термодинамическими параметрами цикла. Следует, однако, подчеркнуть, что при изменении показателя одного процесса цикла показатели других взаимосвязанных процессов остаются постоянными.

1.1.6. Метод устранения эксергетических потерь

В развитии этого направления структурного термодинамического анализа большую роль сыграли работы А. В. Троценко, М. В. Сорина, Ю. В. Синявского и В. М. Бродянского [10, 17, 39 – 44].

Метод предусматривает идеализацию термодинамических процессов. При проведении анализа процесс в одном рассматриваемом элементе схемы представляется идеальным, в котором «мысленно устраняются» эксергетические потери, далее производится пересчет термодинамических параметров установки, после чего оценивается вклад эксергетических потерь в рассматриваемом элементе в общие потери в системе.

Далее, учитывая тот факт, что изменение потерь эксергии в элементе приводит к изменению приводной эксергии системы ΔE , оценивается влияние потерь эксергии в каждом элементе на величину ΔE в зависимости от его места расположения в схеме [17]

$$\Delta E = \frac{E_{D,k}}{\prod_{i=1}^{i=k-1} \eta_i^{\text{экс}}}, \quad (1.28)$$

где $\prod_{i=1}^{i=k-1} \eta_i^{\text{экс}}$ – произведение эксергетических КПД элементов от первого по ходу потока эксергии до $(k-1)$ -го.

Анализ проводится в предположении, что эксергетические КПД элементов $\eta_i^{\text{экс}}$ независимы друг от друга, что допустимо

только для самых простых схем с последовательно расположенными элементами.

Неэквивалентность эксергетических потерь в различных элементах схемы определяется по значениям эксергетических КПД элементов, предшествующих рассматриваемому, и учитывается коэффициентом преобразования эксергии δ [10]

$$\delta = \frac{1}{\prod_1^{k-1} \eta_i^{\text{экс}}} . \quad (1.29)$$

В качестве критерия для сравнения эффективности компонентов, входящих в состав одной схемы, а также различных схем, используется относительная потеря эксергии [41 – 43]

$$\chi = \frac{E_{D,k}}{\sum E_{D,k}} . \quad (1.30)$$

Для установления связи между $E_{D,k}$ и $\sum E_{D,k}$ необходимо разобраться в причинах возникновения тех или иных потерь в рассматриваемом элементе, которые можно, как известно, разделить на технические и собственные.

Если для переменных, отражающих технические потери (гидравлические сопротивления, минимальный температурный напор в теплообменнике, теплопотери с поверхности компрессора и т. д.), теоретически возможно установить их максимальные и минимальные значения, базируясь на опыте эксплуатации и проектирования, то для переменных, отражающих собственные потери, это очень сложно, а зачастую, и просто невозможно выделить как сами переменные, так и диапазон их варьирования. Например, равенство нулю потерь в дросселе фактически означает изменение технологической схемы установки. Кроме того, устранение эксергетических потерь в одном элементе способствует уменьшению необходимой эксергии на входе в систему при условии заданной производительности установки. Учитывая неэквивалентность эксергетических потерь в различных элементах, установить такую связь достаточно сложно. При анализе методом устранения потерь нельзя оценить, как другие параметры процесса реагируют на исключение какой-либо потери в элементе. К примеру, устранение гидравлических сопро-

тивлений по тракту испарителя холодильной машины обязательно скажется на значении минимального температурного напора. Без многоэтапной процедуры построения действительного цикла анализ холодильной установки методом устранения потерь, по нашему мнению, проводить затруднительно.

Задача структурной термодинамической оптимизации на основе данного подхода может быть представлена в виде функционала [39]

$$\Delta\eta^{\text{экс}} \left[A_i (\Delta E_{D,k}), X_i (\Delta E_{D,k}) \right] \rightarrow \max, \quad i = \overline{1, k}, \quad (1.31)$$

где A_i и X_i – режимные и конструктивные характеристики элемента соответственно.

Экстремум функционала (1.31) находится с учетом ограничений на изменение эксергетических потерь в элементе:

$$0 \leq \Delta E_{D,k} \leq E'_{D,k}, \quad \Delta E_{D,k} = E'_{D,k} - E''_{D,k}, \quad (1.32)$$

где $E'_{D,k}$ и $E''_{D,k}$ – эксергетические потери до и после варьирования режимных или конструктивных параметров.

Ограничение на выводимые $E_t^{\text{ввх}}$ и подводимые $E_t^{\text{вх}}$ эксергетические потоки:

$$E_t^{\text{ввх}} = \text{idem} \quad \text{и} \quad E_t^{\text{вх}} = \text{idem}, \quad t = \overline{1, P}. \quad (1.33)$$

Анализ проводится совместно с проектным или поверочным расчетом в зависимости от того, какое из ограничений (1.33) имеет место. При поверочном расчете находится максимальное значение выводимого потока эксергии $E_t^{\text{ввх}}$ при $E_t^{\text{вх}} = \text{idem}$, а при проектном – минимальное значение подводимого потока $E_t^{\text{вх}}$ при $E_t^{\text{ввх}} = \text{idem}$.

1.1.7. Метод разделения деструкции эксергии на внешне зависимые и внутренне зависимые части

Метод предусматривает углубленный эксергетический анализ, учитывающий влияние в технологической схеме экзогенной и эндогенной, устранимой и неизбежной деструкции эк-

сергии, а также разделение потока эксергии на термическую и механическую составляющие. Предложен независимо друг от друга Дж. Тсатсаронисом и А. Валеро, в дальнейшем получил развитие в работах Т. В. Морозюк, Ц. Торреса [5, 8, 9, 45 – 47].

Эндогенная деструкция эксергии $E_{D,k}^{EN}$ связана исключительно с несовершенством k -го элемента схемы. При расчете $E_{D,k}^{EN}$ предполагается, что все остальные взаимосвязанные с ним элементы являются «идеальными», т. е. в них отсутствуют потери от необратимости. Экзогенная часть деструкции эксергии $E_{D,k}^{EX}$, возникающая в том же k -ом элементе зависит от наличия необратимостей в других компонентах схемы. Так, к примеру, при анализе процесса сжатия в холодильном компрессоре следует учитывать, что деструкция эксергии в нем зависит не только от индикаторного КПД компрессора, определяющего только эндогенную часть $E_{D,k}^{EN}$, но и от величины минимальных температурных напоров в испарителе и конденсаторе, а также уровня потерь давления в гидравлическом контуре хладагента, которые по отношению к компрессору определяют экзогенную составляющую деструкции $E_{D,k}^{EX}$. Или – другой пример: чем более необратимым будет процесс сжатия в компрессоре, тем больше будет деструкция эксергии в конденсаторе. В этом случае минимальный температурный напор и гидравлические сопротивления в конденсаторе будут определять эндогенную часть $E_{D,k}^{EN}$, а индикаторный КПД компрессора – экзогенную $E_{D,k}^{EX}$.

В общем случае, при уменьшении величины эндогенной части деструкции эксергии (т. е. при усовершенствовании элемента) снижается и экзогенная часть деструкции эксергии в других элементах схемы. Если $E_{D,k}^{EN} < E_{D,k}^{EX}$, то анализируемый элемент схемы является достаточно совершенным [45]. При $E_{D,k}^{EN} > E_{D,k}^{EX}$ – элемент термодинамически несовершенен. В случае $E_{D,k}^{EN} = E_{D,k}^{EX}$ имеет место эффект взаимовлияния потерь в смежных элементах.

Как эндогенная, так и экзогенная составляющая деструкции эксергии подразделяются на неизбежную $E_{D,k}^{UN}$ и устранимую $E_{D,k}^{AV}$ части [5, 47].

Без выделения неизбежной и устранимой составляющей деструкции нельзя выявить причину изменения характеристик ХМ в случае использования, к примеру, нового хладагента. Как известно [41], собственные (неизбежные) потери формируются

не причинами необратимости, а их проявлением в элементе. Поэтому учет их сложен. Для анализа устранимой $E_{D,k}^{AV}$ и неизбежной $E_{D,k}^{UN}$ деструкции эксергии, а также нахождения $E_{D,k}^{EN}$ и $E_{D,k}^{EX}$ в элементе используется термодинамическая идеализация процессов. В работах [46, 48] предложен метод построения так называемых гибридных циклов. По сути, метод построения гибридных циклов является обратным методу устранения потерь, рассмотренному выше. При построении гибридных циклов все процессы, кроме рассматриваемого процесса, должны быть идеализованы. Анализ потерь в реальном, гибридном и теоретическом цикле позволяет найти долю потерь эксергии каждого элемента схемы в потерях эксергии одного рассматриваемого элемента. Число гибридных циклов должно быть равно числу элементов в схеме ХМ.

Недостатком метода построения гибридных циклов является игнорирование влияния структуры схемы при идеализации процессов. Для элементов, имеющих собственные потери, некорректно строить идеальный процесс. Например, идеальный процесс изоэнтропного расширения может быть построен только в том случае, если в схеме ХМ имеется детандер. В случае наличия дросселя в схеме удельная холодопроизводительность в цикле должна быть меньше на величину, необходимую для компенсации собственных потерь. Для усложненных схем, включающих регенеративный теплообменник, многократное дросселирование, промежуточные сосуды, построение гибридных циклов проблематично.

Другой подход к определению эндогенной и экзогенной составляющих деструкции эксергии в элементах термотрансформаторов назван инженерным. Авторами работы [46] предложена инженерно-графическая методика определения $E_{D,k}^{EN}$ и $E_{D,k}^{EX}$ в ХМ и ТНУ. В результате обработки данных натурных экспериментов или многовариантных расчетов при варьировании некоторого определяющего параметра в элементе строится графическая зависимость, которая показывает, как изменение эксергетических потерь в других взаимосвязанных элементах $E_{D_{\text{дост.}}}$ схемы сказывается на суммарных потерях в системе $E_D^{\text{сум}}$. Предполагается, что полученная зависимость $E_D^{\text{сум}} = f(E_{D_{\text{дост.}}})$ линейная и описывается регрессионным уравне-

нием $y = bx + c$, где $c \equiv E_{D,k}^{EN}$. При этом задается постоянным эксергетический КПД рассматриваемого элемента $\eta_k^{экс} = \text{const}$, т. е. эндогенная часть деструкции эксергии является функцией $\eta_k^{экс}$. В действительности величина $\eta_k^{экс}$ зависит от изменения потерь эксергии в других элементах.

А. Валеро в работах [8, 9] предложена методика расчета $E_{D,k}^{EN}$ и $E_{D,k}^{EX}$ в действующих энергопреобразующих системах. Подход А. Валеро основан на определении дополнительной части эксергии привода, затраченной на компенсацию в рассматриваемом элементе схемы вновь возникшей необратимости, и части эксергии привода, затраченной на компенсацию существующих потерь в остальных элементах установки. Для проведения структурного анализа необходимы реальные и проектные значения эксергетических потоков в элементе. В основе методики лежит матричный подход к вычислению эксергетического КПД элемента, а также разделение эксергетических потоков в элементе по качественному признаку на «продукт» и «топливо». В методе предполагается, что эксергетические КПД элементов друг от друга независимы, и не учитывается изменение массового расхода рабочего вещества при появлении новой необратимости в элементе. По этой причине матричный подход применим только для диагностики энергопреобразующих систем, а не для проектного анализа.

Следует отметить, что как подход А. Валеро, так и подход Дж. Тсатсарониса игнорируют разделение эксергетических потерь в элементе по природе их возникновения (гидравлические сопротивления, неравновесный теплообмен). Между тем, такое разделение необходимо, прежде всего, с той позиции, что технические способы уменьшения этих потерь в элементах различны. Для усовершенствования системы важно знать, влияние какой именно необратимости в элементе больше сказывается на эндогенной, а какой на экзогенной составляющей деструкции эксергии.

Как можно видеть, все отмеченные подходы имеют как преимущества, так и недостатки. Поэтому выбор метода должен быть продиктован конкретными целями, которые ставятся при проектировании систем термотрансформации.

1.2. Термoeкономический анализ и диагностика термотрансформаторов

1.2.1. Термoeкономический анализ

Термодинамический анализ оставляет без ответа важный для практики вопрос: в какой степени, а также какими средствами можно устранить потери эксергии в элементах? Технологически уменьшить потери эксергии можно за счет замены рабочего тела цикла, изменением расходов теплоносителей, а также реконструкцией теплообменных аппаратов, однако определить, какой из способов будет экономически оправдан, можно только с помощью термoeкономического подхода. При указанном подходе анализируются изменения, происходящие с потоком эксергии с момента ввода в систему и до получения конечного продукта с учетом цены каждого внутреннего потока. Это позволяет не только решить задачу распределения затрат для заданной структуры схемы термотрансформатора, но и определить стоимость эксергетических потерь с учетом их неэквивалентности, а соответственно и стоимость технических мероприятий, направленных на их уменьшение.

Идея создания термoeкономики появилась еще в 30 годы XX века, когда Ж. Кинан использовал *техническую работоспособность*, впоследствии названную эксергией потока, вместе с экономическими показателями для оценки стоимости целевого продукта, произведенного когенерационной установкой. Между тем, формализованной и адаптированной для широкого понимания термoeкономика стала только в 1962 г. благодаря профессору М. Трайбусу. В 80 гг. Р. Гаджиоли возродил интерес к этим исследованиям, систематизировав накопленный за два десятилетия опыт. В 1992 г. Б. Эрлах с сотрудниками разработал основы математического аппарата эксергоэкономики, назвав предложенный подход структурной теорией термoeкономики. В период с 2000 по 2010 гг. этот подход был успешно развит в работах А. Валеро и Ц. Торреса [8, 9]. Параллельно шло развитие термoeкономики и в другом направлении. В 80 – 90 гг. XX века Эль Саид, А. Бенелем и М. Фейт предложили декомпозиционную стратегию, основанную на Втором законе термодинамики в качестве одного из инструментов, облегчающих процедуру оптимизации комплексных энергопреобразующих систем [49].

Сфера применения термозкономического анализа распространяется на: 1) раздельный расчет стоимости каждого целевого продукта, генерируемого системой, в которой имеется более одного целевого продукта; 2) понимание механизма формирования стоимости процесса и стоимостей потоков эксергии в системе; 3) оптимизацию параметров в отдельных элементах и оптимизацию всей системы с учетом технико-экономических показателей; 4) диагностику энергопреобразующих систем.

Термозкономические методы могут быть поделены на алгебраические и численные методы. Эти методы основаны на эксергоэкономических моделях, которые, как правило, состоят из балансовых уравнений эксергии и определяют продукт каждого компонента системы.

К алгебраическим методам относятся методы, построенные на базе теории эксергетической стоимости (ТЕС) [50], теории эксергетической несовокупной стоимости (ТЕСД) [51], теории средней стоимости (АСТ) [52], принципа местных средних затрат (LIFO) [5, 55], а также метод удельной эксергетической стоимости (SPECO) [53] и модифицированный продуктивный структурный анализ (MOPSA) [54]. Среди численных методов можно выделить: термозкономический функциональный анализ (ТФА) [56]; инженерный функциональный анализ (ЕФА) [57]; структурный анализ (SAA) [58].

Развитие термозкономики в последние годы сосредоточено на определении влияния взаимосвязи элементов энергопреобразующих систем на стоимость конечного продукта [59]. В работах [60, 61] разработаны топологические модели процессов преобразования эксергии и распределения затрат по потокам эксергии. Анализ этих работ показал, что проблема распределения затрат, связанных с диссипативным элементом (стоимость остатка), каким является конденсатор, еще не получила окончательного решения. Можно выделить два главных критерия, используемых в термозэкономике для ее решения: а) распределение стоимости остатка пропорционально эксергии потока; б) распределение стоимости остатка пропорционально величине приращения энтропии вследствие необратимости термодинамических процессов.

Одним из важных направлений развития термозэкономики является термозкономическая оптимизация. Ее целью является

минимизация стоимости целевого продукта с учетом стоимости термодинамической неэффективности элементов системы. Здесь можно выделить два основных метода, опирающихся в оценке экономических показателей системы на концепцию эксергии. Первый метод, разработанный М. Трайбусом и Р. Эвансом, можно назвать автономным, он основан на использовании локальной удельной стоимости входящих и выходящих из элементов потоков эксергии [62 – 64].

В наиболее общем виде целевая функция термоэкономической оптимизации имеет следующий вид

$$\min_{\{x\}} c_p = \frac{C_T}{E_p} = \frac{\sum c_{ei} E_i + \sum Z_k}{E_p}, \quad (1.34)$$

где c_{ei} – стоимость единицы поступающей эксергии; E_i – годовое потребление эксергии из внешних источников; Z_k – капитальная стоимость элемента; E_p – эксергия производимой продукции; $\{x\}$ – совокупность параметров, по которым проводится оптимизация.

Оптимизация системы проводится на основе использования множителей Лагранжа, связанных с относящимися к ним входящими потоками эксергии. Эти множители отражают стоимость единицы эксергии, поскольку фактически являются весовыми коэффициентами той части потока эксергии, которая должна диссипировать [62].

Такой подход к термоэкономической оптимизации парокompрессионных термотрансформаторов нашел отражение в работах В. В. Оносовского [65 – 67] и Г. Уолла [68, 69].

Второй метод, предложенный Ю. Байером, предусматривает вычисление удельной стоимости эксергетических потерь и называется структурным. Преимущество этого метода заключается в том, что все элементы энергопреобразующей системы могут быть оптимизированы индивидуально с использованием технико-экономических показателей. Оптимизируя каждый элемент, находят оптимальную структуру системы. Применительно к оптимизации холодильных машин этот метод получил развитие в работах Д. Боера [12, 13], М. Д'Аккадия [70, 71], И. Денсера [72].

Целью оптимизации отдельного элемента системы является определение капитальной стоимости, соответствующей минимуму ежегодных эксплуатационных затрат системы при заданной минимальной удельной стоимости продукта.

Эксергетические потери в установке, соответствующие минимуму приведенных затрат, определяются по уравнению [71]

$$\frac{\partial C_T}{\partial x_{k,i}} = \pi_{k,i} \cdot c_3 \cdot \tau_{\text{экс}} \left(\frac{\partial E_{D,k}}{\partial x_{k,i}} \right) + \sum_k \left(\frac{\partial Z_k}{\partial x_{k,i}} \right) + \xi_{k,i} \left(\frac{\partial E_{D,k}}{\partial x_{k,i}} \right) = 0, \quad (1.35)$$

где $\pi_{k,i}$ – структурный коэффициент $\pi_{k,i} = \left(\frac{\partial E_{D,\text{сум}}}{\partial x_{k,i}} \right) / \left(\frac{\partial E_{D,k}}{\partial x_{k,i}} \right)$;

$E_{D,k}$ – эксергетические потери в k -м элементе; $E_{D,\text{сум}}$ – эксергетические потери в системе; $x_{k,i}$ – варьируемый параметр в k -м элементе, влияющий на величину эксергетических потерь; c_3 – стоимость электроэнергии, подведенной к установке; $\tau_{\text{экс}}$ – время эксплуатации установки в текущем году; Z_k – капитальная стоимость k -го элемента; $\xi_{k,i}$ – коэффициент влияния изменения стоимости j -ых элементов (Z_j), который определяется, как $\xi_{k,i} = \sum \partial Z_j / \partial E_{D,k}$. К j -м элементам относятся все элементы системы, кроме k -го. Коэффициентом $\xi_{k,i}$ пренебрегают тогда, когда изменение параметра $x_{k,i}$ не влияет на стоимость Z_j .

В уравнении (1.35) величина $\frac{\partial E_{D,k}}{\partial x_{k,i}}$ устанавливает влияние варьируемого параметра установки на потери от необратимости в элементе системы, а величина $\frac{\partial Z_k}{\partial x_{k,i}}$ учитывает влияние изменения параметра $x_{k,i}$ на инвестиционную стоимость элемента.

Согласно принятой в настоящее время в мире методике экономической оценки энергопреобразующих систем вклад капитальной составляющей в стоимость продукта системы определяется из тех соображений, чтобы за срок эксплуатации установки банку, выдавшему кредит на ее сооружение, была возвращена ссуда с учетом банковского процента.

Сумма, возвращаемая банку, определяется как

$$Z_k = a_d \bar{Z}_k,$$

где \bar{Z}_k – исходная капитальная стоимость элемента;

a_d – коэффициент восстановительной стоимости, который находится по уравнению [73]

$$a_d = \frac{r(1+r)^n}{(1+r)^n - 1}, \quad (1.36)$$

где r – коэффициент дисконтирования (банковский процент); n – текущий год эксплуатации установки.

Вопросы формирования эксергетической стоимости целевого продукта термотрансформатора рассмотрены в работах [58, 74]. Для корректного определения стоимости используется глубокая декомпозиция системы, позволяющая выделить целевой продукт для каждого элемента с учетом топологии системы.

В последующих главах, связанных с термоэкономическим анализом, авторы применяют целевой подход к определению эксергетического КПД элемента [5]

$$\eta_k^{\text{экс}} = \frac{E_{P,k}}{E_{F,k}}, \quad (1.37)$$

где $E_{F,k}$ и $E_{P,k}$ – эксергия «топлива» и эксергия «продукта» элемента.

В понятие эксергии «топлива» входят [5, 75]:

- эксергия всех потоков, которые входят в рассматриваемый элемент системы, включая при этом эксергию привода, потребляемую в этом элементе;
- любые увеличения эксергии между входящими и выходящими потоками, которые не соответствуют целевому назначению рассматриваемого элемента;
- любые уменьшения потока эксергии между входом и выходом из элемента;

Под эксергией «продукта» понимается [5, 75]:

- эксергия потоков вещества, выходящих из рассматриваемого элемента, а также эксергия теплового потока, полученная в этом элементе;
- увеличение эксергии потока между входом и выходом.

Относительное различие цен эксергии «продукта» и эксергии «топлива» для элемента системы определяется [75], как

$$r_k = \frac{1 - \eta_k^{\text{ЭК}}}{\eta_k^{\text{ЭК}}} + \frac{Z_k}{c_{F,k} E_{P,k}}, \quad (1.38)$$

где $c_{F,k}$ – стоимость эксергии «топлива» компонента; $E_{P,k}$ – эксергия «продукта» компонента.

Абсолютное изменение цены потока рабочего вещества при прохождении через элемент записывается в виде [75]

$$\Delta c_k = \frac{Z_k + c_{F,k} E_{D,k}}{E_{P,k}}. \quad (1.39)$$

Стоимость деструкции в элементе

$$C_{D,k} = c_{F,k} E_{D,k}. \quad (1.40)$$

Эксергоэкономический фактор [5, 73, 75]

$$f_k = \frac{Z_k}{Z_k + C_{D,k}}. \quad (1.41)$$

1.2.2. Термозэкономическая диагностика

В последние годы получило развитие одно из направлений термозэкономике – термозэкономическая диагностика, целью которой является выявление причин аномальной работы энергопреобразующей системы на основе декомпозиционного стоимостного анализа деструкции эксергии в ее элементах. Её основателями являются представители испанской школы прикладной термодинамики А. Валеро и Ц. Торрес [8].

Термозэкономическая диагностика является относительно новым разделом общей теории эксергетической стоимости [50]. Однако, несмотря на то, что это направление современной прикладной термодинамики в научном плане наименее оформлено и проработано, его практическая значимость не вызывает сомнений, поскольку в итоге позволяет оценить реальный потенциал энергосбережения термотрансформатора и указать пути к его реализации.

Основная задача термозэкономической диагностики, согласно [8], может быть сформулирована в следующем виде: *«где, сколько и какую часть потребляемой энергии можно сэкономить, сохраняя постоянным качественно и количественно целевой продукт установки».*

Термоэкономическая диагностика основывается на таких понятиях как «здоровый объект» и «реальный объект». Если диагностика выполняется на уровне термодинамических циклов, то под «здоровым объектом» понимается обратимый цикл, под «реальным объектом» – действительный цикл. Если диагностика проводится для существующих систем, то в этом случае сравниваются два режима работы установки: проектный (эталонный) и реальный, в котором имеют место аномалии в работе элементов, вызванные появлением в процессе их эксплуатации дополнительных необратимостей. Установление причин аномальной работы установки по признакам деградации энергии в элементах системы и оценка стоимости дополнительно подведенной эксергии, необходимой для компенсации потерь от необратимости в «реальном объекте», составляют предмет исследования термоэкономической диагностики.

В основе методологии термоэкономической диагностики лежит следующий принцип: не вся эксергия, сберегаемая за счет выбора рациональных термодинамических режимов работы установки, является практически полезной. Реальный потенциал энергосбережения в каждой установке ограничен техническими и экономическими причинами (стоимостью материалов и производственных процессов), а повышение эффективности элемента не может быть достигнуто без увеличения суммы инвестиций [5].

Технически возможный потенциал энергосбережения в системе может быть определен как $\Delta I_T \equiv I - I^0$, где I, I^0 – суммарные потери от необратимости в реальном и эталонном режимах, соответственно.

Термоэкономическая диагностика рассматривает потери эксергии в элементах системы с учетом их неэквивалентности. Для выявления взаимосвязей между потерями используется разделение эксергетических потоков по качественному признаку «топливо» и «продукт».

Изменение потребления топлива ΔF_T , или иными словами, подведенной к системе эксергии в случае появления дополнительной необратимости в одном из элементов может быть выражено при помощи уравнения [8, 9]

$$\Delta F_T = \Delta I_T = k_1 \dots k_{i-1} \Delta k_i k_{i+1} \dots k_n P_T = k_{F_i}^* \Delta k_i P_i, \quad (1.42)$$

где P_T – целевой продукт установки; P_i – «продукт» i -го элемента; k_{Fi}^* – эксергетическая стоимость «топлива», подведенного к элементу; Δk_i – изменение потребления эксергии в элементе.

Эксергетический баланс i -го компонента системы может быть записан как $I_i = F_i - P_i = (k_i - 1)P_i$. Если изменяются условия эксплуатации установки, то меняется ее эффективность и произведенный продукт. Таким образом, технически возможный потенциал энергосбережения для системы может быть определен по уравнению

$$\Delta I_i = P_i^0 \Delta k_i + (k_i - 1) \Delta P_i. \quad (1.43)$$

В уравнении (1.43) первое слагаемое характеризует влияние на ΔI_i потерь от необратимости в i -ом элементе, непосредственно связанных с его техническим несовершенством, а второе слагаемое определяет потери эксергии в том же i -ом элементе, однако зависящие от несовершенства остальных элементов.

1.3. Экологические аспекты при анализе термотрансформаторов

Утоньшение озонового слоя земной атмосферы и глобальное потепление зависит не только от выбросов в атмосферу углекислого газа, но и от выбросов хлорсодержащих хладагентов.

В настоящее время существует два стратегических подхода к замене хладагентов. Согласно первому подходу в сложившейся ситуации следует разрабатывать новые синтетические соединения, которые по прогнозам будут менее опасны для экологии по сравнению с заменяемыми. Согласно второму – следует ориентироваться на использование в холодильных машинах и ТНУ природных хладагентов, влияние которых на экологию давно известно и вполне предсказуемо.

Выбор нового альтернативного хладагента представляет собой сложную задачу, поскольку это всегда некое компромиссное решение между достаточно противоречивыми требованиями. Необходимо учитывать аспекты глобального и локального, прямого и опосредованного влияния хладагента на окружаю-

щую среду. Проведенный в работе [76] количественный анализ экологических характеристик ХМ показал, что экологические последствия в большей степени зависят от термодинамически обоснованного выбора энергетически эффективного хладагента, чем непосредственно от показателей прямой опасности хладагента.

Введению экологического аспекта в анализ и оптимизацию термотрансформаторов посвящены работы научной группы под руководством проф. В. П. Железного [77].

Для эколого-энергетической оценки хладагента в соответствующей системе многими авторами используется так называемый общий коэффициент эквивалентного потепления TEWI. Показатель TEWI учитывает, кроме прямого влияния рабочего вещества на атмосферу Земли, также и влияние, которое оказывает недостаточная эффективность оборудования, производящего первичную энергию [78]

$$TEWI = GWP_{\text{хл}} L_{\text{хл}} \tau + GWP_{\text{хл}} m_{\text{хл}} (1 - \alpha_{\text{хл}}) + \beta N_{\text{полн}} \tau, \quad (1.44)$$

где $GWP_{\text{хл}}$ – величина, показывающая, насколько единица массы хладагента вносит вклад в глобальное потепление за определенный период времени по сравнению с той же самой массой хладагента CO_2 , для которого $GWP_{\text{CO}_2}=1$; $L_{\text{хл}}$ – утечка хладагента, кг/год; τ – время эксплуатации оборудования, год; $m_{\text{хл}}$ – масса хладагента в установке, кг; $\alpha_{\text{хл}}$ – доля хладагента, утилизированного после окончания эксплуатации; β – масса выпущенного в атмосферу CO_2 (эмиссия) при производстве 1 кВт·ч электроэнергии, кг CO_2 /(кВт·ч); $N_{\text{полн}}$ – годовые затраты электроэнергии на эксплуатацию оборудования, (кВт·ч)/год.

В (1.44) величина $L_{\text{хл}}$ принимается равной 10 % от массы хладагента в установке, а эмиссия CO_2 β непосредственно зависит от региона и того, как в этом регионе производится электроэнергия (например, для гидроэлектростанции $\beta=0$). При производстве электрической энергии за счет сжигания нефти и угля β составляет около 0,8 кг CO_2 /(кВт·ч).

Следует отметить, что при оценке показателя TEWI часто первое и второе слагаемые, учитывающие прямую эмиссию хладагента, могут быть существенно ниже третьего слагаемого в

формуле (1.44). Непосредственный вклад в TEWI вносит термодинамическая эффективность ТНУ. Так, при использовании хладагента, требующего на 3 % больше электроэнергии на привод оборудования ТНУ или ХМ, показатель TEWI будет почти в 3 раза выше, чем при непосредственной эмиссии хладагента в атмосферу.

Показатель TEWI целесообразно использовать только для сравнения ТНУ с традиционными теплогенераторами, имеющими прямые сбросы в атмосферу.

Целесообразность использования показателя TEWI некоторыми авторами [19] подвергается критике. Отмечается, что ошибочно применять термозкологические факторы как функцию экологической оптимизации.

Возражение также вызывает тот факт, что при оценке перспективности замены хладагента исходят только из значения энергетической эффективности непосредственно самой ХМ. Между тем, правильнее учитывать затраты энергии на единицу произведенной охлажденной или замороженной продукции в течение определенного времени ее эксплуатации.

1.4. Термодинамические комплексы для анализа эффективности термотрансформаторов

Традиционно различные рабочие вещества сравнивают на основе теоретической эффективности при работе установки по стандартному циклу. В ряде работ [79, 80] получены корреляционные уравнения для расчета коэффициента преобразования ТНУ и холодильного коэффициента.

Наиболее полное, по числу влияющих факторов, уравнение для действительного коэффициента преобразования получено авторами работы [79]

$$\mu = \mu_0 \varphi_1 \varphi_2 \varphi_3 \varphi_4 \varphi_5, \quad (1.45)$$

где $\mu_0 = T_k / (T_k - T_0)$ – коэффициент преобразования идеального цикла. Поправочные коэффициенты $\varphi_1, \dots, \varphi_5$ в уравнении (1.45) учитывают: φ_1 – влияние замены среднетермодинамической температуры в цикле Ренкина на температуру конденсации; φ_2 – влияние потерь при дросселировании; φ_3 – наличие перегрева и

переохлаждения в ТНУ; φ_4 – потери в результате необратимого сжатия; φ_5 – дополнительные затраты мощности компрессора на преодоление трения в нагнетательном и всасывающем трубопроводах.

Для оценки влияния теплофизических свойств рабочего вещества авторами уравнения (1.45) использованы аппроксимационные зависимости для четырех хладагентов, входящие в состав поправочного коэффициента φ_2 . Такое обобщение значительно сужает область применения уравнения, ограничивая ее только однокомпонентными веществами. Более широкие возможности для анализа дает использование термодинамических комплексов, позволяющих еще на стадии предпроектных расчетов прогнозировать, к примеру, влияние изменения состава смесевых хладагентов на величину μ .

По мнению Г. Лоренцена [81] для повышения эффективности важнее приспособить цикл к свойствам рабочего вещества, чем требовать, чтобы хладагент соответствовал неким стандартным условиям работы установки.

В работе [82] А. В. Быковым предложена система термодинамических комплексов для оценки перспективности применения хладагентов и выбора соответствующей конфигурации термодинамического цикла, а также структуры технологической схемы ХУ и ТНУ. Так, к примеру, вид цикла в основном зависит от соотношения относительных теплоемкостей насыщенной жидкости $\bar{c}'_p = c'_p / r_0$ и перегретого пара $\bar{c}_p = c_p / r_0$. При малых значениях \bar{c}_p по сравнению с \bar{c}'_p целесообразно использовать циклы с промежуточным охлаждением сжимаемого пара жидким хладагентом, а также регенеративные циклы. При больших значениях \bar{c}'_p повышается эффективность циклов с многократным дросселированием хладагента. При анализе конструктивных характеристик ХМ и ТНУ основными факторами являются молекулярная масса, уровень давления пара и критическая температура. Следует отметить, что использование термодинамических комплексов для прогнозирования и анализа характеристик ХМ и ТНУ требует от проектировщика достаточно большого опыта и интуиции. Кроме того, полученные на основе комплексов зависимости не обладают наглядностью, поскольку только

косвенно отражают влияние теплофизических характеристик хладагента на энергетическую эффективность и конструктивные параметры установки.

В результате обобщения экспериментальных данных О. Ш. Везиришвили [83, 84] впервые получил полуэмпирическое уравнение для действительного коэффициента преобразования ТНУ в диапазоне изменения температур испарения T_0 от 5 до 15 °С и конденсации T_k от 50 до 95 °С в виде

$$\mu = 2,48 \left[\frac{r_k}{c'_p (T_k - T_0)} \right]^{0.42}, \quad (1.46)$$

где r_k – теплота парообразования при давлении конденсации; c'_p – теплоемкость жидкости; $r_k / c'_p (T_k - T_0)$ – критерий Клаузиуса.

Эта формула обобщала результаты экспериментальных исследований ТН при работе с хладагентами R12, R142, R114, а также со смесью R12 и R142 (с соотношением 3:1) в диапазоне изменения температуры испарения от -15 до 15 °С и температуры конденсации от 50 до 95 °С. Хотя запрет на использование озоноразрушающих хладагентов существенно и ограничил возможность применения уравнения (1.46), оно по-прежнему остается единственным на сегодняшний день выражением в критериальном виде для μ .

1.5. Энтропийно-статистический метод анализа термотрансформаторов

В процессе эксплуатации установок термотрансформации вследствие неизбежного износа деталей элементов установки величина внутренней диссипации энергии в цикле увеличивается, что приводит к снижению ее термодинамического совершенства. В этой связи реальные значения потерь от необратимости в элементах термотрансформаторов могут в несколько раз отличаться от теоретических, вычисляемых методами классической термодинамики.

Для оценки величин реальных потерь в работах [85, 86] разработан метод термодинамического анализа, основанный на привлечении экспериментальных статистических значений относительно степени термодинамического совершенства термотрансформаторов.

Метод позволяет учесть потери от необратимости, увеличивающиеся в процессе эксплуатации установки, а также оценить величину реально необходимой затраты работы в цикле на компенсацию приращения энтропии, которое может быть выражена через теоретические значения коэффициентов Карно-Клаузиуса [85].

Действительная затрата работы определяется соотношением

$$L_{\text{действ}} \cong \sum l_{\text{min}} + \left(T_{\text{oc}} \sum_{i=1}^n \Delta S_i \right)_{\eta_{\text{терм}T_x}}, \quad (1.47)$$

где $\sum l_{\text{min}}$ – сумма минимально необходимых затрат работы для охлаждения; $\left(T_{\text{oc}} \sum_{i=1}^n \Delta S_i \right)_{\eta_{\text{терм}T_x}}$ – величина ожидаемых необходимых

реальных затрат электроэнергии на компенсацию приращения энтропии во всех подсистемах, которая вычислена с учетом степени термодинамического совершенства $\eta_{\text{терм}T_x}$, для установок, генерирующих холод при T_x , т.е. на температурном уровне выработки холода.

Действительная величина затраты работы для компенсации приращения энтропии при неравновесном теплообмене между двумя подсистемами: $T_{x1} < T_{x1} < T_{\text{oc}}$

$$\Delta l_{\text{действ}}^{\text{т.о}} \cong q_x \left(\frac{T_{\text{oc}} - T_{x1}}{T_{x1}} \frac{1}{\eta_{\text{терм}T_{x1}}} - \frac{T_{\text{oc}} - T_{x2}}{T_{x2}} \frac{1}{\eta_{\text{терм}T_{x2}}} \right). \quad (1.48)$$

Действительная величина затраты работы для компенсации приращения энтропии в низкотемпературных установках вследствие трения

$$\Delta l_{\text{действ}}^{\text{тр}} \cong l_{\text{тр}} + q_{\text{тр}} \frac{T_{\text{oc}} - T_{\text{тр}}}{T_{\text{тр}} (\eta_{\text{терм}})_{T_{\text{тр}}}}, \quad (1.49)$$

где $(\eta_{\text{терм}})_{T_{\text{тр}}}$ – среднестатистическая величина степени термодинамического совершенства реальных низкотемпературных установок на уровне температуры трения $T_{\text{тр}}$.

Выделяющаяся при трении теплота $q_{\text{тр}}$ в первом приближении равна работе, затрачиваемой на преодоление сил трения ($q_{\text{тр}} \approx l_{\text{тр}}$).

Этот подход, предложенный В. В. Сычевым и А. М. Архаровым, еще не получил широкого распространения по причине ограниченности статистической информации о величине $\eta_{\text{терм}T_x}$ на разных температурных уровнях работы установки.

В работах [87, 88] развит несколько иной подход к оценке реальных потерь в ХМ и ТНУ. Он основан на использовании статистической информации относительно величины приращения энтропии вследствие необратимости термодинамических процессов в действующих установках. Причем, в отличие от предыдущего подхода эта информация может быть получена самостоятельно исследователем путем статистической обработки каталожных данных выпускаемых установок.

В работах М. Гордона, К. С. Нжу, Х. Т. Чуа [87, 88] предложена полуэмпирическая термодинамическая модель для анализа реальных характеристик чиллеров

$$\frac{T_{s1}}{T_{w1}} \left[1 + \frac{1}{\varepsilon} \right] - 1 = \frac{T_{s1} \Delta S_{\text{вн}}}{Q_0} + \frac{Q_{\text{тп}}^{\text{ЭКВ}} (T_{w1} - T_{s1})}{T_{w1} Q_0} + \frac{R_{\text{сум}} Q_0}{T_{w1}} \left[1 + \frac{1}{\varepsilon} \right], \quad (1.50)$$

где Q_0 – холодопроизводительность; T_{s1} – температура хладоносителя на входе в испаритель; T_{w1} – температура теплоносителя на входе в конденсатор; $Q_{\text{тп}}^{\text{ЭКВ}}$ – величина эквивалентных теплотерь с поверхности элементов ХМ; $R_{\text{сум}}$ – суммарное термическое сопротивление испарителя и конденсатора. Величина $\Delta S_{\text{вн}}$ определяет внутренние диссипативные потери энергии в цикле, в том числе обусловленные влиянием термогидравлической необратимости.

В уравнении (1.50) значения $\Delta S_{\text{вн}}$, $Q_{\text{тп}}^{\text{ЭКВ}}$, $R_{\text{сум}}$ находятся методом множественной линейной регрессии. Искомые величины $\Delta S_{\text{вн}}$, $Q_{\text{тп}}^{\text{ЭКВ}}$, $R_{\text{сум}}$ являются регрессионными коэффициентами m_k в уравнении $y = m_1 x_1 + m_2 x_2 + m_3 x_3$.

Таким образом, использование методов прикладной термодинамики при создании парокомпрессорных термотрансформаторов позволяет проводить анализ и оптимизацию установки, наиболее просто и наглядно осуществлять диагностику ее термодинамического совершенства, выявлять резервы технической системы, а также помогает избежать ошибки при проектировании новых технологических схем.

СИСТЕМНЫЙ АНАЛИЗ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ЦИКЛОВ С УЧЕТОМ СТРУКТУРНО-ТОПОЛОГИЧЕСКИХ ОСОБЕННОСТЕЙ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРОВ

Важнейшей проблемой в области методологии анализа и синтеза теплотехнических систем является разработка алгоритмов поиска оптимальных структур [16]. Оптимальные параметры определяются для различных технологических схем (структур), в которых варьируется способ соединения основных и вспомогательных элементов, их число, тип конструкции подобных элементов. Задача определения оптимальных технологических схем решается по существу методом перебора разных структур, осуществляемым в соответствии с субъективными представлениями проектировщика относительно эффективности той или иной схемы. Развитие методов, позволяющих вести направленный поиск схем в противоположность «слепой» процедуре перебора, позволит сделать процесс оптимизации теплотехнических систем управляемым. Это даст возможность еще на этапе предпроектного анализа сразу исключить из рассмотрения те схемы, совершенствование элементов которых не даст существенного повышения эффективности всей установки.

Специфической особенностью пароконпрессорных термотрансформаторов является не только их сложность из-за многообразия происходящих процессов, но и неразрывная связь с их технологическим назначением. Каждой технологической схеме термотрансформатора свойственны характерные для нее проявления потерь от необратимости [85]. В связи с этим при их проектировании следует особое внимание уделять анализу влияния структурных факторов, таких как число элементов схемы, способ их соединения, на термодинамическое совершенство установки, характер распределения эксергетических потерь в ее элементах.

В этой и последующих главах рассматриваются основные теоретические положения предлагаемого подхода к разработке высокоэффективных схем ХМ и ТНУ для систем теплохладоснабжения.

Логическая схема предлагаемого системно-структурного анализа парокomppressorных термотрансформаторов представлена на рис. 2.1.



Рис. 2.1. Логическая схема системно-структурного анализа парокomppressorных термотрансформаторов

2.1. Влияние структурной сложности технологических схем холодильных машин и теплонасосных установок на их термодинамическую эффективность

2.1.1. Методика оценки сложности технологической схемы ТНУ

Теплонасосная установка представляет собой единый комплекс разнообразных элементов оборудования со структурой технологической схемы различной степени сложности.

Под структурой технологической схемы подразумевается множество возможных вариантов реализации термодинамического цикла, отдельные компоненты которого отличаются наличием или отсутствием вспомогательного оборудования, особенностями последовательности включения теплообменных аппаратов по тепло- и хладоносителю и т. д.

Многообразие термодинамических циклов ТНУ вызывает большое разнообразие технологических схем, различающихся между собой числом и составом теплообменного и компрессорного оборудования. Только для одних двухступенчатых циклов можно предложить не менее 10 различных по своей структуре технологических схем.

Учитывая все многообразие оборудования ТНУ, а также большое число возможных структурных соединений элементов в технологическую схему, возникает задача поиска рациональной структуры технологической схемы ТНУ, конфигурации ее термодинамического цикла и хладагента, обеспечивающих при заданных условиях высокую энергетическую эффективность.

Решение такой задачи связано с анализом и оценкой множества вариантов схемных решений ТНУ как известных, так и новых, синтезируемых на их основе. Для этого необходим единый критерий оценки схемы и оборудования, свободный от влияния субъективных факторов. Таковым является критерий сложности [16].

Критерий сложности представляет собой качественную характеристику, для которой в настоящее время фактически нет однозначных методов оценки. В основе оценки критерия сложности любой технической системы лежит в первую очередь ха-

рактика сложности структуры схемы, сложность ее создания, функционирования и т.д.

В работе [89] предлагается рассчитывать степень сложности системы как отношение между произведением числа элементов в системе x_1 , числа связей между ними x_2 , числа материалов, используемых при изготовлении x_3 , суммарного числа входов и выходов потоков рабочего вещества x_4 , числа используемых физических эффектов x_5 и произведением точности изготовления x_6 и функционирования x_7

$$D_{\text{сх}} = \left(\frac{x_1 x_2 x_3 x_4 x_5}{x_6 x_7} \right)^{0,5}. \quad (2.1)$$

Наличие в формуле (2.1) величины x_7 значительно затрудняет расчет по ней, поскольку количественная оценка точности функционирования возможна только на основе анализа термодинамического состояния реальной системы.

Известен также подход к оценке сложности, основанный на определении числа системных уровней [90]. Чем больше уровней, тем сложнее система. Однако, такой критерий весьма условен и не объективен, поскольку самым низким уровнем должен обладать самый простой элемент системы, выбор которого субъективен. Поэтому, используя данный подход, можно оценить не столько сложность системы, сколько ее детальность.

Сложность можно характеризовать числом состояний, в которых может находиться система [91]

$$N = y^{n(n-1)}, \quad (2.2)$$

где n – число элементов; y – число состояний каждой связи элемента.

При $N \leq 10^3$ система является простой, при $10^3 \leq N \leq 10^6$ – сложной, при $N \geq 10^6$ – очень сложной.

Для нахождения величины y_i i -го элемента необходимо знать число параметров состояния потока рабочего вещества для каждой из составляющих его фаз. Это существенно усложняет задачу определения N .

Сложность элемента можно оценить, используя понятие эксергии [19]. В этом случае, величина $D_{\text{сх}}$ определяется величиной эксергии E , затраченной на создание оборудования

$$E = \sum_{i=1}^n M_i \left(\frac{l_{\text{доб}}}{\eta'_{\text{доб}}} + \frac{\Delta U_{\text{Гиббс}}}{\eta'_{\text{вос}}} + \frac{l_{\text{обр}}}{\eta'_{\text{обр}}} \right) + w_{\text{пр}}, \quad (2.3)$$

где M_i – масса i -й детали; $l_{\text{доб}}$ – удельная минимальная работа, затраченная при добыче сырья; $l_{\text{обр}}$ – удельная теоретическая работа, затраченная при обработке детали; $\Delta U_{\text{Гиббс}}$ – удельная энергия Гиббса реакции восстановления (металлургический процесс); $\eta'_{\text{доб}}$ – КПД процесса добычи сырья; $\eta'_{\text{обр}}$ – КПД процесса обработки детали; $\eta'_{\text{вос}}$ – КПД процесса восстановления; n – количество деталей в элементе системы; $w_{\text{пр}}$ – затраты эксергии на обработку, сборку, транспорт всех элементов системы.

Следует отметить, что указанные подходы хорошо себя зарекомендовали в химической технологии и других областях техники, но они не позволяют в полной мере оценить сложность системы, в основе работы которой лежит термодинамический цикл.

В работе [16] Е. И. Таубман предложил в качестве критерия сложности использовать параметр

$$D_{\text{сх}} = D'_i (\bar{m} + \bar{p}), \quad (2.4)$$

учитывающий суммарное число взаимодействий теплотехнической системы с окружающей средой \bar{p} (в данном случае: отвод теплоты с конденсатора, подвод низкопотенциального тепла к испарителю, подвод мощности на компрессию пара), суммарное число технологических связей между элементами системы \bar{m} и суммарную сложность всех элементов D'_i .

Если предположить, что повышение эффективности теплотехнического оборудования возможно только за счет усложнения его структуры, то применительно к анализу теплообменных аппаратов ТНУ показателем сложности конструкции D'_i в формуле (2.4) может служить масса функционально значимых элементов теплообменника $m_{\text{т}}$, отнесенная к коэффициенту теплопередачи $k_{\text{т}}$, т.е.

$$D'_i = \frac{m_{\text{т}}}{k_{\text{т}} F_{\text{т}}}, \quad (2.5)$$

где $F_{\text{т}}$ – площадь теплопередающей поверхности аппарата, м^2 .

Для оценки сложности конструкции компрессора D'_i может быть использована величина удельной материалоемкости

$$D'_{\text{км}} = \frac{m_{\text{км}}}{V_{\text{км}}}, \quad (2.6)$$

где $m_{\text{км}}$ – «чистый» вес компрессора, кг; $V_{\text{км}}$ – объемная производительность, м³/ч.

Очевидно, что формулы (2.5) и (2.6) дают только приближительную сравнительную оценку сложности элементов ТНУ, поскольку не учитывают разнообразие материалов, используемых при изготовлении установки.

Для более детальной оценки уровня сложности технологической схемы ТНУ в работе [92] нами предложен следующий подход.

Сложность структуры технологической схемы ТНУ определяется числом и разнотипностью элементов основного и вспомогательного оборудования, которое непосредственно оказывает влияние на термодинамическую эффективность цикла и изменяет его конфигурацию, количеством вспомогательного оборудования, которое, в свою очередь, также влияет на термодинамическую эффективность, но при этом не изменяет конфигурацию цикла, числом существующих и потенциальных связей между элементами, а также уровнем сложности самих элементов.

Критерий сложности ТНУ или ХМ можно представить в следующем виде:

$$D_{\text{сх}}^* = \sum_{i=1}^{\kappa} D_i n_i \bar{m}_i + j + g + b, \quad (2.7)$$

где n – число вспомогательных элементов, непосредственно влияющих на термодинамический цикл и определяющих его конфигурацию; D_i – сложность основного элемента схемы; \bar{m}_i – число технологических связей между элементами; j – число вспомогательных элементов, влияющих на эффективность цикла, но не изменяющих его конфигурацию; g – количество разнотипных элементов одинакового технологического назначения; b – число потенциальных связей между элементами.

Рассмотрим подробно все величины, входящие в выражение (2.7). К числу основных элементов схемы ТНУ или ХМ отнесем оборудование, непосредственно реализующее процесс трансформации теплоты, т. е. компрессор, конденсатор, испаритель, дроссельный вентиль (или детандер).

Появление в схеме ТНУ вспомогательных элементов связано с обеспечением надежности и эффективности работы основного оборудования. Среди вспомогательных элементов, влияющих на эффективность цикла и определяющих его конфигурацию, выделим переохладитель, регенеративный теплообменник, экономайзер, промежуточный сосуд, охладитель перегретого пара, отделитель жидкости. Здесь следует отметить, что в классическом варианте отделитель жидкости не оказывает прямого влияния на цикл. Только в насосно-циркуляционных схемах, имеющих большую протяженность жидкостного и всасывающего трубопроводов, его установка способствует уменьшению потерь, связанных с дросселированием за счет увеличения кратности циркуляции хладагента.

Вспомогательными элементами, которые оказывают влияние на эффективность цикла, но при этом не изменяют его конфигурацию, являются разного рода вентили (заправочные, соленоидные), фильтры, линейный ресивер, маслоотделитель.

Количественная оценка разнотипности оборудования предусматривает выделение из числа основного и вспомогательного оборудования различных по принципу действия элементов одинакового технологического назначения, например, наличие в схеме одновременно винтового и поршневого компрессора или же компрессора с дозарядкой.

При определении числа потенциальных связей между элементами необходимо выделить возможные варианты включения основных и вспомогательных элементов. Например, в схеме возможны два варианта охлаждения компрессора: парами рабочего вещества после испарителя или парами рабочего вещества после промежуточного сосуда. Или, когда в схеме может быть предусмотрено включение промежуточного охладителя после компрессора высокой ступени или использование охлаждаемого маслоохладителя.

2.1.2. Выбор технологической схемы ТНУ на основе оценки критерия сложности

Как известно [6, 82, 93], более сложные технологические схемы парокompрессионных термотрансформаторов применяются с целью сокращения внутренних необратимостей цикла,

связанных с дросселированием и нагревом пара выше температуры конденсации. Основным критерием оценки эффективности внесенных в цикл усложнений является коэффициент обратимости ψ

$$\psi = \frac{\mu_d}{\mu_0}, \quad (2.8)$$

где μ_d – действительный коэффициент преобразования цикла ТНУ; $\mu_0 = T_k / (T_k - T_0)$ – коэффициент преобразования идеального цикла Карно, осуществляемого в диапазоне температур кипения T_0 и конденсации T_k хладагента.

На рис. 2.2 представлены зависимости коэффициента ψ от D_{cx} для различных рабочих веществ ТНУ.

При расчете термодинамических свойств хладагентов используется база данных [94], а расчет параметров цикла ТНУ выполняется по методикам [73, 95]. Сложность схемы оценивается по формуле (2.4).

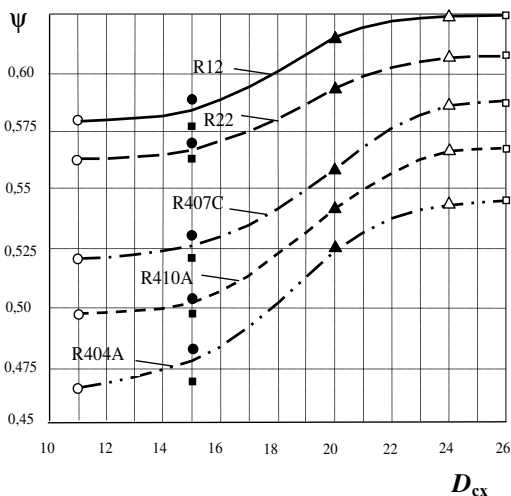


Рис. 2.2.
Зависимость ψ от параметра D_{cx}

○ – простой цикл; • – регенеративный цикл; ■ – цикл с затопленным испарителем; □ – двухступенчатый цикл переохладителем; ▲ – двухступенчатый цикл с промежуточным сосудом; △ – двухступенчатый цикл с двумя конденсаторами

При расчетах для всех рассматриваемых схем принимались фиксированные температурные границы цикла ($T_0 = -10$ °С;

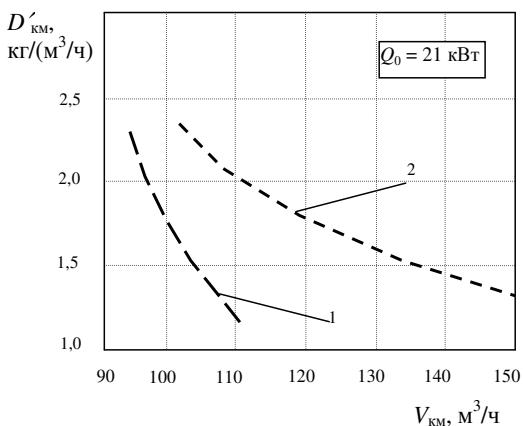
$T_k = 65 \text{ }^\circ\text{C}$). Степень регенерации для регенеративного цикла составляла $\eta_{\text{пр}} = 0,3$. Оптимальное промежуточное давление $P_{\text{пр}}$ в двухступенчатых циклах определялось из соотношения $P_{\text{пр}} = \sqrt{P_1 P_2}$. Сложность элементов ТНУ не учитывалась (для всех схем $D_i = \text{const}$).

Как видно из рис. 2.2, разумным пределом усложнения цикла является значение параметра $D_{\text{сх}} = 24$. Дальнейшее усложнение цикла фактически не сказывается на величине ψ . Поэтому для данных температурных границ цикла можно рекомендовать двухступенчатую схему с двумя конденсаторами.

Диапазон значений $D_{\text{сх}}$ от 15 до 20 характеризует область рационального усложнения цикла и схемы ТНУ, когда наблюдается скачкообразное увеличение величины ψ .

Следует отметить, что различия между одно- и двухступенчатыми схемами по значению ψ становятся менее существенными с уменьшением разности между температурой конденсации и кипения в цикле $\Delta T = T_k - T_0$. Так при $\Delta T = 75 \text{ }^\circ\text{C}$ изменение ψ составляет 7 %, а при $\Delta T = 45 \text{ }^\circ\text{C}$ всего 1,4 %.

На рис. 2.3 и 2.4 приведены расчетные зависимости параметров сложности компрессоров фирм “Bitzer” и “Copeland”, а также воздушных испарителей фирмы “Gunter”, полученные по выражениям (2.5) и (2.6) для различных моделей холодопроизводительностью $Q_0 = 21 \text{ кВт}$ с хладагентом R134a при $T_0 = -10 \text{ }^\circ\text{C}$; $T_k = 65 \text{ }^\circ\text{C}$.



1 – полугерметичные и открытые поршневые компрессоры “Bitzer”;
2 – сальниковые и полугерметичные компрессоры «Copeland”

Рис. 2.3. Зависимость $D'_{\text{км}}$ от объемной подачи компрессора $V_{\text{км}}$

Как видно из рис. 2.3, снижение показателя $D'_{\text{км}}$ с повышением $V_{\text{км}}$ при неизменной холодопроизводительности $Q_0 = \text{const}$ является общей тенденцией для компрессоров “Bitzer” и “Copeland”, что обусловлено улучшением их потребительских качеств (компактность, удобство монтажа), в том числе – за счет усложнения конструкции.

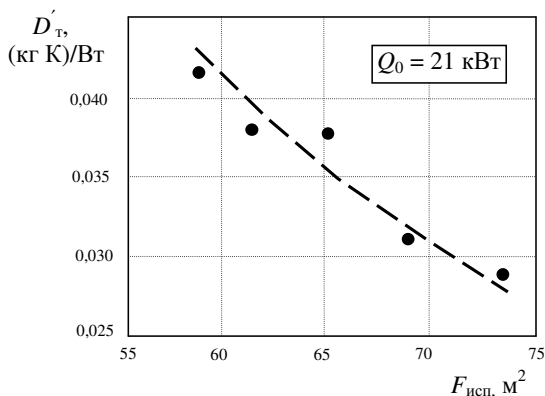


Рис. 2.4. Зависимость D'_{T} от величины теплопередающей поверхности $F_{\text{исп}}$ для воздушных испарителей фирмы “Gunter”

При создании научно-обоснованной методики поиска новых рабочих тел циклов и схем ХМ и ТНУ в работах [92, 96, 97] получены термодинамические комплексы, представляющие собой обобщенные характеристики термодинамических свойств хладагентов. Они позволяют выбирать рабочие тела параллельно с определением рациональной конфигурации и параметров цикла.

Как известно [98], зависимость ψ от термодинамических свойств рабочего вещества может быть представлена уравнением

$$\psi = \frac{Kl_{\kappa} - 1 + \Theta \cdot \Lambda}{Kl_{\kappa} - \frac{\Theta}{2} + \Theta \cdot \Lambda}, \quad (2.9)$$

где $Kl_{\kappa} = \frac{r_{\kappa}}{c'_p(T_{\kappa} - T_0)}$ – критерий Клаузиуса; $\Lambda = \frac{c''_p}{c'_p}$ – отношение теплоемкостей насыщенного пара c''_p и жидкости c'_p ;

$\Theta = \frac{T_k}{T_{cp}}$ – отношение температуры конденсации T_k к средней

температуре в цикле T_{cp} .

Анализ выражения (2.9) показал, что в рамках заданных температурных границ термодинамического цикла величина ψ фактически является только функцией критерия Клаузиуса. С увеличением Kl_k величина ψ растет. Таким образом, в качестве основного критерия, характеризующего термодинамические свойства рабочего вещества, в работе используется критерий Клаузиуса.

На рис. 2.5 *а* приведена зависимость ψ от критерия Kl_k для различных хладагентов. Величина Kl_k рассчитывалась при $T_k = 328$ К; $T_0 = 268$ К и $T_0 = 273$ К.

На рис. 2.5 *б* для указанных хладагентов представлена зависимость ψ от критерия Kl_k для схем различной структурной сложности.

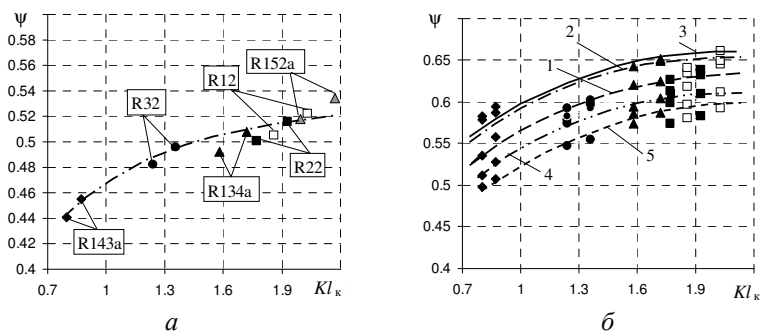


Рис. 2.5. Зависимость коэффициента ψ от Kl_k для схем:

- 1 – простая одноступенчатая ($D_{cx} = 11$; $D_{cx}^* = 20$); 2 – регенеративная ($D_{cx} = 15$; $D_{cx}^* = 35$); 3 – двухступенчатая с неполным промежуточным охлаждением ($D_{cx} = 17$; $D_{cx}^* = 41$); 4 – двухступенчатая с экономайзером ($D_{cx} = 22$; $D_{cx}^* = 68$); 5 – двухступенчатая с промежуточным впрыском ($D_{cx} = 18$; $D_{cx}^* = 46$)

Оценка сложности схемы проводилась по двум критериям – критерию Таубмана D_{cx} и модифицированному критерию D_{cx}^* . Следует отметить, что использование критерия D_{cx}^* целесообразно на более поздних этапах анализа, а на предпроектном этапе, когда тип оборудования еще не известен, может быть применен критерий D_{cx} .

В работе [92] установлено, что влияние Kl_k на Ψ уменьшается с увеличением сложности схемы. Для схем большой сложности Ψ от термодинамических свойств хладагента фактически не зависит. Объясняется это тем, что с усложнением схемы снижается влияние на термодинамическую эффективность внутренней необратимости в цикле, обусловленной процессами сжатия и расширения.

Следует отметить, что выбор той или иной схемы без учета экономических показателей не может быть окончательным, поскольку любое усложнение схемы ТНУ в итоге приводит к увеличению капитальных затрат. В связи с этим в работе [92] предложен интегральный термоэкономический критерий для оценки структуры технологической схемы ТНУ, учитывающий влияние термодинамических и технико-экономических показателей

$$\bar{\Xi}_{\text{ТО}} = \frac{\Psi}{Z},$$

где Z – интегральный экономический критерий оценки энергетического оборудования [99], равный

$$Z = \frac{z_k + z_{\text{эк}}}{Q_k \tau \bar{\vartheta}},$$

где z_k – капитальные затраты, \$; $z_{\text{эк}}$ – эксплуатационные затраты, \$; Q_k – теплопроизводительность ТНУ; τ – наработка установки до капремонта.

Величина $\bar{\vartheta}$ представляет собой весовой коэффициент $\bar{\vartheta} = \frac{c_t}{c_{\text{эл}}}$, где c_t – себестоимость производства тепловой энергии в ТНУ, \$/(кВт ч); $c_{\text{эл}}$ – тариф на электрическую энергию, \$/(кВт ч).

На рис. 2.6 представлены зависимости критерия $\bar{\Xi}_{\text{ТО}}$ от параметра сложности $D_{\text{сх}}$ для рассматриваемых схем и хладагентов. Сложность схемы рассчитывалась по выражению (2.7). При определении Z задавались следующие исходные данные: $Q_k = 8,62$ кВт, $c_{\text{эл}} = 0,035$ \$/(кВт ч); $\tau = 7000$ ч.

Как видно из рис. 2.6, при заданных условиях ($T_k = 55$ °С; $T_0 = -10$ °С) наиболее рациональной для большинства хладаген-

тов является двухступенчатая схема с неполным промежуточным охлаждением ($D_{cx}^* = 41$). Исключение составляют хладагенты R143a и R134a, для которых эффективной оказывается одноступенчатая регенеративная схема.

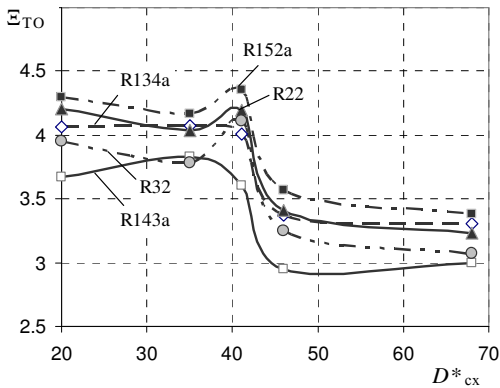


Рис. 2.6. Зависимость критерия E_{TO} от параметра сложности схемы D_{cx}^*

Введение в предпроектный термодинамический анализ критерия сложности схемы позволило системно подойти к рассмотрению некоторых вопросов, связанных с оптимизацией циклов.

Проведенные в работах [100, 101] расчетные исследования коэффициента преобразования μ для сверхкритического цикла обнаруживают наличие экстремума относительно давления нагнетания P_2 и существование оптимального P_2^{opt} , при котором μ имеет максимальное значение.

В связи с этим представилось целесообразным определить влияние параметра D_{cx} на изменение оптимального давления нагнетания в сверхкритическом цикле с хладагентом R744. Это позволило еще на этапе предпроектного анализа ХМ и ТНУ выделить рациональную границу усложнения технологической схемы в зависимости от P_2^{opt} .

Необходимость в определении P_2^{opt} для каждого конкретного цикла при этом отпадает, поскольку в анализе циклов используется обобщенная зависимость для P_2^{opt} .

В работе [102] рассматривались 11 наиболее типичных одноступенчатых и двухступенчатых технологических схем ТНУ, работающих по сверхкритическому циклу (рис. 2.7).

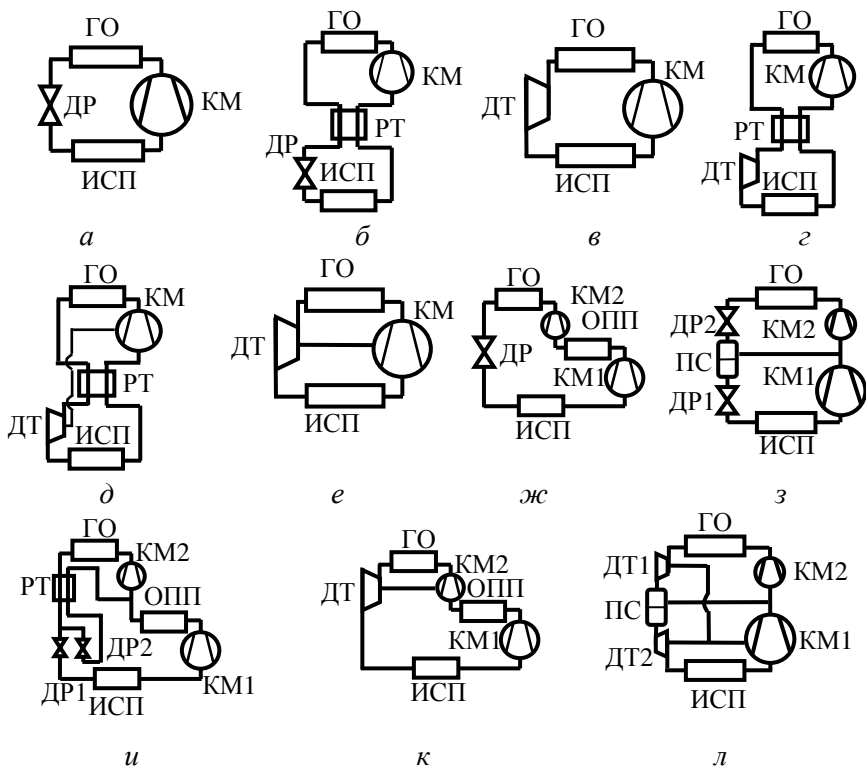


Рис. 2.7. Технологические схемы сверхкритических ТНУ с R744

- а* – простая одноступенчатая; *б* – одноступенчатая с регенерацией;
в – одноступенчатая с детандером; *г* – регенеративная с детандером;
д – регенеративная с совмещенным детандером; *е* – простая одноступенчатая
с совмещенным детандером; *ж* – двухступенчатая с неполным промежуточ-
ным охлаждением; *з* – двухступенчатая с промежуточным впрыском пара;
и – двухступенчатая с неполным охлаждением и двойным дросселированием;
к – двухступенчатая с совмещенным детандером второй ступени;
л – двухступенчатая с промежуточным впрыском пара и совмещенными де-
тандерами с компрессором первой ступени

Зависимость $P_2^{\text{опт}} = f(D_{\text{сх}})$ представлена на рис. 2.8, из анализа которой видно, что для двухступенчатых сверхкритических ТНУ даже незначительное усложнение технологической схемы может привести к существенному изменению в цикле величины $P_2^{\text{опт}}$.

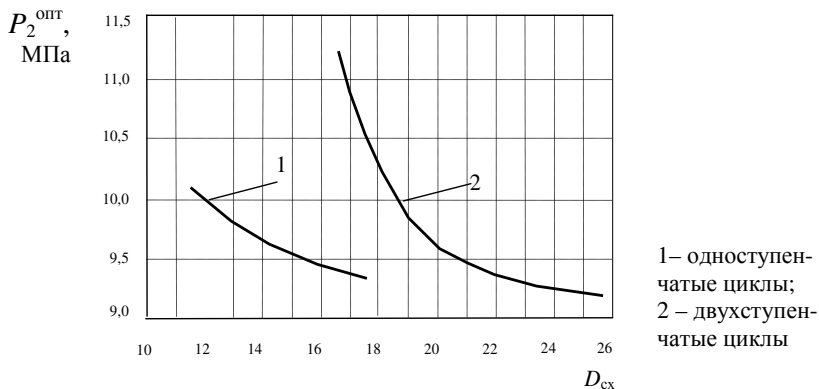


Рис. 2.8. Зависимость оптимального давления нагнетания в сверхкритическом цикле ТНУ от $D_{\text{сх}}$

Обработка методом множественной регрессии более чем 270 отдельных опытов позволила получить в [103] уравнение для вычисления $P_2^{\text{опт}}$ в зависимости от температуры испарения T_0 , температуры на выходе из газоохладителя T_3 , а также параметров m и p , входящих в критерий структурной сложности Таубмана. При подсчете величины m следует учитывать только те элементы, которые «работают на цикл», т. е. те, которые непосредственно осуществляют процесс термотрансформации. Оптимальное давление нагнетания $P_2^{\text{опт}}$ (бар):

$$P_2^{\text{опт}} = 3,351 + 2,526 \cdot T_3 - 0,119 \cdot T_0 - 0,775 \cdot \bar{m} - 0,370 \cdot \bar{p}. \quad (2.10)$$

Уравнение (2.10) справедливо для следующего диапазона изменения факторов:

$$T_0 = -10 \div 10 \text{ } ^\circ\text{C}; T_3 = 31 \div 40 \text{ } ^\circ\text{C}; \bar{m} = 4 \div 10; \bar{p} = 3 \div 6.$$

Степени влияния указанных факторов на $P_2^{\text{опт}}$ следующие:

$$\Delta(T_3) = 0,9722427; \Delta(T_0) = -0,03545212; \Delta(\bar{m}) = -0,08756758; \\ \Delta(\bar{p}) = 0,004162033.$$

Анализ уравнения (2.10) показал, что с увеличением структурной сложности технологической схемы $P_2^{\text{опт}}$ снижается. Исключение составляет двухступенчатая схема с неполным промежуточным охлаждением, для которой значение $P_2^{\text{опт}}$ больше, чем для простой одноступенчатой схемы, однако, и холодильный коэффициент больше при прочих равных условиях.

На рис. 2.9 показано уменьшение оптимального давления нагнетания $\Delta P_2^{\text{опт}}$ при усложнении схемы по сравнению с простой одноступенчатой схемой. Условия сопоставления: $T_0 = 0 \text{ }^\circ\text{C}$; $T_{\text{г0}} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$.

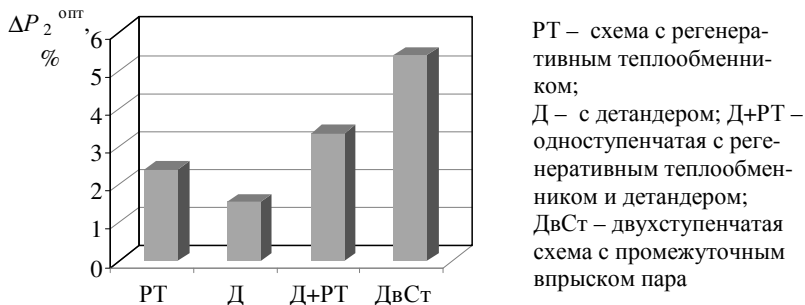


Рис. 2.9. Снижение оптимального давления нагнетания в сверхкритическом цикле для усложненных схем по сравнению с одноступенчатой схемой

Таким образом, при усложнении технологической схемы ХМ и ТНУ величина $P_2^{\text{опт}}$ в сверхкритическом цикле понижается. Анализ условий эксплуатации компрессоров и теплообменного оборудования ХМ и ТНУ с R744 показал, что установленные значения $P_2^{\text{опт}}$ не превосходят уровень опасных давлений с точки зрения прочностных характеристик указанного оборудования.

2.2. Обобщенные зависимости для анализа термодинамической эффективности циклов парокомпрессорных холодильных машин и теплонасосных установок

Для повышения эффективности ХМ и ТНУ важнее приспособить цикл к свойствам рабочего вещества, чем требовать, чтобы хладагент соответствовал неким стандартным условиям работы установки. В связи с этим уже на этапе предпроектного анализа ХМ и ТНУ важно иметь обобщенную зависимость, которая бы комплексно учитывала влияние теплофизических свойств хладагента, температурных границ цикла, потерь давления по тракту циркуляции хладагента на энергетическую эффективность. Наличие такой зависимости позволит проводить направленный поиск рабочих веществ для заданных температурных границ цикла и заданного уровня гидравлических потерь по тракту одноступенчатой ХМ или ТНУ с оценкой ее энергетической эффективности.

Следует отметить, что задача получения достаточно точного корреляционного уравнения, позволяющего учесть влияние на μ всех факторов хотя бы для одного рабочего вещества, сама по себе уже достаточно сложна. Попытка же получения универсальной зависимости, обобщающей свойства нескольких рабочих тел и при этом учитывающей влияние режимных параметров, наталкивается на серьезные трудности. Причиной тому является отсутствие определяющих термодинамических критериев, имеющих постоянное конкретное числовое значение и обобщающих теплофизические свойства рабочих веществ.

Выбор рабочих веществ для формирования обобщенной зависимости обусловлен двумя факторами: первый фактор – это наличие приемлемых показателей экологической чистоты по оценкам величин GWP и ODP; второй – сходство в отношениях термодинамических параметров $T/T_{кр}$ и $s/s_{кр}$ для разных рабочих веществ в узловых точках стандартного цикла при его одинаковых температурных границах.

На рис. 2.10 представлены термодинамические циклы современных озонобезопасных хладагентов и смесей в относительных координатах $T/T_{кр}$ и $s/s_{кр}$ для следующих температурных границ: $T_0 = 263$ К, $T_k = 318$ К. Значения температуры и эн-

тропии в узловых точках цикла отнесены к их критическим параметрам $T_{кр}$ и $s_{кр}$.

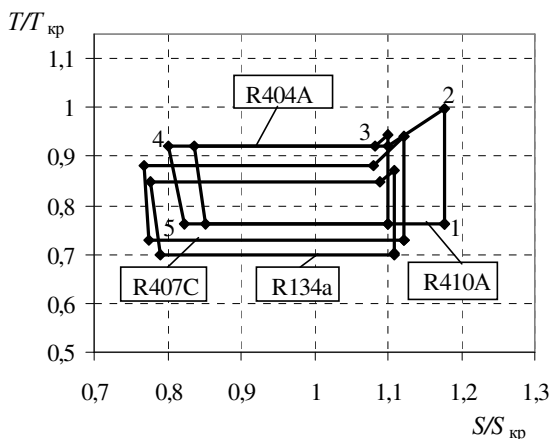


Рис. 2.10. Термодинамические циклы ТН для различных хладагентов в относительных координатах:

1 - 2 – изэнтропное сжатие в компрессоре; 2 - 3 - 4 – процесс изobarной конденсации; 4 - 5 – дросселирование; 5 - 1 – изobarное кипение

Результаты расчетов циклов в диапазоне изменения $T_0 = 263 \dots 283$ К и $T_k = 308 \dots 338$ К позволили получить зависимость μ в виде функции от критерия Клаузиуса Kl_k (рис. 2.11).

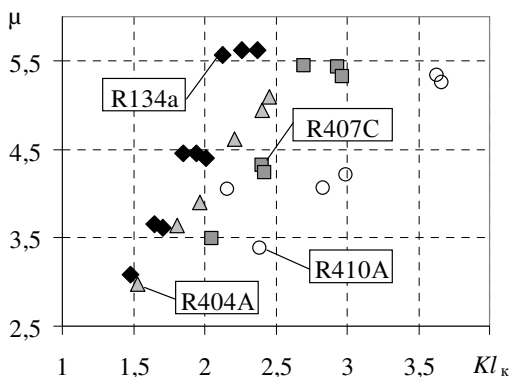


Рис. 2.11. Зависимость коэффициента преобразования μ от Kl_k в рабочем диапазоне изменения T_0 и T_k

Из рисунка можно заключить, что величина μ фактически линейно зависит от критерия Клаузиуса и в наиболее характерном для ТНУ рабочем диапазоне T_0 и T_k имеет небольшие колебания $Kl_k = 1,2 \div 2,5$ для рассматриваемых хладагентов.

К числу независимых факторов относятся величины потерь давления в испарителе $\Delta P_{и}$, в конденсаторе $\Delta P_{к}$ и в линии всасывания $\Delta P_{вс}$. Для учета влияния неизобарности процессов в гидравлическом контуре ТНУ на величину μ используется энтропийная методика, предложенная в работах [104, 105].

Обработка результатов 32-х опытов численного эксперимента позволила предложить в [96] регрессионную зависимость для расчета коэффициента преобразования следующего вида

$$\mu = 2,78 \cdot Kl_k^{0,302} \cdot \Delta P_{и}^{-0,025} \cdot \Delta P_{к}^{0,001} \cdot \Delta P_{вс}^{-0,055}. \quad (2.11)$$

Расчет параметров уравнения (2.11) сопровождался всеми необходимыми статистическими оценками [106]. Среднестатистическое отклонение составляет 0,060, значение максимальной ошибки – 0,124, среднеквадратичный коэффициент корреляции равен 0,911.

Зависимость (2.11) справедлива для хладагентов R134a, R407C, R404A, R410A в следующем диапазоне изменения факторов: критерий Клаузиуса $Kl_k = 1,2 \div 2,5$; потеря давления в испарителе $\Delta P_{и} = 20 \div 60$ кПа; падение давления в конденсаторе $\Delta P_{к} = 10 \div 40$ кПа; гидравлическое сопротивление линии всасывания $\Delta P_{вс} = 20 \div 50$ кПа.

Величины потерь давления по тракту хладагента назначались с учетом реальных значений потерь давления, имеющих место при эксплуатации холодильных машин и тепловых насосов [95, 107, 108]. При формировании зависимости (2.11) использовалось обобщенное уравнение для индикаторного КПД компрессора [79, 80].

Дальнейший регрессионный анализ уравнения (2.11) показал, что степень влияния потерь давления в конденсаторе для неазеотропных смесей R407C, R404A, R410A более чем в 3 раза больше по сравнению с однокомпонентным хладагентом R134a. Кроме того, величина потерь давления в конденсаторе $\Delta P_{к}$ для неазеотропных смесей оказывает более существенное влияние

на μ , чем потери в испарителе $\Delta P_{и}$. Для хладагента R134a имеет место обратная зависимость.

При формировании обобщенной зависимости на основе результатов многофакторного эксперимента число Клаузиуса имеет смысл относить не к разности температур конденсации и испарения, как это представлено в формуле (2.9), а к критической температуре хладагента $T_{кр}$. Это позволило в работе [97] раздельно оценить степень влияния теплофизических свойств рабочего вещества и температур испарения и конденсации на показатель энергетической эффективности. Зависимость модифицированного критерия Клаузиуса Kl^* от температуры представлена на рис. 2.12.

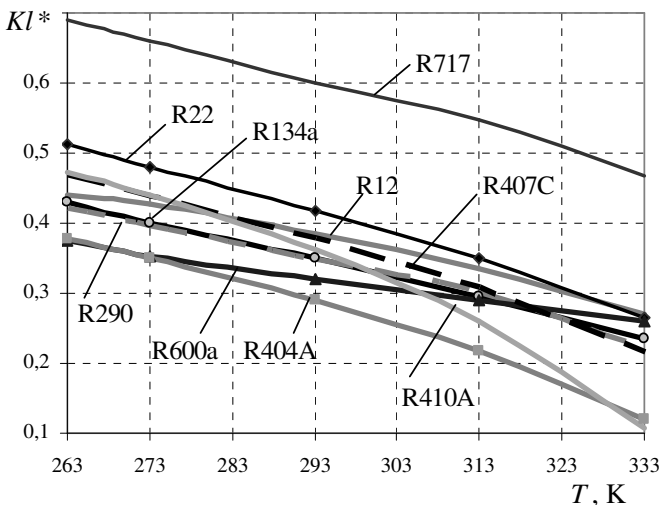


Рис. 2.12. Зависимость критерия Клаузиуса Kl^* от температуры для различных хладагентов

Помимо критерия Kl_k , на термодинамическое совершенство цикла ψ оказывает влияние критерий Λ (см. (2.9)), характеризующий относительный наклон пограничных кривых, который вычисляется как отношение теплоемкостей насыщенного пара c_p'' и жидкости c_p' . Критерий Λ фактически показывает результативность применения регенерации в цикле. Поскольку критерии Kl_k и Λ являются зависимыми от c_p' , и оценить степень влияния на эффективность каждого критерия в отдельности не-

возможно, в качестве основного критерия, характеризующего теплофизические свойства рабочего вещества, используется только модифицированный критерий Kl^* . К числу независимых факторов также отнесем $T_k, T_0, \Delta P_{и}, \Delta P_{к}, \Delta P_{вс}$.

Ниже приведены обобщенные зависимости для определения коэффициента преобразования ТНУ

$$\mu = 7,3128 + 1,6636 \cdot Kl^* - 0,0683 \cdot T_k + 0,0807 \cdot T_0 - 0,0025 \cdot \Delta P_{и} - 0,0004 \cdot \Delta P_{к} - 0,0071 \cdot \Delta P_{вс}, \quad (2.12)$$

и холодильного коэффициента

$$\varepsilon = 6,3129 + 1,6636 \cdot Kl^* - 0,0683 \cdot T_k + 0,0807 \cdot T_0 - 0,0025 \cdot \Delta P_{и} - 0,0004 \cdot \Delta P_{к} - 0,0071 \cdot \Delta P_{вс}. \quad (2.13)$$

Уравнения (2.12) и (2.13) справедливы в следующем диапазоне изменения факторов: критерий Клаузиуса $Kl^* = 0,271 \div 0,596$; потери давления в испарителе $\Delta P_{и} = 20 \div 60$ кПа; падение давления в конденсаторе $\Delta P_{к} = 10 \div 40$ кПа; гидравлическое сопротивление линии всасывания $\Delta P_{вс} = 20 \div 50$ кПа; $T_k = 30 \div 65$ °С; $T_0 = -30 \div 10$ °С.

Как видно, уравнения (2.12) и (2.13) отличаются только первым коэффициентом, что естественно, поскольку $\mu = \varepsilon + 1$, однако степень влияния факторов на μ и ε имеет некоторые отличия.

В табл. 2.1 приведена оценка степени влияния варьируемых факторов на ε и μ , соответственно, полученная с помощью функций влияния [82]. Функция влияния $\partial z / \partial j$ оценивает на сколько изменится функция z при известном изменении какого-либо из параметров j . Знак минус указывает на обратную пропорциональность z и j , а знак плюс – прямую.

Таблица 2.1. – Анализ влияния варьируемых факторов на ε и μ

Фактор	Степень влияния на ε	Степень влияния на μ
Kl^*	0,1291	0,1301
T_k	-0,5529	-0,5516
T_0	0,7514	0,7508
$\Delta P_{и}$	-0,0214	-0,020
$\Delta P_{к}$	-0,0014	-0,0008
$\Delta P_{вс}$	-0,0476	-0,0467

Как видно из табл. 2.1, степень влияния гидравлических сопротивлений в конденсаторе на холодильный коэффициент значительно больше, чем на коэффициент преобразования. Это можно объяснить тем, что теплота конденсации r_k в результате неизобарного процесса увеличивается намного больше, чем возрастает мощность компрессора, затрачиваемая на преодоление гидравлического сопротивления конденсатора. Так, для R134a увеличение ΔP_k от 0 до 60 кПа приводит к росту r_k на 1,35 %, в то время как мощность, затрачиваемая на сжатие, возрастает на 0,33 %. При этом дополнительно затрачиваемая мощность только увеличивает тепловую нагрузку конденсатора при постоянной холодопроизводительности.

С целью проведения обобщенного анализа зависимости холодильного коэффициента регенеративного цикла от основных определяющих факторов в работах [97, 109] численно исследованы термодинамические режимы работы ХМ, содержащей РТ.

Известно [98], что с ростом перегрева пара в РТ для большинства хладагентов и соответствующих режимов работы ХМ плотность пара на всасывании в компрессор уменьшаться. При этом уменьшается массовый расход хладагента, возрастают потери давления пара в РТ, что в заданном компрессоре приводит к увеличению удельной работы сжатия из-за снижения давления при всасывании. Таким образом, принятие решения об эффективности применения регенерации требует анализа большого числа факторов. Если влияние перегрева на коэффициент подачи можно оценить только по результатам натурального эксперимента, то для оценки влияния перегрева на холодильный коэффициент целесообразно использовать многовариантный расчет параметров термодинамического цикла.

Для анализа эффективности использования регенеративного теплообменника в цикле вводится показатель $\epsilon_{рт}/\epsilon$. Величина $\epsilon_{рт}/\epsilon$ представляет собой отношение холодильного коэффициента регенеративного цикла $\epsilon_{рт}$ к холодильному коэффициенту простого одноступенчатого цикла ϵ .

На рис. 2.13 приведены зависимости величины $\epsilon_{рт}/\epsilon$ от эффективности регенерации $\eta_{рт}$ при различных значениях Kl^* .

Под эффективностью регенерации понимается [82]

$$\eta_{\text{PT}} = \frac{T_{\text{вых}}^{\text{пар}} - T_{\text{вх}}^{\text{пар}}}{T_{\text{вх}}^{\text{ж}} - T_{\text{вх}}^{\text{пар}}} \cdot 100\%, \quad (2.14)$$

где $T_{\text{вх}}^{\text{пар}}$, $T_{\text{вых}}^{\text{пар}}$ – температура пара на входе и выходе из РТ; $T_{\text{вх}}^{\text{ж}}$ – температура жидкости на входе в РТ.

Представленные на рис. 2.13 зависимости позволяют в первом приближении спрогнозировать эффективность применения регенерации в цикле для перспективных хладагентов, используя оценки величин Kl^* и η_{PT} .

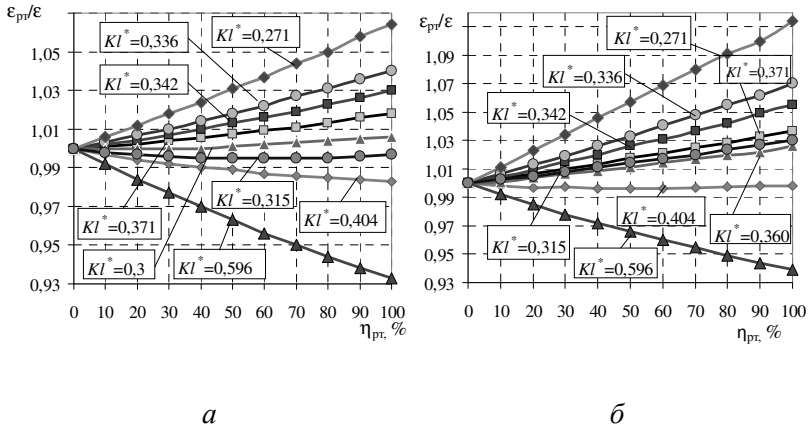


Рис. 2.13. Зависимость показателя $\epsilon_{\text{PT}}/\epsilon$ от η_{PT} для различных Kl^* :
 а– $T_0 = -10\text{ }^\circ\text{C}$; $T_k = 35\text{ }^\circ\text{C}$; б– $T_0 = 10\text{ }^\circ\text{C}$; $T_k = 55\text{ }^\circ\text{C}$

Анализ полученных зависимостей показал, что при снижении Kl^* величина $\epsilon_{\text{PT}}/\epsilon$, характеризующая результативность перегрева, возрастает. Для хладагентов с малыми значениями Kl^* при сохранении постоянной разности между температурой испарения и конденсации в цикле ($T_k - T_0 = 45\text{ }^\circ\text{C}$) и одновременном увеличении T_0 и T_k величина $\epsilon_{\text{PT}}/\epsilon$ возрастает. В целом характер изменения $\epsilon_{\text{PT}}/\epsilon$ от Kl^* при постоянном значении η_{PT} носит монотонный характер. Исключение составляет хладагент R410A ($Kl^* = 0,315$), являющийся неazeотропной смесью.

Для детального анализа влияния теплофизических свойств на эффективность применения регенерации на рис. 2.14 и 2.15 приведены расчетные диаграммы относительной величины изменения холодильного коэффициента цикла с РТ $\Delta\epsilon$ от Kl^* .

Зависимости получены при постоянной величине $\eta_{рт} = 50\%$ и различных температурных границах цикла.

Как видно из рисунков, при увеличении температур испарения и конденсации имеет место неодинаковый характер изменения $\Delta\varepsilon$ для хладагента R410A ($Kl^* = 0,315$). Для этого хладагента определяющее влияние на эффективность регенерации оказывает критерий $\Lambda = c_p''/c_p'$, который при обобщении результатов не учитывался.

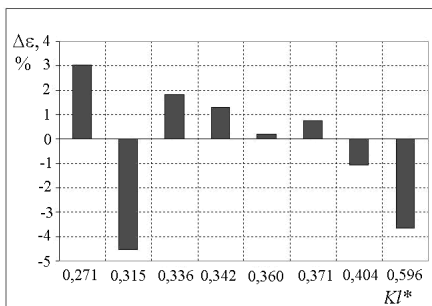


Рис. 2.14. Зависимость $\Delta\varepsilon$ от Kl^* при $T_0 = -10\text{ }^\circ\text{C}$; $T_k = 35\text{ }^\circ\text{C}$

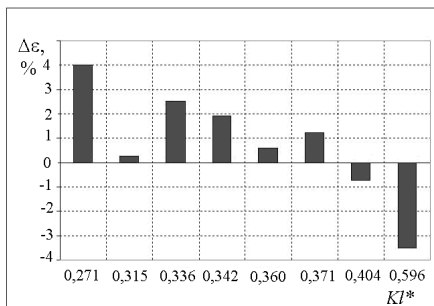


Рис. 2.15. Зависимость $\Delta\varepsilon$ от Kl^* при $T_0 = 0\text{ }^\circ\text{C}$; $T_k = 45\text{ }^\circ\text{C}$

В работе не установлено существование оптимальной величины перегрева, соответствующей максимальному значению коэффициента преобразования ТНУ. Максимальные значения μ_{\max} , полученные в работе [82], при варьировании величины перегрева пара и температуры испарения при сохранении постоянных температурных границ цикла в данном случае следует объяснить приближением температуры конденсации к критической температуре, а это, как известно, приводит к уменьшению теплоты парообразования и снижению эффективности.

Полученные обобщенные зависимости позволяют комплексно оценить влияние теплофизических свойств рабочих веществ и режимных параметров на энергетическую эффективность ХМ и ТНУ, дают возможность выявить области предпочтительного использования перспективных рабочих веществ и для заданных теплофизических характеристик рабочего вещества сформировать соответствующие рациональные геометрические характеристики теплообменных аппаратов и трубной обвязки установки.

2.3. Системный анализ сверхкритических циклов ХМ и ТНУ

2.3.1. Оценка влияния варьируемых факторов на параметры сверхкритических циклов

Известные на сегодняшний день ХМ и ТНУ, работающие по сверхкритическому циклу с R744, пока не являются оптимизированными конструкциями. По энергетической эффективности они либо равны, либо уступают традиционным докритическим системам с синтетическими хладагентами. Коэффициент преобразования ТНУ с R744, как и холодильный коэффициент ХМ при некоторых режимах может быть на $33 \div 37 \%$ меньше, чем, к примеру, в установках с использованием R22 и R134a [100, 101]. Однако это не означает, что в ТНУ, работающих по сверхкритическому циклу, отсутствует резерв для повышения эффективности. По нашему мнению, сверхкритические холодильные или теплонасосные системы с хладагентом R744 обладают значительно более широкими возможностями для оптимизации режимных и конструктивных параметров, чем традиционные докритические установки.

Здесь рассматривается ряд вопросов, касающихся оптимизации режимных параметров сверхкритических циклов, и на основе численного моделирования термодинамических режимов работы сверхкритических систем предлагаются обобщенные зависимости для анализа эффективности ХМ и ТНУ [110, 111, 112, 113].

Одним из важных вопросов, возникающих при проектировании, был и остается вопрос выбора оптимального давления нагнетания в сверхкритических циклах. Этот вопрос не нов, и

рассматривался многими авторами [110, 114-118]. Однако рассмотрение шло без обобщения, а также с некоторыми недостаточно правомерными допущениями.

Для нахождения оптимального давления нагнетания в сверхкритическом цикле в 1929 году проф. Инокути впервые предложил графоаналитический метод [98]. В более поздних работах [110, 114] использовались различного вида корреляционные уравнения, полученные по результатам многовариантных расчетов теоретических одноступенчатых циклов или же в результате обработки экспериментальных данных пилотных образцов ХМ и ТНУ с R744 [120]. В этих уравнениях оптимальное давление нагнетания в сверхкритическом цикле $P_2^{\text{опт}}$ представлялось как функция одного или двух параметров. Среди них главным по степени влияния на $P_2^{\text{опт}}$ являлась температура хладагента на выходе из газоохладителя, а второстепенным – температура испарения в цикле. При этом, как правило, не учитывалось влияние на $P_2^{\text{опт}}$ изоэнтропного КПД компрессора $\eta_{\text{ис}}$, значение которого принималось при оптимизации постоянным, что допустимо только при предпроектном анализе, когда тип компрессора не задан.

На рис. 2.16 показано влияние P_2 на параметры сверхкритического одноступенчатого цикла.

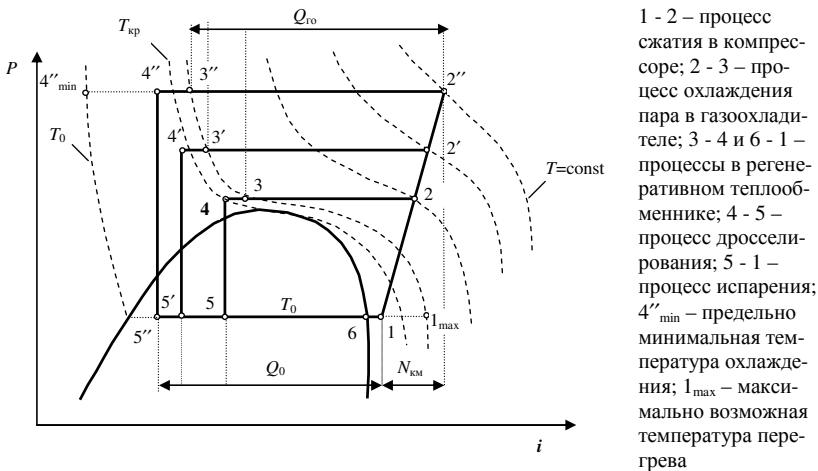


Рис. 2.16. Характер изменения параметров сверхкритического цикла ТНУ и ХМ в $P - i$ -диаграмме при увеличении давления нагнетания P_2

Важным при оптимизации является учет влияния эффективности вспомогательного оборудования в цикле (например, степень регенерации $\eta_{рт}$), а также влияния массового паросохранения хладагента x на входе в регенеративный теплообменник. Кроме того, присутствие детандера в одноступенчатой схеме вместо дроссельного вентиля, КПД детандера и схема подключения привода компрессора и детандера, число ступеней сжатия также оказывают влияние на эффективность цикла, и, соответственно, на P_2^{opt} .

В работах [100, 101, 114, 115, 120] на основе однофакторного численного эксперимента проведена оптимизация давления нагнетания в сверхкритическом одноступенчатом цикле. Полученные графические зависимости носят большей частью иллюстративный характер и в целом мало пригодны для оптимального управления режимами работы ТНУ и ХМ, поскольку определяют только локальный оптимум и не позволяют учесть взаимное влияние факторов на ϵ , а также оценить эффекты взаимодействия факторов. С учетом этого нами на основании метода планирования эксперимента Бокса – Уилсона [121] составлена матрица планирования дробного факторного эксперимента, включающая 64 отдельных опыта. В качестве независимых факторов принимались: давление нагнетания P_2 ; температура на выходе из газоохладителя T_3 ; температура испарения T_0 ; перегрев в испарителе $\Delta T_{пер}$; изоэнтропный КПД компрессора η_{is} ; коэффициент эффективности регенеративного теплообменника $\eta_{рт}$.

В табл. 2.2 приведен диапазон варьирования указанных факторов.

Таблица 2.2.– Уровни варьирования факторов

Фактор	Минимальное значение	Максимальное значение
P_2 , бар	80	140
T_3 , °С	30	45
T_0 , °С	-30	10
$\Delta T_{пер}$, °С	0	15
η_{is} , %	50	80
$\eta_{рт}$, %	30	80

Определение уровня варьирования факторов (см. табл. 2.2) позволило, используя уже упомянутый метод Бокса-Уилсона [121], получить регрессионное уравнение:

$$\begin{aligned} \varepsilon = & 9,54143 - 0,0740773 \cdot P_2 - 0,256067 \cdot T_3 + 0,116623 \cdot T_0 - 0,00157431 \cdot \Delta T_{\text{пер}} + \\ & + 0,0832024 \cdot \eta_{\text{is}} - 0,00241979 \cdot \eta_{\text{пр}} + 0,00197986 \cdot P_2 \cdot T_3 - 0,000273177 \cdot P_2 \cdot T_0 - \\ & - 0,0000798611 \cdot P_2 \cdot \Delta T_{\text{пер}} - 0,0000600694 \cdot P_2 \cdot \eta_{\text{is}} - 0,0000447917 \cdot P_2 \cdot \eta_{\text{пр}} - \\ & - 0,00236354 \cdot T_3 \cdot T_0 + 0,000391667 \cdot T_3 \cdot \Delta T_{\text{пер}} - 0,00126806 \cdot T_3 \cdot \eta_{\text{is}} + \\ & + 0,000214167 \cdot T_3 \cdot \eta_{\text{пр}} + 0,0000885417 \cdot T_0 \cdot \Delta T_{\text{пер}} + 0,000582812 \cdot T_0 \cdot \eta_{\text{is}} + \\ & + 0,0000290625 \cdot T_0 \cdot \eta_{\text{пр}} + 0,0000347222 \cdot \Delta T_{\text{пер}} \cdot \eta_{\text{is}} - \\ & - 0,0000608333 \cdot \Delta T_{\text{пер}} \cdot \eta_{\text{пр}} + 0,00002375 \cdot \eta_{\text{is}} \cdot \eta_{\text{пр}} \end{aligned} \quad (2.15)$$

Для статистической обработки результатов численного эксперимента применялся стандартный программный пакет «Statgraphics». Для расчета теплофизических свойств R744 использовались сертифицированные базы данных «REFPROP 8.0» и «Refrigeration utilities».

Решение уравнения (2.15) с использованием стандартных процедур [121] позволило оценить как влияние отдельных независимых факторов на ε , так и влияние их сочетаний, отраженное в табл. 2.3, из которой видно, что наибольшее влияние на повышение ε оказывает увеличение T_0 , а наибольшее взаимовлияние дает сочетание факторов P_2 и T_3 . Наименьшее влияние на ε оказывает величина $\Delta T_{\text{пер}}$, а наименьший эффект оказывает комбинация факторов $\Delta T_{\text{пер}}$ и η_{is} .

Анализ результатов расчета, приведенных в табл. 2.3, показал следующее. При фиксированных T_0 , η_{is} и $\Delta T_{\text{пер}}$ с увеличением T_3 величина ε уменьшается, причем, если P_2 близко по значению к критическому давлению для R744, это происходит значительно интенсивнее, чем при более высоких P_2 . При фиксированных T_3 и T_0 увеличение перегрева в испарителе $\Delta T_{\text{пер}}$ приводит к повышению холодильного коэффициента ε только тогда, когда значение P_2 близко к критическому. Увеличение перегрева фактически не сказывается на ε , если P_2 имеет высокие значения, $P_2 = 120 \div 140$ бар. При фиксированных T_3 , η_{is} и $\Delta T_{\text{пер}}$ повышение T_0 приводит к увеличению ε , причем тем больше, чем меньше значение P_2 . С повышением T_3 при фиксированных P_2 , η_{is} и $\Delta T_{\text{пер}}$ холодильный коэффициент ε снижается тем больше,

чем ниже температура испарения T_0 . При $T_3 = 45^\circ\text{C}$ влияние изменения T_0 на ϵ становится менее существенным.

Таблица 2.3. – Влияние на холодильный коэффициент отдельных факторов и их сочетаний

Фактор	Степень влияния фактора	Сочетание факторов	Степень влияния сочетания факторов
P_2	-0,244062	$P_2; T_3$	0,890937
		$P_2; T_0$	-0,327812
		$P_2; \Delta T_{\text{пер}}$	-0,0359375
		$P_2; \eta_{\text{is}}$	-0,0540625
T_3	-1,23531	$P_2; \eta_{\text{PT}}$	-0,0671875
		$T_3; T_0$	-0,709062
		$T_3; \Delta T_{\text{пер}}$	0,0440625
		$T_3; \eta_{\text{is}}$	-0,285312
T_0	1,52344	$T_3; \eta_{\text{PT}}$	0,0803125
		$T_0; \Delta T_{\text{пер}}$	0,0265625
		$T_0; \eta_{\text{is}}$	0,349687
$\Delta T_{\text{пер}}$	0,0353125	$T_0; \eta_{\text{PT}}$	0,0290625
		$\Delta T_{\text{пер}}; \eta_{\text{is}}$	0,0078125
		$\Delta T_{\text{пер}}; \eta_{\text{PT}}$	-0,0228125
η_{is}	0,743437	$\eta_{\text{is}}; \eta_{\text{PT}}$	0,0178125
η_{PT}	0,0740625		

В реальных условиях эксплуатации ХМ или ТНУ величина η_{is} , как известно, является функцией степени сжатия в компрессоре $\bar{\pi}$ и $\Delta T_{\text{пер}}$. Поэтому для заданного типа компрессора она не может быть отнесена к числу независимых факторов. Анализ зависимости $\eta_{\text{is}} = f(\bar{\pi}, \Delta T_{\text{пер}})$ для компрессоров с R744, полученной в работе [122], показал, что $\bar{\pi}$ более существенно влияет на η_{is} , чем $\Delta T_{\text{пер}}$. С увеличением $\Delta T_{\text{пер}}$ от 15 до 30 °С при фиксированном значении $\bar{\pi}$ влияние $\Delta T_{\text{пер}}$ на η_{is} усиливается, однако повышение перегрева приводит к ухудшению общей эффективности.

На рис. 2.17 приведена зависимость $\epsilon = f(P_2)$, полученная с использованием различных уравнений для η_{is} . Расчеты проведены для одноступенчатого цикла с РТ. Были заданы следующие исходные данные: $T_0 = 0^\circ\text{C}$; $T_3 = 35^\circ\text{C}$, паросодержание на входе в РТ $x_6 = 0,9$, а эффективность РТ $\eta_{\text{PT}} = 50\%$. Как видно из

рис. 2.17, выбор эмпирической зависимости для вычисления η_{is} достаточно существенно влияет на результаты оптимизации.

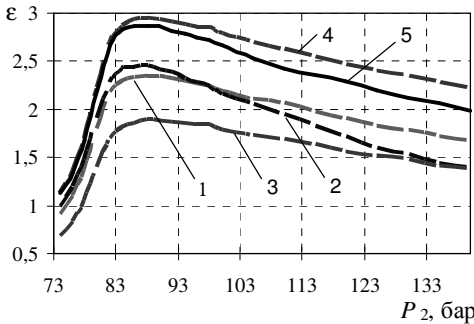


Рис. 2.17. Характер изменения зависимости $\varepsilon = f(P_2)$ при вычислении η_{is} по уравнениям, представленным в работах: 1 – [122]; 2 – [114]; 3 – [120]; 4 – [115]; 5 – [124]

Условие, при котором в сверхкритическом цикле имеет место максимальный холодильный коэффициент, может быть представлено в следующем виде [98]:

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial P_2} = \frac{-(i_2 - i_1) \frac{\partial i_3}{\partial P_2} - (i_2 - i_3) \frac{\partial i_2}{\partial P_2}}{(i_2 - i_1)^2} = 0. \quad (2.16)$$

Для нахождения корня уравнения (2.16) применяется итерационный метод Ньютона.

Зависимости $\varepsilon = f(P_2)$, полученные по уравнению (2.16) при различных сочетаниях T_3 и T_0 , обрабатывались с привлечением матрицы планирования двухфакторного эксперимента [121]. В результате, для нахождения оптимального давления нагнетания P_2^{opt} в сверхкритическом цикле с R744 получена регрессионная зависимость

$$P_2^{opt} = 75,888 - 1,755 \cdot T_3 - 0,825 \cdot T_0 + 0,056 \cdot T_3^2 + 0,023 \cdot T_3 \cdot T_0 + 0,011 \cdot T_0^2. \quad (2.17)$$

Зависимость (2.17), при получении которой использовалось уравнение для изэнтропного КПД компрессора η_{is} [114], справедлива для следующего диапазона изменения факторов: $T_3 = 30 \div 45$ °С; $T_0 = -10 \div 10$ °С.

Для отображения двухфакторного влияния T_3 и T_0 на величину P_2^{opt} удобно воспользоваться так называемой поверхностью отклика [121]. На рис. 2.18 приведена указанная поверх-

ность $P_2^{\text{опт}} = f(T_3, T_0)$, которая при $\eta_{\text{ис}} = \text{const}$ трансформируется в плоскость.

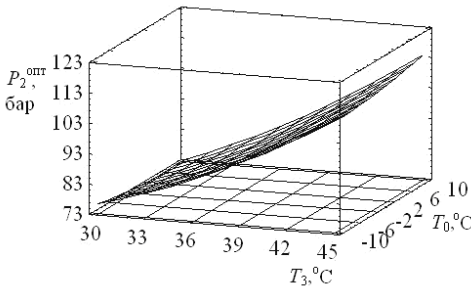


Рис. 2.18. Поверхность отклика $P_2^{\text{опт}} = f(T_3, T_0)$

Зависимости для $P_2^{\text{опт}} = f(T_3, T_0)$, аналогичные (2.17), получены и для других рабочих тел, которые могут быть эффективны в сверхкритических циклах.

Для R290 (пропан) в диапазоне изменения $T_3 = 95 \div 130 \text{ °C}$; $T_0 = 0 \div 50 \text{ °C}$ справедлива следующая зависимость

$$P_2^{\text{опт}} = -126,893 + 1,62852 \cdot T_3 + 0,993078 \cdot T_0 + 0,00210937 \cdot T_3^2 - 0,0121946 \cdot T_3 \cdot T_0 + 0,00162674 \cdot T_0^2. \quad (2.18)$$

В диапазоне изменения $T_3 = 130 \div 150 \text{ °C}$; $T_0 = 0 \div 50 \text{ °C}$ для R600a (изобутан) можно рекомендовать уравнение вида

$$P_2^{\text{опт}} = -323,881 + 2,73928 \cdot T_3 + 2,64106 \cdot T_0 + 0,000715467 \cdot T_3^2 - 0,0235938 \cdot T_3 \cdot T_0 + 0,00470891 \cdot T_0^2. \quad (2.19)$$

Для R717 (аммиак) в диапазоне изменения $T_3 = 130 \div 150 \text{ °C}$; $T_0 = 0 \div 50 \text{ °C}$ справедливо следующее уравнение:

$$P_2^{\text{опт}} = -320,011 + 2,83551 \cdot T_3 + 1,55655 \cdot T_0 + 0,00409511 \cdot T_3^2 - 0,0129822 \cdot T_3 \cdot T_0 + 0,000615012 \cdot T_0^2. \quad (2.20)$$

Применительно к низкотемпературному режиму работы ХМ с хладагентом N_2O в диапазоне $T_3 = 30 \div 50 \text{ °C}$; $T_0 = -70 \div 0 \text{ °C}$ предложено уравнение вида:

$$P_2^{\text{опт}} = 13,1244 + 1,00774 \cdot T_3 + 0,719879 \cdot T_0 + 0,0203266 \cdot T_3^2 - 0,0218479 \cdot T_3 \cdot T_0 + 0,00177604 \cdot T_0^2. \quad (2.21)$$

Для определения влияния на максимальный холодильный коэффициент ϵ_{max} факторов T_0 и T_3 при соответствующем им оп-

тимальном значении $P_2^{\text{опт}}$ для R744 нами получена следующая регрессионная зависимость

$$\epsilon_{\max} = 14,0778 + 0,294833 \cdot T_0 - 0,480417 \cdot T_3 + 0,00193333 \cdot T_0^2 - 0,0054375 \cdot T_0 \cdot T_3 + 0,00458333 \cdot T_3^2. \quad (2.22)$$

Зависимость (2.22) справедлива для следующего диапазона изменения факторов: $T_0 = -10 \div 10^\circ\text{C}$; $T_3 = 32 \div 48^\circ\text{C}$.

На рис. 2.19 представлена поверхность отклика для максимального холодильного коэффициента ϵ_{\max} при изменении двух факторов – T_0 и T_3 . При расчете циклов принимались постоянными изоэнтروпный КПД компрессора $\eta_{\text{is}} = 80 \%$ и перегрев в испарителе $\Delta T_{\text{пер}} = 5 \text{ K}$.

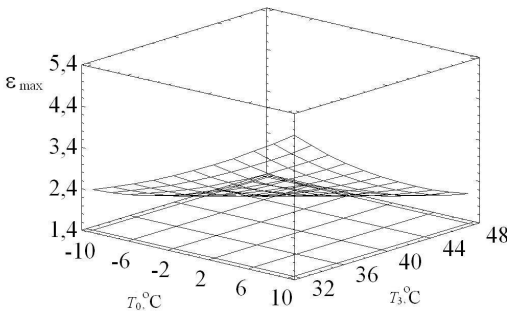


Рис. 2.19. Максимальный холодильный коэффициент $\epsilon_{\max}=f(T_0, T_3)$

Из рис. 2.18 видно, что для обеспечения оптимального режима работы ТНУ при повышении температуры T_3 необходимо повышать и давление P_2 . Между тем, в отличие от конденсатора, где P и T – связанные параметры насыщенного пара, в газоохладителе невозможно добиться существенного изменения P_2 , варьируя начальной температурой и расходом охлаждающего теплоносителя [101, 111]. Регулировать P_2 в сверхкритическом цикле можно только за счет изменения плотности хладагента на стороне с высоким давлением. На рис. 2.20 представлена аппроксимация изохорных кривых ($\rho = \text{const}$) в сверхкритической области в координатах $P - T$, которая наглядно это иллюстрирует.

Как видно из рис. 2.20, с увеличением плотности ρ происходит рост давления. Следовательно, для повышения P_2 в ТНУ на стороне с высоким давлением необходимо увеличить и аккумуля

мулировать некоторую часть массы хладагента. На практике это возможно за счет регулирования расхода через дроссельный вентиль и ресивер, расположенный на стороне с низким давлением, который выполняет функцию аккумулятора. При сокращении расхода хладагента через дроссельный вентиль уровень жидкости в ресивере уменьшается, и на стороне с высоким давлением происходит увеличение массы хладагента, что в итоге приводит к росту P_2 .

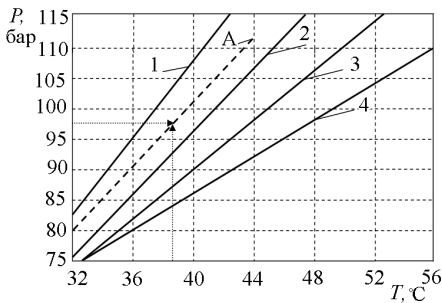


Рис. 2.20. Аппроксимационные зависимости давления от температуры в сверхкритической области при $\rho = \text{const}$:
 1 – $\rho = 666 \text{ кг/м}^3$; 2 – $\rho = 571 \text{ кг/м}^3$;
 3 – $\rho = 500 \text{ кг/м}^3$; 4 – $\rho = 400 \text{ кг/м}^3$;
 A – зависимость $P_2^{\text{opt}} = f(T_0, T_3)$ при $T_0 = 0 \text{ }^\circ\text{C}$, полученная путем решения уравнения (2.17)

Используя уравнение (2.17) и графические зависимости, представленные на рис. 2.20, можно, определив ρ , рассчитать массу хладагента, которую необходимо сосредоточить за компрессором, чтобы достичь оптимального соотношения параметров P_2 , T_3 и T_0 .

В работах [115, 120] отмечается, что в сверхкритических циклах установка регенеративного теплообменника при определенных режимах может привести к повышению ϵ . Нами проведена серия расчетов $\epsilon = f(P_2)$ при различной эффективности РТ $\eta_{\text{РТ}} = \frac{T_1 - T_6}{T_3 - T_6}$. Расчеты показали, что в области низких значений

P_2 , т. е. близких к критическому давлению, увеличение $\eta_{\text{РТ}}$ приводит к незначительному повышению ϵ .

Паросодержание хладагента на входе в РТ x_6 также влияет на ϵ сверхкритического цикла. Так, при $x_6 = 0,7 \div 0,95$ для обеспечения сухого хода компрессора необходимо ограничить минимально допустимое значение $\eta_{\text{РТ}}^{\text{min}} = 60 \%$, а $T_3^{\text{min}} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$.

Для определения холодильного коэффициента с учетом величины паросодержания на входе в РТ x_6 предлагается следу-

ющая регрессионная зависимость, полученная на основании многовариантных расчетов сверхкритических циклов с привлечением того же метода планирования эксперимента Бокса – Уилсона при фиксированном значении $\eta_{is} = 80\%$:

$$\begin{aligned} \varepsilon = & 0,525921 + 0,0207933 \cdot P_2 - 0,159341 \cdot T_3 + 0,0333045 \cdot T_0 + 3,40954 \cdot x_6 + \\ & + 0,0409778 \cdot \eta_{PT} + 0,000578846 \cdot P_2 \cdot T_3 + 0,000209135 \cdot P_2 \cdot T_0 - \\ & - 0,0148077 \cdot P_2 \cdot x_6 - 0,000222436 \cdot P_2 \cdot \eta_{PT} - 0,00132187 \cdot T_3 \cdot T_0 + \\ & + 0,0145833 \cdot T_3 \cdot x_6 + 0,0003125 \cdot T_3 \cdot \eta_{PT} + 0,0126042 \cdot T_0 \cdot x_6 + \\ & + 0,000196875 \cdot T_0 \cdot \eta_{PT} - 0,0234722 \cdot x_6 \cdot \eta_{PT}. \end{aligned} \quad (2.23)$$

Уравнение (2.23) справедливо для следующего диапазона изменения факторов: $P_2 = 75 \div 140$ бар, $T_3 = 35 \div 45$ °C и $T_0 = -30 \div 10$ °C; $x_6 = 0,7 \div 1,0$; $\eta_{PT} = 60 \div 90\%$.

В табл. 2.4 приведены результаты оценки степени влияния определяющих факторов, входящих в уравнение (2.23), а также их взаимовлияния при различном сочетании.

Таблица 2.4. – Влияние отдельных факторов и их сочетаний на ε для случая, когда на вход РТ поступает влажный пар

Фактор	Степень влияния фактора	Сочетание факторов	Степень влияния сочетания факторов
P_2	0,818125	$P_2; T_3$	0,188125
		$P_2; T_0$	0,271875
		$P_2; x_6$	-0,144375
		$P_2; \eta_{PT}$	-0,216875
T_3	-0,480625	$T_3; T_0$	-0,264375
		$T_3; x_6$	0,021875
		$T_3; \eta_{PT}$	0,046875
T_0	1,13563	$T_0; x_6$	0,075625
		$T_0; \eta_{PT}$	0,118125
x_6	0,154375	$x_6; \eta_{PT}$	-0,105625
η_{PT}	0,229375		

Для оценки целесообразности применения РТ в сверхкритических циклах используется показатель $\varepsilon^*/\varepsilon$, представляющий собой отношение холодильного коэффициента ε^* цикла с РТ к холодильному коэффициенту простого одноступенчатого цикла ε . На рис. 2.21 представлена зависимость $\varepsilon^*/\varepsilon = f(\eta_{PT}, P_2)$, из которой можно видеть, что в области низких значений P_2 приме-

нение РТ в схеме наиболее эффективно. Увеличение $\eta_{\text{РТ}}$ от 60 до 80 % приводит к повышению ϵ^*/ϵ на 5 %. В области высоких давлений P_2 наличие РТ в схеме либо вообще не сказывается на величине ϵ^*/ϵ , либо с увеличением $\eta_{\text{РТ}}$ приводит к ее снижению, а это значит, что регенеративная схема становится хуже простой одноступенчатой схемы. Анализ другой зависимости $\epsilon^*/\epsilon = f(\eta_{\text{РТ}}, T_0)$, полученной уже при фиксированных $P_2, T_3, \eta_{\text{ис}}, \Delta T_{\text{пер}}$, показал, что с понижением температуры испарения и увеличением $\eta_{\text{РТ}}$ эффективность применения регенерации в одноступенчатом сверхкритическом цикле возрастает.

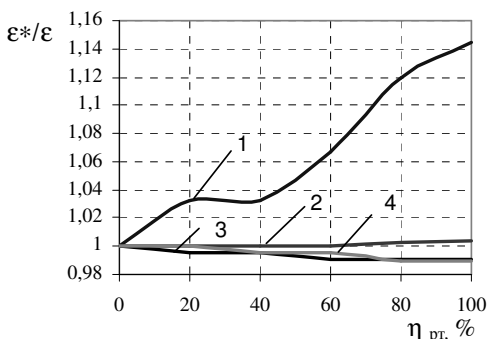


Рис. 2.21. Зависимость $\epsilon^*/\epsilon = f(\eta_{\text{РТ}}, P_2)$ при $T_3 = 35^\circ\text{C}$; $T_0 = 0^\circ\text{C}$; $\eta_{\text{ис}} = 80\%$, $\Delta T_{\text{пер}} = 5\text{ K}$:

1 – $P_2 = 80$ бар; 2 – $P_2 = 100$ бар;
3 – $P_2 = 120$ бар; 4 – $P_2 = 140$ бар

На рис. 2.22 приведена зависимость $\epsilon^*/\epsilon = f(\eta_{\text{РТ}})$ для двухступенчатого сверхкритического цикла с неполным промежуточным охлаждением пара теплоносителем после первой ступени сжатия. Задавались следующие исходные данные: $\Delta T_{\text{пер}} = 5\text{ K}$; $P_2 = 140$ бар; $T_3 = 37^\circ\text{C}$; $T_0 = -10^\circ\text{C}$; $\eta_{\text{ис}} = 70\%$. Промежуточное давление $P_{\text{пр}}$ варьировалось.

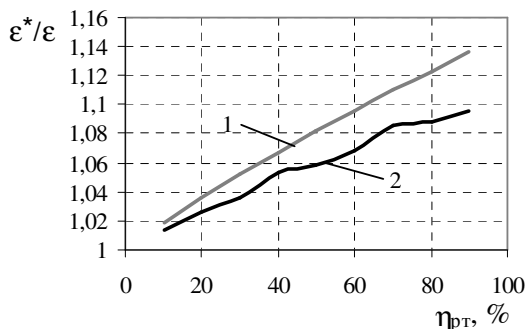
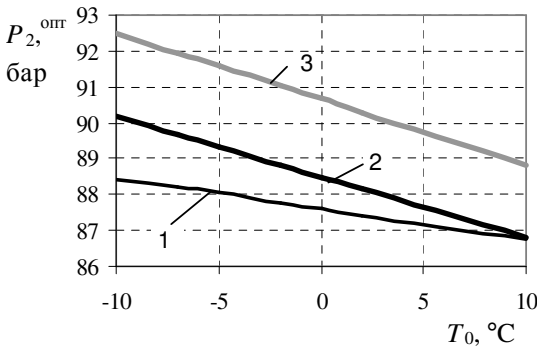


Рис. 2.22. Зависимость $\epsilon^*/\epsilon = f(\eta_{\text{РТ}}, P_{\text{пр}})$:
1 – $P_{\text{пр}} = 52,11$ бар;
2 – $P_{\text{пр}} = 62,88$ бар

Следует отметить, что для сверхкритических двухступенчатых циклов величина оптимального промежуточного давления цикла не может быть определена с помощью известной формулы $P_{\text{пр}} = \sqrt{P_{\text{вд}} \cdot P_{\text{нд}}}$, справедливой для докритических циклов ($P_{\text{вд}}$ – давление во второй ступени сжатия, $P_{\text{нд}}$ – давление в первой ступени сжатия). Здесь также необходим многовариантный расчет циклов при соблюдении условия обеспечения максимума холодильного коэффициента.

В сверхкритическом цикле с R744 благодаря большой работе расширения эффективны технологические схемы ХМ и ТНУ, содержащие детандер. На рис. 2.23 представлены зависимости $P_2^{\text{опт}} = f(T_0)$ для детандерной одноступенчатой схемы. Зависимости получены при изэнтропной эффективности детандера $\eta_{\text{дет}} = 63\%$ и изэнтропной эффективности компрессора $\eta_{\text{ис}} = 75\%$. Для сопоставления на рис. 2.23 также показаны аналогичные зависимости для регенеративной и простой одноступенчатой схемы. Как видно из рисунка, с увеличением сложности технологической схемы при переходе от одноступенчатой к схеме с детандером величина $P_2^{\text{опт}}$ снижается.



1 – с детандером; 2 – регенеративная с дросселем; 3 – простая одноступенчатая с дросселем

Рис. 2.23.
Зависимость $P_2^{\text{опт}} = f(T_0)$ для различных одноступенчатых схем сверхкритических ТНУ при $T_3 = 36\text{ }^\circ\text{C}$

Оценка эффективности применения регенерации в сверхкритическом цикле показала, что регенерация в одноступенчатой

том цикле с детандером неэффективна, а для цикла с дросселем целесообразна только в диапазоне изменения давления нагнетания от 77 до 85 бар.

Для двухступенчатого цикла эффективность применения регенерации повышается с уменьшением промежуточного давления. Чем больше $\Delta T_{\text{пер}}$, тем ниже максимальный коэффициент преобразования ТНУ. Влияние $\eta_{\text{is}}^{\text{дет}}$ на $P_2^{\text{опт}}$ больше, чем влияние η_{is} . Зависимости $P_2^{\text{опт}} = f(\eta_{\text{is}}^{\text{дет}})$ и $P_2^{\text{опт}} = f(\eta_{\text{is}})$ для схемы с детандером фактически линейны. Увеличение $\eta_{\text{is}}^{\text{дет}}$ с 10 до 90 % приводит к уменьшению значения $P_2^{\text{опт}}$ на 5 %, а аналогичное изменение изэнтропного КПД компрессора η_{is} приводит к снижению $P_2^{\text{опт}}$ на 3 %.

2.3.2. Определение предельных температурных границ сверхкритического цикла ХМ и ТНУ

Вопрос определения предельных температурных границ сверхкритического цикла до настоящего времени практически не исследовался. Некоторые аспекты были рассмотрены в работе [123], однако детальный анализ авторы не проводили.

В работе [113] предложена методика определения предельных температурных границ сверхкритического цикла.

Если для докритических циклов выбор предельных температурных границ определяется, прежде всего, температурами источника и приемника теплоты, а также степенью удаленности температуры конденсации хладагента от критической температуры, то в сверхкритических циклах этот выбор зависит от множества дополнительных факторов.

На рис. 2.24 представлен характер изменения параметров одноступенчатого цикла ХМ и ТНУ при изменении предельно максимальных и предельно минимальных значений давления нагнетания в цикле P_2 и температуры хладагента перед дросселированием T_3 .

Согласно [123] построение сопоставляемых циклов основано на выборе фиксированных параметров в точке 1.

Докритический цикл обозначен точками (1-2-3-4).

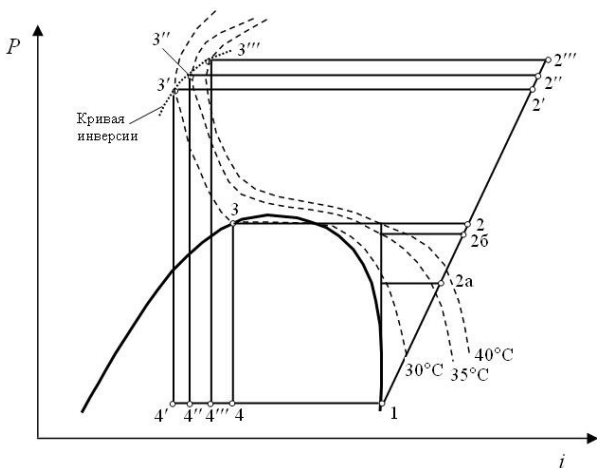


Рис. 2.24. Трансформация одноступенчатых циклов ХМ и ТНУ при переходе через критическую точку в диаграмме энтальпия – давление для хладагента R744

Анализ поведения изотерм в сверхкритической области показал, что увеличение P_2 , когда температура $T_3 = \text{const}$, приводит к повышению удельной теплопроизводительности в цикле. Однако, это увеличение P_2 целесообразно только до определенного значения, соответствующего давлению в точке инверсии, в которой, как известно, коэффициент адиабатного дросселирования равен нулю. В этой точке энтальпия газа сверхкритических параметров при заданных P_2 и T_3 минимальна, а, соответственно, удельная теплопроизводительность в цикле – максимальна. С увеличением P_2 при $T_3 = \text{const}$ выше точки инверсии происходит увеличение энтальпии хладагента и снижение удельной теплопроизводительности. Кроме того, процесс дросселирования в цикле будет сопровождаться не охлаждением, а нагреванием, что недопустимо. Таким образом, уровень давления нагнетания в цикле, соответствующий параметрам хладагента в точке инверсии, является предельно допустимым уровнем, для которого процесс термотрансформации термодинамически эффективен. Например, при температурах на выходе из газоохладителя ТНУ $T_3 = 303, 307, 311$ К предельное давление нагнетания в цикле P_2^{max} соответственно составляет 360, 380, 440 бар, что, естественно, лежит далеко за пределами дав-

лений, допустимых по прочностным характеристикам существующих компрессоров.

Максимальную температуру хладагента на выходе из газоохладителя при критическом давлении можно определить, анализируя поведение изотерм в области перегретого пара. Из рис. 2.24 видно, что когда $P_2 < P_{кр}$ и $T_3 > T_{кр}$, параметры цикла могут лежать в области перегретого пара (точки 2а и 2б). Это существенно снижает термодинамическую эффективность цикла. Таким образом, предельно допустимой температурой хладагента на выходе из газоохладителя (точка 3) при критическом давлении является температура 31 °С, т. е. критическая температура R744.

Если пренебречь потерями давления в регенеративном теплообменнике (РТ), то при сверхкритическом давлении предельно минимальная температура перед дросселированием T_3^{min} теоретически равна температуре хладагента в состоянии насыщенной жидкости T_4^s , а максимальная температура перегретого пара на входе в компрессор T_1^{max} будет равна T_3 (рис. 2.25).

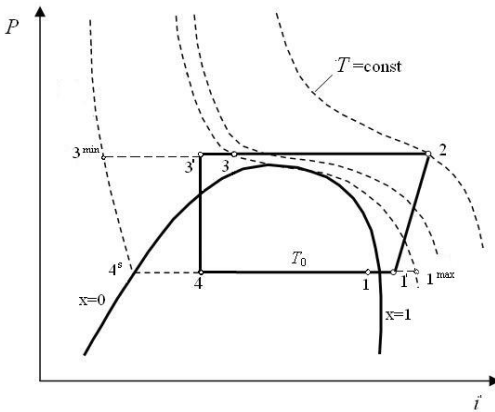


Рис. 2.25.
Регенеративный сверхкритический цикл ХМ

Следует отметить, что для фиксированных параметров в т. 1 и в т. 3 с повышением P_2 разность энтальпий ($i_3 - i_3^{min}$) будет уменьшаться, а соответственно будет снижаться и то количество теплоты, которое потенциально может быть использовано при регенерации.

2.3.3. Влияние нелинейной связи между параметрами сверхкритического цикла на эффективность ХМ и ТНУ

В сверхкритических холодильных или теплонасосных системах имеет место существенно нелинейный характер связей между параметрами цикла. Как известно [7], нелинейности в теплотехнической системе вызваны внутренними связями между элементами и структурой цикла. К примеру, увеличение одного фактора при низких значениях другого вызывает увеличение эффективности установки, а при высоких, наоборот – уменьшение. Выявление этих связей требует проведения многовариантных расчетов термодинамических циклов с привлечением методов теории планирования эксперимента.

При анализе циклов необходимо установить, какое изменение параметров перспективно для повышения эффективности установки и, главное, реализуемо в ней.

В качестве иллюстрации нелинейности между параметрами сверхкритического цикла на рис. 2.26 представлена поверхность отклика для ε при изменении давления нагнетания в цикле P_2 и T_3 (диапазон варьирования определяющих факторов приведен в табл. 2.2). Из рисунка видно, что влияние увеличения P_2 на ε в области низких значений T_3 несколько иное, чем при высоких значениях T_3 .

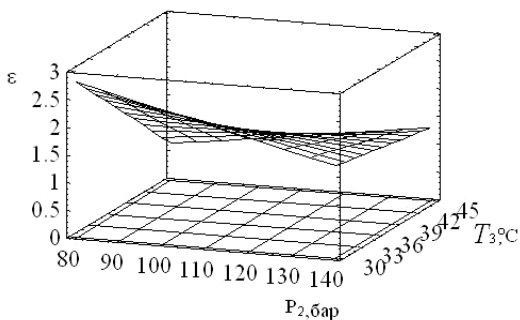
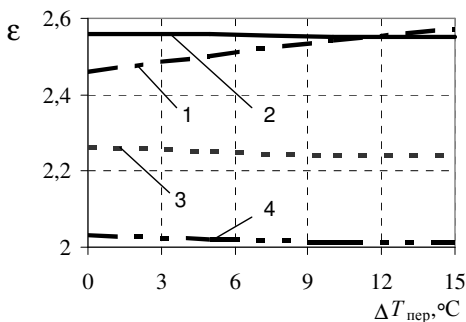


Рис. 2.26. Зависимость $\varepsilon = f(P_2, T_3)$

В ряде случаев на параметры пара за компрессором влияет не только изоэнтропный КПД, но и показатель $f_{\text{км}} = (q_{\text{км}}^{\text{тп}} / l_{\text{км}}) 100\%$, представляющий собой отношение теплотеперь с поверхности корпуса компрессора $q_{\text{км}}^{\text{тп}}$ к работе сжатия

$l_{\text{км}}$. Выявлено, что перегрев в испарителе $\Delta T_{\text{пер}}$ при $P_2 = 100 \div 140$ бар в цикле фактически не оказывает влияния на ϵ (рис. 2.27). При значениях $P_2 = 80$ бар и ниже, т. е. близких к критическому давлению, увеличение перегрева в испарителе приводит к повышению ϵ , а при высоких P_2 , наоборот – к снижению ϵ .



- 1 – $P_2 = 80$ бар;
- 2 – $P_2 = 100$ бар;
- 3 – $P_2 = 120$ бар;
- 4 – $P_2 = 140$ бар

Рис. 2.27. Зависимость $\epsilon = f(\Delta T_{\text{пер}}, P_2)$ при $T_3 = 34$ °C; $T_0 = 0$ °C; $\eta_{\text{ис}} = 0,75$; $f_{\text{км}} = 10$ %

Установлено также, что увеличение температуры испарения T_0 от -10 до 10 °C при $P_2 = 80$ бар приводит к повышению ϵ с 1,2 до 2,43, а то же повышение T_0 при $P_2 = 140$ бар увеличивает значение ϵ с 1,15 до 1,6.

Изменение изэнтропного КПД $\eta_{\text{ис}}$ при различных T_3 и фиксируемых $P_2 = 90$ бар, $\Delta T_{\text{пер}} = 5$ К, $T_0 = 0$ °C показало, что изменение $\eta_{\text{ис}}$ от 0,5 до 0,8 при высоких значениях $T_3 = 45$ °C не существенно сказывается на изменении холодильного коэффициента $\Delta\epsilon = 0,5$. С понижением T_3 до $20 \div 25$ °C влияние $\eta_{\text{ис}}$ становится значительным ($\Delta\epsilon = 1,5$).

В работах [111, 120] отмечается, что в сверхкритических циклах установка регенеративного теплообменника при определенных режимах может привести к повышению ϵ . Для нахождения рационального диапазона применения РТ и выявления возможного неоднозначного влияния эффективности РТ $\eta_{\text{РТ}}$ на ϵ проведена серия расчетов $\epsilon = f(P_2)$ при различном $\eta_{\text{РТ}}$ (рис. 2.28). Зависимость получена для трех факторов, которые варьировались в диапазонах: $P_2 = 75 \div 155$ бар; $x_{\text{РТ}} = 0,7 \div 0,95$; $\eta_{\text{РТ}} = 50 \div 95$ %. Фиксированными являлись $T_3 = 35$ °C; $T_0 = 0$ °C; $\eta_{\text{ис}} = 0,8$; $f_{\text{км}} = 10$ %.

На рис. 2.28 хорошо видна нелинейность влияния величины η_{PT} на ϵ . Так в области низких значений P_2 увеличение η_{PT} приводит к повышению ϵ .

В области высоких P_2 увеличение η_{PT} , наоборот – снижение ϵ .

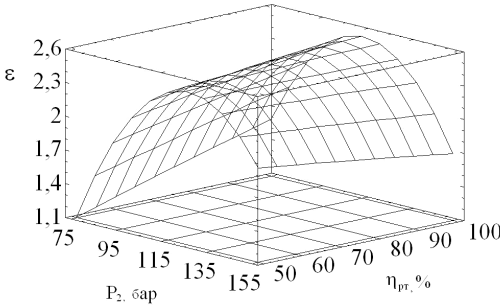


Рис. 2.28. Зависимость $\epsilon = f(P_2, \eta_{\text{PT}})$

В результате расчетов установлено, что массовое паросодержание на входе РТ в зависимости от диапазона изменения P_2 и η_{PT} неоднозначно влияет на ϵ . Для РТ с низкой эффективностью $\eta_{\text{PT}} = 30 \div 50 \%$, а также при $T_3 = 40^\circ\text{C}$, $T_0 = 0^\circ\text{C}$, $P_2 = 78$ бар увеличение x_{PT} с 0,7 до 0,95 повышает ϵ на 40 %, а при $P_2 = 110$ бар то же самое увеличение x_{PT} приводит к повышению ϵ всего на 2 %. Для РТ с высокой эффективностью $\eta_{\text{PT}} = 85 \div 95 \%$ и $T_3 = 40^\circ\text{C}$, $T_0 = 0^\circ\text{C}$, $P_2 = 78$ бар изменение x_{PT} с 0,7 до 0,95 увеличивает ϵ на 8 %, а при $P_2 = 110$ бар вообще не сказывается на ϵ . При $T_3 = 30^\circ\text{C}$ изменение x_{PT} с 0,8 до 0,95 в указанных выше условиях варьирования остальных параметров приводит к снижению ϵ на 1%. Следует отметить, что для обеспечения сухого хода компрессора в диапазоне $x_{\text{PT}} = 0,7 \div 0,95$ необходимо ограничить минимально допустимое значение степени регенерации $\eta_{\text{PT}}^{\text{min}} = 60 \%$, а температуру на выходе из газоохладителя T_3 не понижать ниже $T_3^{\text{min}} = 35^\circ\text{C}$.

Большинство уравнений, представляющих собой зависимость $P_2^{\text{опт}}$ от параметров сверхкритического цикла T_3 и T_0 [101, 114, 116, 119], в целом применимы для проектирования ХМ и ТНУ. В условиях же эксплуатации ХМ или ТНУ управлять величиной T_3 сложно, т.к. она зависит от температуры теплоноси-

теля на входе в газоохладитель T_{w1} . Кроме того, для схем ХМ, содержащих РТ, важно влияние на $P_2^{\text{опт}}$ величин $x_{\text{рт}}$ и $\eta_{\text{рт}}$.

Связь между T_{w1} и T_3 можно установить, пользуясь соотношением [115]

$$(T_3 - T_{w1}) = -0,0015269 \cdot T_{w1}^2 - 0,028866 \cdot T_{w1} + 7,7126. \quad (2.24)$$

Влияние факторов T_{w1} , $x_{\text{рт}}$ и $\eta_{\text{рт}}$ на величину оптимального давления нагнетания в цикле можно представить регрессионной зависимостью, полученной на основе многофакторного численного эксперимента:

$$\begin{aligned} P_2^{\text{опт}} = & -2,20833 + 4,42604 \cdot T_{w1} + 10,8333 \cdot x_{\text{рт}} - \\ & - 26,375 \cdot \eta_{\text{рт}} - 1,85417 \cdot T_{w1} \cdot x_{\text{рт}} - \\ & - 1,13125 \cdot T_{w1} \cdot \eta_{\text{рт}} + 63,75 \cdot x_{\text{рт}} \cdot \eta_{\text{рт}}. \end{aligned} \quad (2.25)$$

В данной зависимости единица измерения $P_2^{\text{опт}}$ – бар. Зависимость (2.25) справедлива для следующего диапазона изменения факторов: $x_{\text{рт}} = 0,7 \div 1,0$; $T_{w1} = 30 \div 50$ °С; $\eta_{\text{рт}} = 0 \div 1,0$. Величина $\eta_{\text{рт}}$ в (2.25) подставляется в долях. Температура испарения принималась фиксированной $T_0 = 1$ °С, поскольку в диапазоне $T_0 = -10 \div 10$ °С ее влиянием на $P_2^{\text{опт}}$ можно пренебречь. При получении зависимости (2.25) использовалось уравнение для изэнтропного КПД компрессора [115, 124].

Влияние факторов и их сочетаний на $P_2^{\text{опт}}$ приведено в табл. 2.5. Их анализ показывает, что наибольшее влияние оказывает изменение T_{w1} , а наибольший эффект взаимодействия дает комбинация факторов T_{w1} и $\eta_{\text{рт}}$. Степень влияния сочетаний факторов T_{w1} и $\eta_{\text{рт}}$, а также T_{w1} и $x_{\text{рт}}$ имеет отрицательный знак. Это значит, что для увеличения $P_2^{\text{опт}}$ эти факторы должны одновременно изменяться в разных направлениях, к примеру, T_{w1} – увеличиваться, а $x_{\text{рт}}$ – уменьшаться.

Таблица 2.5.– Влияние факторов и их сочетаний на $P_2^{\text{опт}}$ в схеме ХМ с РТ

Фактор	Степень влияния фактора	Сочетание факторов	Степень влияния сочетаний факторов
T_{w1}	45,6875	$T_{w1}; x_{\text{рт}}$	-5,5625
$x_{\text{рт}}$	-9,4375	$T_{w1}; \eta_{\text{рт}}$	-11,3125
$\eta_{\text{рт}}$	-17,4375	$x_{\text{рт}}; \eta_{\text{рт}}$	9,5625

На рис. 2.29 приведена поверхность отклика $P_2^{\text{опт}}$ на изменение T_{w1} и $x_{\text{рт}}$. Видно, что влияние $x_{\text{рт}}$ на $P_2^{\text{опт}}$ в области высоких значений T_{w1} существенно.

На рис. 2.30 представлены две зависимости $P_2^{\text{опт}}$ для цикла с РТ. Одна зависимость получена при задании в качестве варьируемого параметра для газоохладителя температуры T_3 , а другая – температуры T_{w1} , когда $\eta_{\text{рт}} = 0,3$; $x_{\text{рт}} = 1$. Видно, что с увеличением температуры отвода тепла в газоохладителе $T_{\text{го}}$ разность между двумя значениями $P_2^{\text{опт}}$, вычисленными с учетом влияния T_{w1} и без учета такового, уменьшается. Это связано с тем, что по мере увеличения T_{w1} от 30 °С до 50 °С разность $(T_3 - T_{w1})$ в газоохладителе снижается от 5,47°С до 2,45°С.

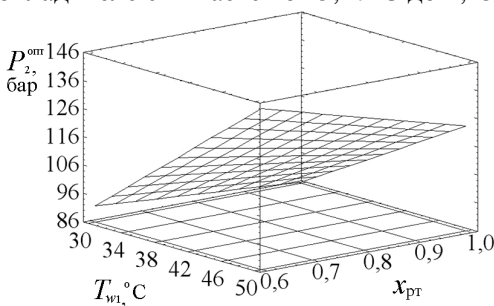


Рис. 2.29. Зависимость $P_2^{\text{опт}} = f(T_{w1}, x_{\text{рт}})$

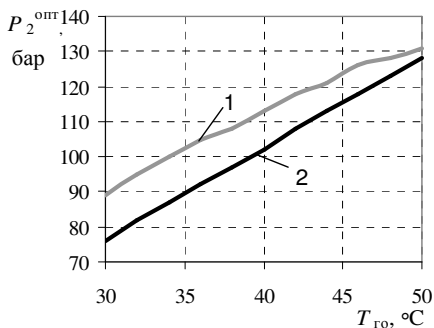


Рис. 2.30. Влияние исходных задаваемых параметров на $P_2^{\text{опт}}$:
1 – задается T_{w1} ;
2 – задается T_3

Зная $P_2^{\text{опт}}$ в сверхкритическом цикле с R744 представляется возможным повысить коэффициент преобразования ТНУ на 17 ÷ 25 % при нагреве теплоносителя от 20 до 65°С по сравнению с ТНУ, работающих по докритическому циклу на хладагентах R142b и R134a. Установлено, что с увеличением нагрева теплоносителя в ТНУ более явно проявляется преимущество ТНУ с R744.

2.3.4. Термодинамическое тестирование сверхкритических циклов ХМ и ТНУ

Термодинамический анализ циклов целесообразно проводить с использованием цикла-образца. Как известно [73, 98], цикл-образец должен воспроизводить термодинамический характер процессов внешней среды, совершая их в обратном направлении без роста энтропии в системе. Установление цикла-образца сводится к нахождению цикла с минимальной работой. При этом результаты анализа целиком зависят от правильного выбора цикла образца.

Вопрос выбора цикла-образца для сверхкритических циклов, на наш взгляд, является дискуссионным. Следует отметить, что использование универсальных циклов-образцов Карно и Лоренца, в данном случае может привести к неоднозначности результатов расчета эффективности ХМ или ТНУ.

Обратный обратимый цикл Карно не является единственно возможным циклом для ТНУ и ХМ. Он применим при изотермическом характере процессов подвода и отвода теплоты в цикле. Если же процессы в источнике и приемнике тепла определяются политропами с постоянными показателями, обратимым является цикл Лоренца [73]. Наличие в сверхкритическом цикле участка с неизотермическим отводом тепла позволяет использовать в качестве цикла-образца цикл Лоренца, однако не стандартный его вид, а модификацию. Такой модифицированный цикл Лоренца - Карно включает следующие процессы: изобарный изотермический подвод тепла; изоэнтропное сжатие; изобарный неизотермический отвод тепла; изоэнтропное расширение. Отметим, что модифицированный цикл может быть использован в качестве образца только в том случае, если в процессе соблюдается условие термического равновесия между охлаждаемым рабочим веществом в газоохладителе и теплоносителем, т. е. температура рабочего вещества должна изменяться так же, как изменяется в процессе нагрева температура теплоносителя (это условие для сверхкритического цикла, безусловно, соблюдается).

Коэффициент преобразования ТН для эталонного цикла Лоренца - Карно можно представить в виде

$$\mu_{\text{Лоренц-Карно}} = \frac{T_{w2} - T_{w1}}{(T_{w2} - T_{w1}) - T_s \cdot \ln(T_{w2}/T_{w1})}, \quad (2.26)$$

где T_{w1} и T_{w2} – температура теплоносителя на входе и выходе из газоохладителя; T_s – температура низкопотенциального источника.

Степень термодинамического совершенства сверхкритического ТН с учетом внешней необратимости в цикле равна

$$\eta_{\text{стс}} = \frac{\mu_d}{\mu_{\text{Лоренц-Карно}}}, \quad (2.27)$$

где μ_d – коэффициент преобразования действительного цикла ТНУ.

Степень термодинамического совершенства для сверхкритической ХМ без учета внешней необратимости в цикле

$$\eta_{\text{стс}} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_{\text{Лоренц-Карно}}}, \quad (2.28)$$

где $\varepsilon_{\text{Лоренц-Карно}} = \frac{T_0}{T_{\text{го}}^{\text{ср}} - T_0}$; $T_{\text{го}}^{\text{ср}} = \frac{i_2 - i_3}{s_2 - s_3}$ – среднетермодинамическая температура в газоохладителе.

Выражения (2.27) и (2.28) позволяют только интегрально оценить термодинамическое совершенство сверхкритической системы. Вместе с тем, для того чтобы определить потери от необратимости процессов в каждом элементе, используя энтропийно-цикловый метод анализа [73, 125], необходимо вписать цикл-образец в действительный цикл ХМ. В этом состоит определенная сложность, требующая пояснения. Как известно [73], главным условием при построении цикла-образца является равенство холодопроизводительности в действительном и эталонном циклах. При этом вписанный цикл-образец строится при средних температурах охлаждающего теплоносителя и источника теплоты и не должен выходить за контуры действительного цикла. Если вписать в действительный цикл ХМ цикл-образец Лоренц - Карно, то средняя температура в процессе отвода тепла в цикле-образце может быть равна или превышать среднетермодинамическую температуру хладагента в газоохладителе для действительного цикла, что, разумеется, невозможно. Поэтому при анализе потерь от необратимости следует использовать в качестве вписанного цикла-образца цикл Карно, однако постро-

енный при начальной температуре охлаждающего теплоносителя в газоохладителе и конечной температуре источника тепла в испарителе. Такое допущение возможно, поскольку основным параметром, определяющим уровень отвода тепла в сверхкритическом цикле, является температура хладагента на выходе из газоохладителя, которая непосредственно зависит от температуры теплоносителя на входе в ГО [116].

Ниже предлагается методика энтропийно-циклового анализа процессов в сверхкритическом цикле.

По имеющемуся действительному сверхкритическому циклу 1-2-3-4 (рис. 2.31) проведем построение цикла-образца в температурных границах T_{w1} и T_{s2} .

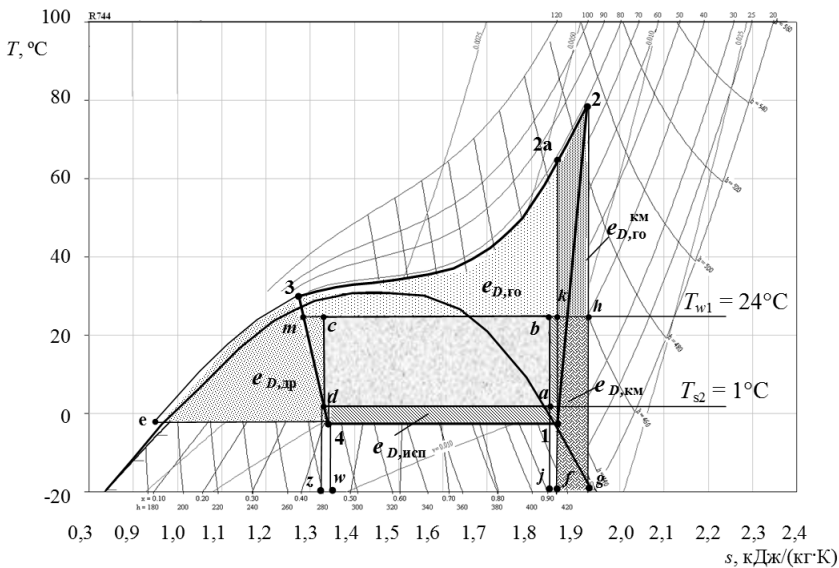


Рис. 2.31. Действительный сверхкритический цикл и цикл-образец в $T - s$ – диаграмме

Цикл-образец ($a-b-c-d$) внутренне и внешне обратим. Для обеспечения равенства холодопроизводительности действительного и эталонного циклов проведем следующие перепостроения. Точка d должна находиться на пересечении линии (3 - 4), соответствующей изоэнтальпийному процессу дросселирования, и изотермы T_{s2} . Таким образом, выполняется условие равенства

энтальпий $i_3 = i_4$ и $i_4 = i_d$. Основанием цикла-образца является отрезок $(a-d)$. При построении цикла-образца следует мысленно удалить кривую насыщения. Точка a эталонного цикла располагается на пересечении линии $i_1 = \text{const}$ и изотермы T_{s2} . Положение точки b находится на пересечении изотермы T_{w1} с процессом изоэнтропного сжатия $(a-b)$ в эталонном цикле. Положение точки c цикла-образца определяется пересечением изотермы T_{w1} с линией $(c-d)$, характеризующей процесс изоэнтропного расширения. Таким образом, удельная холодопроизводительность действительного цикла $i_1 - i_4 = n\lambda (f-1-4-w)$ равна удельной холодопроизводительности эталонного цикла $i_a - i_d = n\lambda(j-a-d-z)$.

Эксергетические потери в компрессоре вследствие необратимости процесса сжатия определяются по формуле

$$e_{D,км} = T_{oc}(s_2 - s_1) = n\lambda(f-k-h-g-f). \quad (2.29)$$

В точке 3 цикла (см. рис. 2.30) хладагент обладает запасом потенциальной энергии, которая эквивалентна по площади фигуры $(3-e-4-d-c-m-3)$. Известно, что при дросселировании потенциальная энергия переходит в кинетическую энергию струи потока хладагента, которая в результате торможения за дросселем переходит в теплоту трения и подводится к самому рабочему телу. Необратимые потери в процессе этого перехода равны

$$e_{D,др} = T_{oc}(s_4 - s_3) = n\lambda(3-e-4-d-c-m-3). \quad (2.30)$$

Эксергетические потери в испарителе:

$$e_{D,исп} = T_{oc}(s_1 - s_4) - (i_1 - i_4) \frac{T_{oc}}{\bar{T}_{исп}} = n\lambda(1-k-b-a-d-4-1), \quad (2.31)$$

где $\bar{T}_{исп} = \frac{T_{s1} - T_{s2}}{\ln(T_{s1}/T_{s2})}$.

Потери от необратимости в газоохладителе равны [116]:

$$\begin{aligned} e_{D,го} &= (i_2 - i_3) \frac{T_{oc}}{T_{го}} - T_{oc}(s_2 - s_3) + \left(-RT_{oc} \ln \left(1 - \frac{\Delta P_{го}}{P_2} \right) \right) = \\ &= n\lambda(h-2-2a-3-m-c-b-k-h), \end{aligned} \quad (2.32)$$

где $\bar{T}_{го} = \frac{T_{w2} - T_{w1}}{\ln(T_{w2}/T_{w1})}$, R – универсальная газовая постоянная;

$\Delta P_{го}$ – потери давления по тракту газоохладителя.

Часть эксергетических потерь в газоохладителе связана с необратимостью процесса сжатия в компрессоре. Эти потери,

обусловленные взаимодействием параметров газоохладителя и компрессора, определяются выражением

$$e_{D,го}^{KM} = (s_2 - s_1)(\bar{T}_{2-2a} - T_{oc}) = nл (h-2-2a-k-h), \quad (2.33)$$

где $\bar{T}_{2-2a} = \frac{i_2 - i_{2a}}{s_2 - s_{2a}}$.

Эксергетический КПД при комплексном использовании тепла и холода находятся из соотношения [117, 126]

$$\eta_{экс} = \frac{e_{го} + e_{исп}}{l_{км}}, \quad (2.34)$$

где $e_{го} = [(q_{го} - T_{oc}(s_2 - s_3)) - e_{D,го}]$ – удельная эксергия, отведенная в газоохладителе; $l_{км} = (i_{2a} - i_1)/\eta_{is}$ – удельная работа сжатия в компрессоре; $e_{исп} = q_{исп} \left(1 - \frac{T_{oc}}{\bar{T}_{исп}}\right)$ – эксергия, отведенная в испарителе; $q_{исп}$ и $q_{го}$ – удельная холодопроизводительность и теплопроизводительность соответственно.

Эксергетический коэффициент преобразования энергии [127] определяется, как

$$\eta_{пр.эн}^{экс} = \frac{(q_{исп} - T_{oc}(s_1 - s_4)) + (q_{го} - T_{oc}(s_2 - s_3))}{l_{км} - T_{oc}(s_2 - s_1)}. \quad (2.35)$$

На рис. 2.32 – 2.34 показан характер распределения эксергетических потерь в элементах ТНУ $e_{D,k}$, а также величин $\eta_{стс}$, $\eta_{пр.эн}^{экс}$ и $\eta_{экс}$ при варьировании P_2 . Зависимости получены при следующих исходных данных: $T_0 = -4 \text{ }^\circ\text{C}$; $\Delta T_{пер} = 5 \text{ K}$; $\eta_{is} = 0,5$; $T_3 = 36 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{oc} = 272 \text{ K}$, $T_{s1} = 8 \text{ }^\circ\text{C}$; $T_{s2} = 1 \text{ }^\circ\text{C}$, температура теплоносителя на входе и на выходе из газоохладителя $T_{w1} = 24 \text{ }^\circ\text{C}$ и $T_{w2} = 64 \text{ }^\circ\text{C}$ соответственно.

По результатам термодинамического анализа и оптимизации параметров сверхкритического цикла установлено, что оптимальному значению давления нагнетания в цикле $P_2^{опт}$ не соответствует минимальное значение эксергетических потерь ни в одном из элементов ХМ или ТНУ. Минимальные значения потерь эксергии в элементах имеют место при значениях P_2 , существенно отличных от $P_2^{опт}$. В сложных технических системах

этот эффект является типичным проявлением интегративных свойств системы.

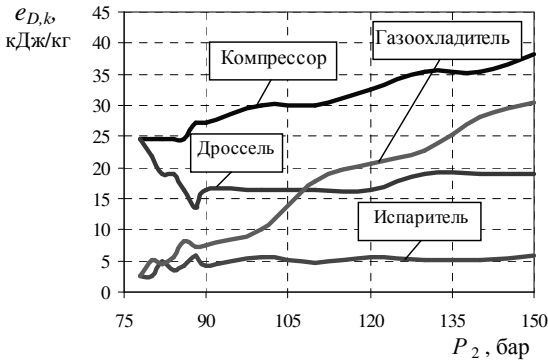


Рис. 2.32. Характер изменения эксергетических потерь в элементах ТНУ с R744 при варьировании давления нагнетания в сверхкритическом цикле

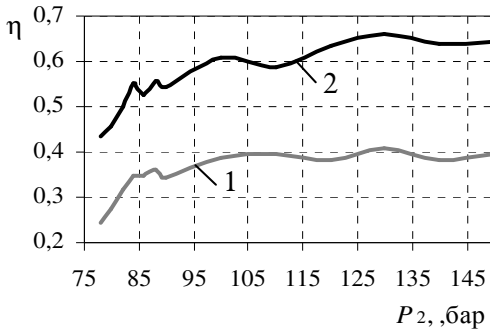


Рис. 2.33. Влияние давления нагнетания на изменение $\eta_{стс}$ и $\eta_{пр.эн}^{экс}$:
1 – $\eta_{стс}$; 2 – $\eta_{пр.эн}^{экс}$

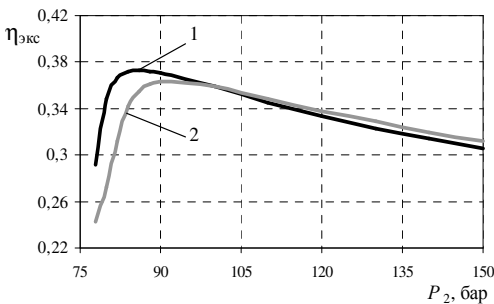


Рис. 2.34. Влияние на эксергетический КПД ТНУ давления нагнетания:
1 – $T_3 = 34$ °C;
2 – $T_3 = 36$ °C

На рис. 2.35 представлено изменение суммарных эксергетических потерь системе $\Sigma e_{D,k}$ от изменения P_2 . Следует отметить, что максимум $\eta_{\text{экс}}$ не совпадает с минимумом $\Sigma e_{D,k}$, это объясняется тем, что $\eta_{\text{экс}}$ включает в себя эксергию привода системы, которая при варьировании P_2 изменяется.

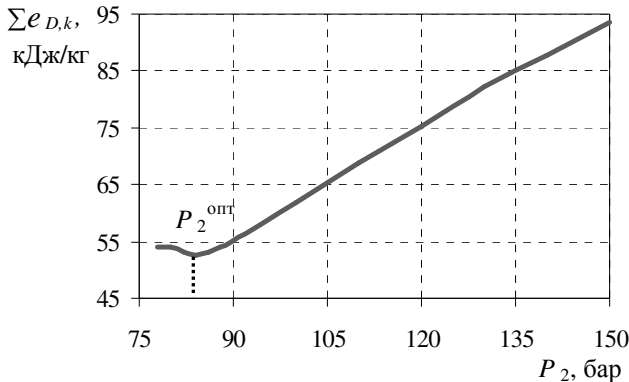


Рис. 2.35. Изменение суммарных потерь эксергии в ТНУ при изменении давления нагнетания в сверхкритическом цикле при $T_3 = 36 \text{ }^\circ\text{C}$

Для количественной оценки влияния интегративных свойств системы в схемах сверхкритических ХМ и ТНУ введен показатель ΔI_k

$$\Delta I_k = \frac{P_2(e_{D,k}^{\min}) - P_2^{\text{опт}}}{P_2^{\text{опт}}} \cdot 100\%, \quad (2.36)$$

где $P_2(e_{D,k}^{\min})$ – давление нагнетания, которому соответствуют минимальные эксергетические потери в рассматриваемом элементе.

Величина ΔI_k характеризует отклонение минимальных потерь эксергии в элементе от минимальных суммарных эксергетических потерь в системе.

Результаты расчетов показали, что чем больше значения ΔI_k , тем сильнее проявляются интегративные свойства системы.

Поэтому проводить минимизацию эксергетических потерь в отдельно взятом элементе нерационально, поскольку это не приведет к минимизации суммарных потерь в установке. Анализ величин ΔI_k позволил вскрыть причины существования $P_2^{\text{опт}}$ в цикле. Увеличение эксергетического КПД в диапазоне изменения P_2 от 76 до 90 бар большей частью связано с резким уменьшением потерь в результате дросселирования в этом диапазоне давлений. Отнесенные к затраченной работе в цикле эксергетические потери $\delta_{\text{дрос}}$ при дросселировании снижаются с 25 до 15 %. При этом эксергетический КПД возрастает с 29 до 37 %.

Установленная нелинейность влияния определяющих параметров сверхкритического цикла на его эффективность является важным аспектом как при проектировании новых ХМ и ТНУ, так и при модернизации существующих. Изменение ряда параметров в сочетании с другими параметрами может привести как к увеличению, так и снижению эффективности цикла. Это приобретает особое значение при модернизации установок, когда в связи с указанной нелинейностью возникает неоднозначность принимаемых решений о первостепенности замены того или иного блока ХМ и ТНУ.

Таким образом, можно заключить, что впервые создан метод системного анализа циклов, позволяющий решить задачу направленного поиска наиболее рациональных технологических схем ХМ и ТНУ с учетом их структурно-топологических особенностей.

ТЕРМОГИДРАВЛИЧЕСКАЯ НЕОБРАТИМОСТЬ В ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СХЕМАХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН И ТЕПЛОНАСОСНЫХ УСТАНОВОК

При проектировании современных систем комплексного тепло- и хладоснабжения на базе ТНУ необходим учет влияния неизобарности процессов в гидравлическом контуре циркуляции хладагента на энергетическую эффективность ТНУ. В первую очередь это связано с наметившейся тенденцией к увеличению общей протяженности магистральных трубопроводов хладагента при сооружении различных многозональных систем кондиционирования воздуха, а также с применением различных турбулизаторов потока рабочего вещества в теплообменных аппаратах [95, 107].

Несмотря на достаточно продолжительную предысторию научно-технических исследований и практического опыта эксплуатации ХМ и ТНУ, влияние гидродинамики процессов в основных блоках контура и его соединительных элементах на эффективность цикла в имеющихся научных публикациях не получило достаточного отражения. К примеру, в [128] приведены экспериментальные работы, проведенные в достаточно узком диапазоне изменения режимных и конструктивных параметров установок и рабочих тел. В [95, 107, 108] предложены методики проектирования соединительных трубопроводов ХМ.

Вместе с тем, для изучения феномена влияния неизобарного испарения и конденсации на эффективность ХМ и ТНУ необходим совершенно иной подход – комплексный, основанный на совместном использовании методов прикладной термодинамики и методов системного анализа.

В зависимости от назначения, температурных границ цикла и структурной сложности технологической схемы оборудование ХМ и ТНУ характеризуется различными внутренними связями и взаимодействием с окружающей средой. Разным технологическим схемам ХМ и ТНУ присущи «свои» особенности, связанные с влиянием на их эффективность потерь от необрати-

мости [85]. Нами впервые предпринята попытка выявить системные закономерности влияния гидравлических сопротивлений на эффективность холодильных машин и тепловых насосов в зависимости от уровня структурной сложности технологической схемы [129 – 131]. Кроме того, в расчет действительного цикла вводится среднестатистическая величина приращения энтропии, полученная путем обработки характеристик реальных ХМ и ТНУ. Это позволило в первом приближении оценить реальные затраты мощности привода компрессора, необходимые для компенсации увеличения энтропии вследствие трения.

3.1. Влияние неизобарности процессов в гидравлическом контуре хладагента на эффективность ХМ и ТНУ

3.1.1. Методика построения цикла ХМ и ТНУ, деформированного термогидравлической необратимостью

В известной нам литературе отсутствуют рекомендации, позволяющие учесть влияние термогидравлической необратимости процессов при параметризации циклов ХМ и ТНУ. Применительно к конструкторскому расчету в работе [104] была предложена энтропийная методика учета неизобарности в процессах конденсации и испарения, использование которой при поверочном расчете может привести к несколько некорректным выводам относительно степени влияния неизобарности процесса конденсации на эффективность ХМ или ТНУ. Так, к примеру, можно сделать неправильный вывод о том, что увеличение потерь давления в процессе конденсации является положительным фактором для повышения эффективности установки. Действительно, построение неизобарного цикла в $T-S$ диаграмме показывает, что гидравлические потери в конденсаторе увеличивают теплопроизводительность установки, поскольку средняя в процессе температура конденсации становится ниже, возрастает разность энтальпий, при этом мощность привода компрессора снижается, таким образом, увеличивается коэффициент преобразования. Это происходит потому, что фиксированным при построении неизобарного цикла считается состояние хладагента в

начале процесса конденсации, т.е. на правой пограничной кривой, что допустимо **исключительно** для случая конструкторского расчета ХМ или ТНУ.

Для диагностики ХМ и ТНУ, в основе которой лежит поверочный расчет, необходима разработка методики построения цикла, которая учитывала бы влияние изменения параметров одного процесса цикла (к примеру, потерь давления) на параметры других процессов цикла.

Упомянутая выше энтропийная методика учета неизобарности в работе [130] получила свое дальнейшее развитие в виде методики построения цикла ТНУ и ХМ, деформированного термодинамической необратимостью.

Если в первом приближении при формировании действительного цикла пренебречь гидравлическими сопротивлениями на трактах конденсации и испарения, а также сопротивлениями в узлах соединения всех основных блоков, то, как известно, в $P-i$ диаграмме цикл ТНУ будет иметь вид, показанный на рис. 3.1 и 3.2 пунктиром. Этот цикл является базовым для построения на следующем этапе деформированного цикла.

Первый этап (рис. 3.1) предусматривает внесение в уже сформированный базовый цикл уточнений, обусловленных неизобарностью процессов в гидравлическом контуре циркуляции хладагента и наличием неизоэнтропного характера процесса сжатия в компрессоре. При этом фиксированными считаются т. 3 и т. 7.

Диссипация энергии вследствие трения на внутренних поверхностях элементов ТНУ приводит к термодинамической неравновесности состояния хладагента, а, следовательно, и к необратимому характеру процессов испарения и конденсации. Процессы 3 – 4' и 6' – 7 можно условно изображать прямыми линиями в силу линейного характера падения давления, обусловленного законом Дарси.

На рис. 3.1: ΔP_k – падение давления в конденсаторе; ΔP_i – падение давления в испарителе; $\Delta P_{вс}$ – потери давления в линии всасывания; ΔP_n – потери давления в линии нагнетания; $\Delta P_{ж}$ – потери давления в жидкостной линии; $\Delta T_{пер}$ – величина перегрева; $\Delta T_{по}$ – величина переохлаждения; $T_{ср}^k$, $T_{ср}^и$ – среднетермодинамические температуры конденсации и испарения в неизобарных процессах.

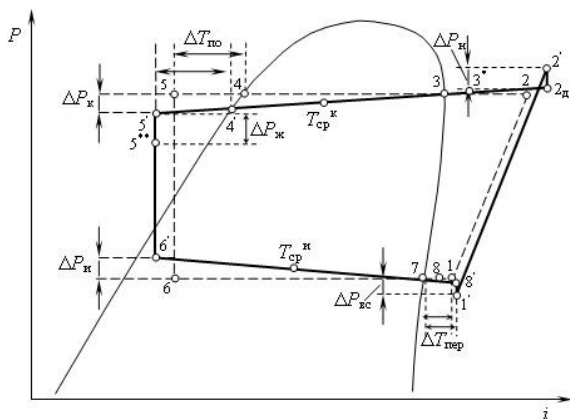


Рис. 3.1. Первый этап построения деформированного цикла ТНУ

Второй этап (рис. 3.2) построения деформированного цикла заключается в процедуре перепостроения т. 3 и т. 7, которая учитывает увеличение температуры начала конденсации на величину, эквивалентную изменению среднетермодинамической температуры, вызванному неизобарностью процесса конденсации, и уменьшение температуры в конце процесса испарения на величину, эквивалентную изменению среднетермодинамической температуры испарения, вызванному неизобарностью процесса испарения.

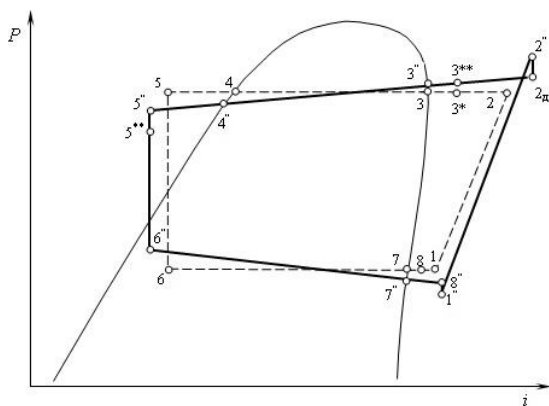


Рис. 3.2. Второй этап построения деформированного цикла ТНУ

Поясним это на примере. По результатам расчета цикла после первого этапа построения можно заключить, что гидравлические сопротивления в испарителе не оказывают никакого влияния на изменение работы сжатия в компрессоре. Это происходит ввиду того, что на первом этапе построения цикла т. 7 считается фиксированной, и от нее должна откладываться величина $\Delta P_{и}$, чтобы получить т. 6'. Между тем, из рис. 3.1 видно, что средняя температура в процессе 6' – 7 поднялась по сравнению с базовым циклом на некоторую величину $\Delta T_{и}'$. Таким образом, температура низкопотенциального источника теплоты уже не будет соответствовать тому заданному значению минимального температурного напора в испарителе, которое принято при проектировании. Поэтому на втором этапе построения деформированного цикла температуру в т. 7 необходимо уменьшить на величину $\Delta T_{и}' = T_6 - T_{ср}^{и}$. Аналогично следует поступить при построении процесса неизобарной конденсации, т. е. температура в т. 3 должна быть увеличена на величину $\Delta T_{к}' = T_4 - T_{ср}^{к}$.

Среднетермодинамические (диссипативные) температуры хладагента в неизобарных процессах испарения и конденсации находятся из соотношения

$$T_{ср}^{тп} = \frac{\int_{аb}^{сх} di}{\sum_{j=1}^n \int_{T_j} di}, \quad (3.1)$$

где T_j – среднелогарифмическая температура в выделенной зоне теплообменника.

На рис. 3.3 – 3.4 представлены результаты расчета коэффициента преобразования ТНУ μ по предложенной методике в зависимости от потерь давления в испарителе $\Delta P_{и}$ и конденсаторе $\Delta P_{к}$ для хладагентов R134a, R152a при различных температурах испарения T_0 и конденсации хладагента $T_{к}$. Величины $\Delta P_{и}$ и $\Delta P_{к}$ задавались с учетом реального уровня падения давления в конденсаторе и испарителе, имеющих место при эксплуатации ХМ и ТНУ [95, 107, 108].

Из рисунков видно, что более сильное влияние на величину μ оказывают потери давления в испарителе $\Delta P_{и}$. Причем, чем меньшим значением теплоты парообразования и большей моле-

кулярной массой обладает хладагент (например, R134a), тем более существенное влияние потерь давления на μ .

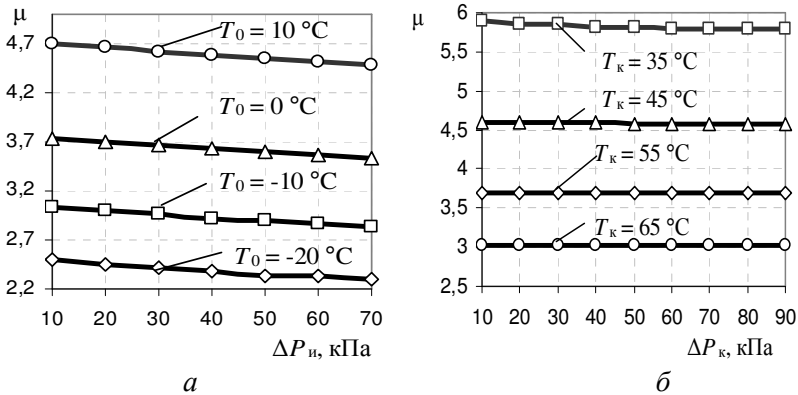


Рис. 3.3. Влияние на μ потерь давления в испарителе $\Delta P_{\text{и}}$ при различных T_0 и фиксированных $\Delta P_{\text{к}} = 20$ кПа, $T_{\text{к}} = 55^\circ\text{C}$ (a) и конденсаторе $\Delta P_{\text{к}}$ при различных $T_{\text{к}}$ и фиксированных $\Delta P_{\text{и}} = 20$ кПа, $T_0 = 0^\circ\text{C}$ (б) для хладагента R134a

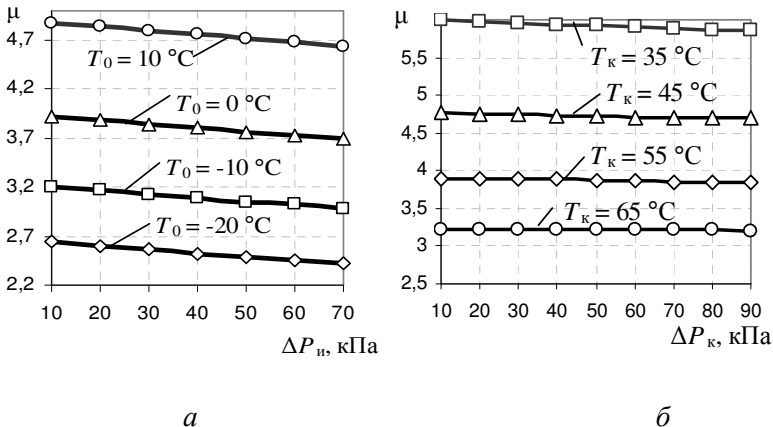


Рис. 3.4. Влияние на μ потерь давления в испарителе $\Delta P_{\text{и}}$ при различных T_0 и фиксированных $\Delta P_{\text{к}} = 20$ кПа, $T_{\text{к}} = 55^\circ\text{C}$ (a) и конденсаторе $\Delta P_{\text{к}}$ при различных $T_{\text{к}}$ и фиксированных $\Delta P_{\text{и}} = 20$ кПа, $T_0 = 0^\circ\text{C}$ (б) для хладагента R152a

3.1.2. Учет реальной величины внутренней диссипации энергии при параметризации циклов ХМ и ТНУ. Анализ показателей совершенства современных ХМ и ТНУ

Процедура многоэтапного построения действительного цикла позволяет при расчете параметров ХМ и ТНУ учесть реальную величину внутренней диссипации энергии, которая, как известно, может существенно отличаться от теоретической.

В реальных ХМ и ТНУ при изменении холодопроизводительности Q_0 остается постоянной величина внутренней диссипации энергии $\Delta S_{\text{вн}} \approx \text{const}$. Конечно же, величина $\Delta S_{\text{вн}}$, строго говоря, не является постоянной для всего диапазона холодопроизводительностей и температур хладагента. Однако данные испытаний [132] парокomppressorных чиллеров подтверждают наличие $\Delta S_{\text{вн}} \approx \text{const}$ для достаточно широкого диапазона реальных режимов их эксплуатации. Таким образом, для прогнозирования энергетической эффективности чиллеров следует определить значение $\Delta S_{\text{вн}}$ для других типоразмеров чиллеров. Тот факт, что внутренняя диссипация может оставаться постоянной в достаточно широком диапазоне холодопроизводительностей, на первый взгляд, может показаться несколько необычным. Однако этому есть разумное объяснение. Известно, что величина внутренней диссипации энергии включает в себя приращение энтропии в единице массы хладагента и приращение энтропии при изменении массового расхода хладагента.

Когда скорость потока хладагента уменьшается, например, при дросселировании во всасывающей патрубке поршневого компрессора, приращение энтропии в единице массы увеличивается. Однако в то же время массовый расход хладагента уменьшается вследствие наличия гидравлических сопротивлений клапанов, трубопроводов, что приводит к уменьшению $\Delta S_{\text{вн}}$. Таким образом, в реальных ХМ и ТНУ суммарное приращение энтропии $\Delta S_{\text{вн}}$ в результате необратимости термодинамических процессов в цикле при изменении Q_0 остается почти постоянным. Правда, это действительно не для всех типов чиллеров. Наиболее заметно отклонение от условия $\Delta S_{\text{вн}} \approx \text{const}$ для моделей парокomppressorных чиллеров, содержащих винтовые компрессоры [88].

Теоретический учет указанного явления сложен и требует привлечения методов неравновесной термодинамики для анализа цикла. Поэтому интересен энтропийно - статистический подход, предложенный в работах [87, 88, 133].

При параметризации цикла в расчет вводится среднестатистическая величина внутренней диссипации энергии $\Delta S_{\text{вн}}$, полученная в результате обработки эксплуатационных характеристик существующих ХМ и ТНУ. Благодаря этому, представляется возможным еще на этапе проектирования спрогнозировать (в первом приближении) действительные затраты энергии на компенсацию производства энтропии вследствие трения. Подход позволяет в зависимости от тепловой мощности выделить границы зоны с доминирующим влиянием на эффективность ХМ и ТНУ термогидравлической необратимости.

Уравнение для определения мощности привода компрессора в энтропийной форме можно получить путем записи уравнений энергетического ΔE и энтропийного ΔS балансов

$$\Delta E = Q_{\text{к}} + Q_{\text{кд}}^{\text{тп}} - Q_0 - Q_0^{\text{тп}} - N_{\text{км}} + Q_{\text{км}}^{\text{тп}} = 0, \quad (3.2)$$

$$\Delta S = \left(\frac{Q_{\text{к}} + Q_{\text{кд}}^{\text{тп}}}{T_{\text{ср.кд}}^{\text{тр}}} \right) - \left(\frac{Q_0 + Q_0^{\text{тп}}}{T_{\text{ср.исп}}^{\text{тр}}} \right) - \Delta S_{\text{вн}} = 0, \quad (3.3)$$

где $Q_{\text{кд}}^{\text{тп}}$ – потери тепловой мощности конденсатора; $Q_0^{\text{тп}}$ – теплопритоки к испарителю; $Q_{\text{км}}^{\text{тп}}$ – теплотери с поверхности корпуса компрессора; $\Delta S_{\text{вн}}$ – величина внутренней диссипации энергии, обусловленная процессами сжатия, дросселирования и гидравлическими сопротивлениями.

Комбинируя уравнения (3.2) и (3.3), можно записать

$$N_{\text{км}} = -Q_0 + \frac{Q_0 \cdot T_{\text{ср.кд}}^{\text{тр}}}{T_{\text{ср.исп}}^{\text{тр}}} + T_{\text{ср.кд}}^{\text{тр}} \Delta S_{\text{вн}} + T_{\text{ср.кд}}^{\text{тр}} \Delta S_{\text{тп}}, \quad (3.4)$$

где $\Delta S_{\text{тп}}$ – приращение энтропии в результате теплопотерь с поверхности теплообменного оборудования ХМ [134],

$$\Delta S_{\text{тп}} = \frac{Q_{\text{км}}^{\text{тп}}}{T_{\text{ср.кд}}^{\text{тр}}} + Q_0 \left(\frac{1}{T_{\text{ср.исп}}^{\text{тр}}} - \frac{1}{T_{\text{ср.кд}}^{\text{тр}}} \right). \quad (3.5)$$

Для нахождения $\Delta S_{\text{вн}}$ используется полуэмпирическая термодинамическая модель анализа реальных характеристик чиллеров [87, 88, 133].

$$\frac{T_{s1}}{T_{w1}} \left[1 + \frac{1}{\varepsilon} \right] - 1 = \frac{T_{s1} \Delta S_{\text{вн}}}{Q_0} + \frac{Q_{\text{тп}}^{\text{ЭКВ}} (T_{w1} - T_{s1})}{T_{w1} Q_0} + \frac{R_{\text{сум}} Q_0}{T_{w1}} \left[1 + \frac{1}{\varepsilon} \right], \quad (3.6)$$

где T_{s1} – температура хладоносителя на входе в испаритель; T_{w1} – температура теплоносителя на входе в конденсатор; $Q_{\text{тп}}^{\text{ЭКВ}}$ – величина эквивалентных теплотерь с поверхности элементов ХМ; $R_{\text{сум}}$ – суммарное термическое сопротивление испарителя и конденсатора.

Эквивалентные теплотери $Q_{\text{тп}}^{\text{ЭКВ}}$ с поверхности оборудования [133]

$$Q_{\text{тп}}^{\text{ЭКВ}} = Q_0^{\text{тп}} + \frac{Q_{\text{км}}^{\text{тп}} T_{s1}}{T_{w1} - T_{s1}}, \quad (3.7)$$

где $Q_0^{\text{тп}}$ – потери холодопроизводительности.

Суммарное термическое сопротивление $R_{\text{сум}}$ характеризует потери от необратимости вследствие конечной разности температур в испарителе и конденсаторе

$$R_{\text{сум}} = \frac{1}{G_s c_s \bar{\eta}_{\text{исп}}} + \frac{1}{G_w c_w \bar{\eta}_{\text{кд}}}, \quad (3.8)$$

где $\bar{\eta}_{\text{исп}}$, $\bar{\eta}_{\text{кд}}$ – теплотехническая эффективность испарителя и конденсатора соответственно.

Искомые величины $\Delta S_{\text{вн}}$, $Q_{\text{тп}}^{\text{ЭКВ}}$, $R_{\text{сум}}$ являются регрессионными коэффициентами m_k в уравнении $Y = m_1 x_1 + m_2 x_2 + m_3 x_3$, в котором, если связать его с уравнением (3.6), $Y = \frac{T_{s1}}{T_{w1}} \left[1 + \frac{1}{\varepsilon} \right] - 1$,

$$x_1 = \frac{T_{s1}}{Q_0}, x_2 = \frac{(T_{w1} - T_{s1})}{T_{w1} Q_0}, x_3 = \frac{Q_0}{T_{w1}} \left[1 + \frac{1}{\varepsilon} \right].$$

Таким образом, используя экспериментальные данные или же данные каталогов производителей ХМ и ТНУ, можно получить реальные значения потерь от необратимости и определить максимальный холодильный коэффициент с учетом ограничения на тепловую мощность установки по следующей зависимости

$$\frac{1}{\varepsilon} = \frac{T_{w1} (Q_0 + T_{s1} \Delta S_{\text{вн}}) + Q_{\text{тп}}^{\text{ЭКВ}} (T_{w1} - T_{s1})}{Q_0 (T_{s1} - R_{\text{сум}} Q_0)} - 1. \quad (3.9)$$

Полуэмпирическая термодинамическая модель анализа реальных характеристик чиллеров может быть использована как

для анализа конкретной модели, так и для укрупненного анализа всего номенклатурного ряда выпускаемого оборудования. При массовом производстве малого числа типов установок зачастую их приходится эксплуатировать не в оптимальных для них условиях. Укрупненный анализ проводится с целью выявления среди представленного различными производителями оборудования термодинамически наиболее эффективных моделей, определения их технического уровня и тенденций развития. Так, например, для одного и того же диапазона холодопроизводительностей выпуск одновременно моделей с различным типом компрессоров и теплообменников нерационален, поскольку реальные условия эксплуатации оборудования накладывают существенные ограничения на его эффективность. Известно, что винтовые компрессоры эффективны при больших мощностях, а поршневые, наоборот, – при малых. Таким образом актуальной задачей является определение зоны максимальной эффективности того или иного типа оборудования.

Нами был проведен укрупненный анализ реверсивных жидкостных чиллеров с воздушным охлаждением, работающих на хладагенте R407C, в широком диапазоне изменения холодопроизводительности Q_0 от 5 до 450 кВт. Анализировались чиллеры двух известных производителей: фирмы “Clivet” и компании “HidROS”. На рис. 3.5 показан характер изменения величины $1/\varepsilon$ от $1/Q_0$ (при оценке энергетических характеристик удобнее пользоваться величиной $1/\varepsilon$, показывающей расход энергии на единицу полученной холодопроизводительности).

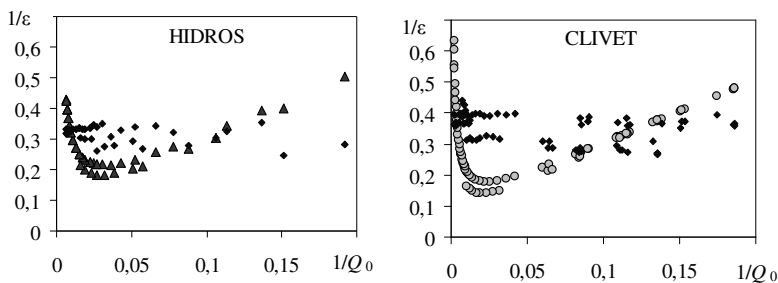


Рис. 3.5. Зависимости $1/\varepsilon$ от $1/Q_0$ для чиллеров в диапазоне Q_0 от 5 до 450 кВт

Для чиллеров фирмы “Clivet” получены следующие значения $\Delta S_{\text{вн}} = 0,008894$ кВт/К и $R_{\text{сум}} = 0,231227864$ К/кВт. Для аналогичных чиллеров “HIdROS” величина $\Delta S_{\text{вн}} = 0,007489$ кВт/К и $R_{\text{сум}} = 0,451785621$ К/кВт. Видно, что у чиллеров “Clivet” величина $\Delta S_{\text{вн}}$ выше, чем у чиллеров “HIdROS”, что говорит о большем влиянии на эффективность внутренней необратимости в цикле. Между тем, у чиллеров “HIdROS” наблюдается большее значение $R_{\text{сум}}$, что свидетельствует о значительном влиянии на эффективность установки внешней необратимости, обусловленной конечной разностью температур в испарителе и конденсаторе, которое усиливается в моделях с большей холодопроизводительностью. Масштабный фактор, а именно металлоемкость и размеры установки, в значительной мере сказывается на величине $Q_{\text{тп}}^{\text{экв}}$. Поэтому для всего диапазона моделей чиллеров невозможно корректно оценить степень влияния $Q_{\text{тп}}^{\text{экв}}$ на $1/\varepsilon$.

Для более детального анализа совершенства чиллеров необходимо принимать во внимание диапазон холодопроизводительности, при котором имеют место различные проявления потерь необратимости.

Значения $\Delta S_{\text{вн}}$, $Q_{\text{тп}}^{\text{экв}}$ и $R_{\text{сум}}$, полученные по регрессионной модели, для машин различных производителей и различных диапазонов представлены в табл. 3.1.

Таблица 3.1. Реальные значения уровней необратимостей $\Delta S_{\text{вн}}$, $Q_{\text{тп}}^{\text{экв}}$ и $R_{\text{сум}}$

Диапазон Q_0 , кВт	Фирма - производитель	$R_{\text{сум}}$, К/кВт	$Q_{\text{тп}}^{\text{экв}}$, кВт	$\Delta S_{\text{вн}}$, кВт/К
5 - 20	HIdROS	2,4657	1,691	0,002924
	Clivet	2,5900	2,507	0,003424
	Wesper	2,0693	2,403	0,003183
20 - 60	HIdROS	0,7185	13,922	0,010538
	Clivet	0,6500	10,296	0,01754
	Trane	0,7475	16,312	0,013392
60 - 150	HIdROS	0,2386	25,521	0,033963
	Clivet	0,3441	24,675	0,037374
	Trane	0,26595	37,270	0,04070

На рис. 3.6 и 3.7 приведены результаты обработки данных для жидкостных чиллеров с воздушным охлаждением конденсатора, работающих в реверсивном режиме, по каталогам представленных в табл. 3.1. производителей холодильного и теплонасосного оборудования.

Установлено, что для чиллеров малой мощности более сильное влияние на эффективность оказывает $\Delta S_{\text{вн}}$, поэтому для них особенно важно снижение гидравлических сопротивлений по тракту движения хладагента. Для чиллеров большой мощности сильнее влияние $R_{\text{сум}}$ и слабее влияние $Q_{\text{тп}}^{\text{ЭКВ}}$. При этом с ростом $T_{\text{с1}}$ значения $\Delta S_{\text{вн}}$, $Q_{\text{тп}}^{\text{ЭКВ}}$ увеличиваются, а $R_{\text{сум}}$ снижается. С ростом T_{w1} происходит снижение $Q_{\text{тп}}^{\text{ЭКВ}}$, но $\Delta S_{\text{вн}}$ и $R_{\text{сум}}$ повышаются.

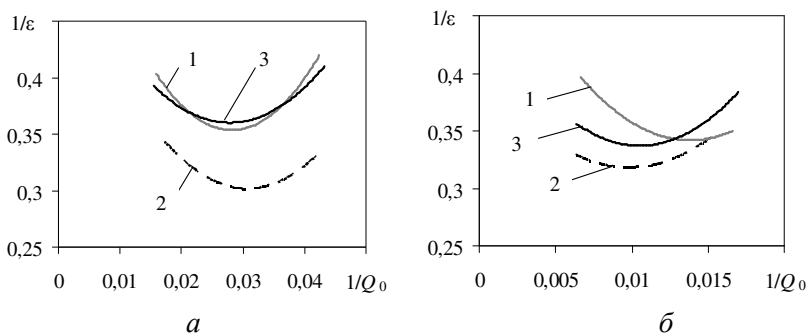


Рис. 3.6. Зависимость $1/\varepsilon$ от $1/Q_0$ для чиллеров в диапазоне Q_0 от 20 до 60 кВт (а) и от 60 до 150 кВт (б):
1 – Clivet; 2 – HidROS; 3 – Trane

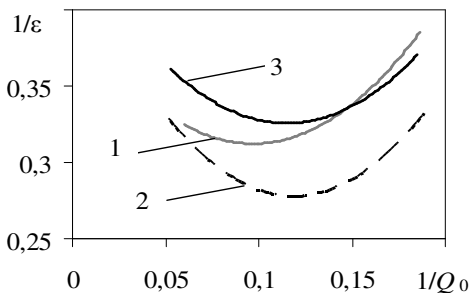


Рис. 3.7. Зависимость $1/\varepsilon$ от $1/Q_0$ для чиллеров в диапазоне Q_0 от 5 до 20 кВт:
1 – Clivet; 2 – HidROS; 3 – Wesper

Современные чиллеры и тепловые насосы являются реверсивными машинами. Если первые спроектированы как водоохлаждающие машины и функция теплового насоса в них является дополнительной (не базовой) нагрузкой, то вторые – наоборот. Здесь теплообменное и компрессорное оборудование спроектировано для обеспечения базового теплонасосного режима работы, а функция охлаждения является второстепенной. В связи с этим эксплуатация чиллера в режиме теплового насоса будет приводить к увеличению внутренней диссипации энергии, поскольку высокотемпературный режим не всегда «под силу» холодильному компрессору. Для проверки этого в принципе известного из практики факта, однако уже на основе энтропийно-статистического подхода, нами проведено сравнение реверсивных жидкостных чиллеров воздушного охлаждения теплопроизводительностью 5,0 – 40,0 кВт марок *LSA* и *LSK* и высокоэффективных жидкостных тепловых насосов с воздушным охлаждением марки *LZT* теплопроизводительностью 5,5 - 43,4 кВт компании “HidROS”. Рассматривались два режима нагрева тепловых насосов: температура воздуха на входе в испаритель $T_s = 7\text{ }^\circ\text{C}$, температура воды на входе и выходе из конденсатора $T_w = 30/35\text{ }^\circ\text{C}$ и $45/50\text{ }^\circ\text{C}$.

Для реверсивных жидкостных чиллеров, работающих в режиме нагрева воды ($T_s = 8,3\text{ }^\circ\text{C}$, $T_w = 40/45\text{ }^\circ\text{C}$), $\Delta S_{\text{вн}} = 0,004324\text{ кВт/К}$ и $R_{\text{сум}} = 2,57790768\text{ К/кВт}$ больше, чем для установок, изначально спроектированных как тепловой насос ($\Delta S_{\text{вн}} = 0,001205\text{ кВт/К}$ и $R_{\text{сум}} = 1,940093242\text{ К/кВт}$). Из рис. 3.8 видно, что расход энергии на единицу полученной холодопроизводительности для теплового насоса меньше, за исключением области α , вследствие более высокотемпературного режима ($T_w = 45/50\text{ }^\circ\text{C}$).

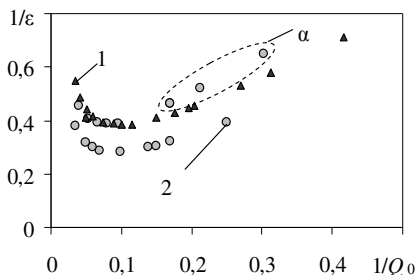


Рис. 3.8. Изменение $1/\epsilon$ в зависимости от $1/Q_0$ для чиллеров и ТН в диапазоне Q_0 от 3 до 30 кВт

1– чиллеры;
2– тепловые насосы

Одно из наиболее важных достоинств энтропийно-статистического подхода заключается в возможности анализа режимов работы chillера с недогрузкой.

На практике условия, соответствующие максимальной нагрузке chillера, составляют только небольшой процент от общего времени его работы. Таким образом, работа с частичной нагрузкой является тем реальным режимом, в котором должен работать компрессорно-конденсаторный блок. Испытания chillеров Clivet [132] показали, что около 90 % общего времени работы система эксплуатируется в режиме с недогрузкой, т.е. при холодопроизводительности, составляющей менее 60 % от расчетной. Эффективность установки в условиях частичной нагрузки является важным параметром, характеризующим совершенство ее конструкции.

У большинства современных chillеров при работе в режиме с недогрузкой потребление энергии превышает теоретические расчетные значения. Теоретически изменение потребляемой мощности должно быть пропорционально изменению холодопроизводительности. В реальных условиях при работе в режиме с недогрузкой и низким расходом хладагента изменение мощности привода происходит непропорционально изменению холодопроизводительности установки. Как было отмечено выше, это связано с увеличением величины внутренней диссипации энергии вследствие трения, а также влиянием теплотерь с поверхности оборудования.

По данным таблицы 3.1 с использованием формулы (3.9) для chillера “Trane” холодопроизводительностью $Q_0 = 50,1$ кВт с воздушным охлаждением конденсатора получено изменение величины $1/\varepsilon$ при работе в режиме с частичной нагрузкой $Q_0^{\text{част.нар.}}$ и определено потребление электроэнергии на привод компрессора $N^{\text{част.нар.}} = Q_0^{\text{част.нар.}}/\varepsilon$. Рассматривалась работа chillера при температуре воздуха, охлаждающего конденсатор, $T_{w1} = 35$ °С и различных температурах воды на входе в испаритель: $T_{s1} = 10$ °С, $T_{s1} = 12$ °С и $T_{s1} = 14$ °С.

На рис. 3.9 представлен график потребления электроэнергии на привод компрессора в процентах $\bar{N} = (N^{\text{част.нар.}}/N) \cdot 100\%$ при различном проценте холодильной нагрузки chillера $\bar{Q}_0 = (Q_0^{\text{част.нар.}}/Q_0) \cdot 100\%$.

Самое большое отклонение приводной мощности в режиме с недогрузкой от теоретической характеристики наблюдается при температуре на входе в испаритель $T_{s1} = 10$ °С. Наименьшее отклонение имеет место при температурном режиме с $T_{s1} = 12$ °С, являющимся рабочим для данной модели. Однако следует отметить, что отклонения от теоретической характеристики потребляемой мощности будут увеличиваться даже в случае повышения температуры воды до $T_{s1} = 14$ °С по сравнению с рабочим режимом при $T_{s1} = 12$ °С.

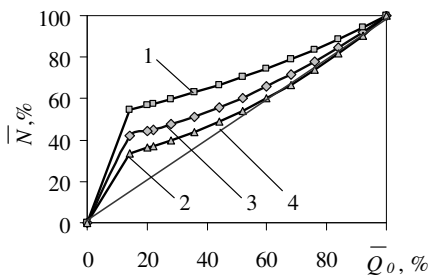


Рис. 3.9. Зависимость \bar{N} от \bar{Q}_0 для чиллеров “Trane”:
 1 – $T_{s1} = 10$ °С; 2 – $T_{s1} = 12$ °С;
 3 – $T_{s1} = 14$ °С;
 4 – характеристика без учета внутренней диссипации энергии в цикле

Таким образом, пользуясь уравнением (3.9), можно еще на этапе проектирования чиллера скорректировать температурные напоры в теплообменных аппаратах таким образом, чтобы отклонение приводной мощности в недогруженном режиме работы реальной установки от теоретической характеристики было минимальным.

Ниже представлены результаты анализа моделей фирмы “Clivet”, в которых производители учли указанную выше особенность изменения потребляемой мощности в режиме с недогрузкой путем увеличения степени загрузки поверхности теплообмена испарителя и конденсатора во всех случаях, когда не требуется максимальная нагрузка. Это достигается созданием двух независимых холодильных контуров, в результате чего агрегат способен работать в двух режимах на 50 % и 100 % своей номинальной мощности [132].

Для чиллеров “Clivet” WSAN-XPR ($Q_0 = 15,6$ кВт, $T_{s1} = 285$ К, $T_{w1} = 308$ К) и WSAN-XEE ($Q_0 = 97,2$ кВт, $T_{s1} = 296$ К, $T_{w1} = 308$ К) графики потребления электроэнергии при изменении нагрузки представлены на рис. 3.10. Видно, что чиллеры потребляют энергию в процентном отношении меньшую, чем генерируемая холодильная мощность. Уменьшение степени влияния $R_{\text{сум}}$ на энергетическую эффективность след-

ствии увеличения поверхностей теплообмена более существенно у чиллеров с высокой холодопроизводительностью. В чиллерах малой мощности этот эффект нивелируется, т. к. возрастает влияние $\Delta S_{\text{вн}}$.

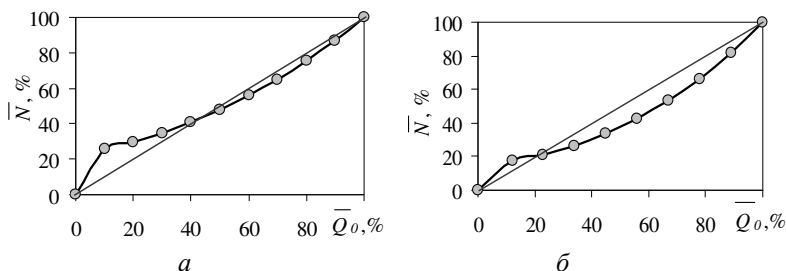


Рис. 3.10. Зависимость \bar{N} от \bar{Q}_0 для чиллеров “Clivet”:
a – WSAN-XPR ($Q_0 = 15,6$ кВт); *б* – WSAN-XEE ($Q_0 = 97,2$ кВт)

Анализ совершенства моделей не может быть полным без учета их весовых характеристик. Лучшие по энергетическим характеристикам модели могут быть худшими по весовым показателям. Отметим, что корректное сопоставление моделей, отличающихся конструкцией и условиями работы, возможно только с использованием приведенной эксергетической холодопроизводительности E_{Q_0} [10].

Для всех типов чиллеров прослеживается одна общая закономерность, связывающая приведенную эксергетическую холодопроизводительность и весовой показатель (рис. 3.11). Как видно из рис. 3.11, более крупные модели имеют лучшие удельные весовые характеристики. Разброс точек относительно кривых (рис. 3.11) характеризует качество конструирования чиллера (чем он меньше, тем лучше).

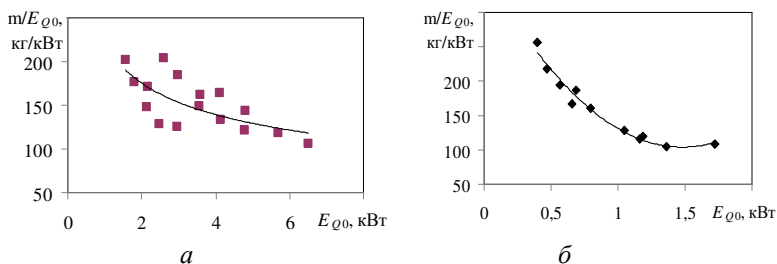


Рис 3.11. Весовые показатели чиллеров:
a – модели серии WSAN-XEE “Clivet”; *б* – чиллеры “HidROS”

3.1.3. Влияние сопротивления соединительных трубопроводов ХМ и ТНУ на энергетическую эффективность

Применительно к поставленной задаче анализа параметров циклов ХМ и ТН с учетом влияния неизобарности в общем случае независимыми переменными, оказывающими влияние на эффективность этих объектов, являются: холодо (или тепло)-производительность Q_0 (или Q_k), температуры испарения T_0 и конденсации T_k , диаметры и длины трубной обвязки на участке всасывания $d_{вс}$, $L_{вс}$, на участке нагнетания – $d_{наг}$, $L_{наг}$ и на жидкостной линии – $d_{жл}$, $L_{жл}$. Еще одним независимым фактором является тип хладагента.

В указанной постановке, когда основным результатом анализа является определение изменения холодильного коэффициента и коэффициента преобразования в функции гидравлических сопротивлений трубной обвязки, возникает необходимость в привлечении, по сути, всего объема математического описания ХМ и ТНУ [135]. При этом, кроме процессов в соединительных элементах, необходимо учитывать и реальные процессы в компрессоре, дросселе, испарителе и конденсаторе. В работе [105] приведена методика расчета гидравлических потерь по тракту обвязки оборудования ХМ. Для расчета потерь давления по тракту движения хладагента использовались уравнения, приведенные в работах [136, 137]. Для расчета теплофизических свойств хладагента использовались уравнения состояния Бенедикта – Вебба – Рубина [138] и Пенга – Робинсона [139].

Следует отметить, что при заданной температуре в испарителе сопротивление трубопроводной обвязки на участке между дросселем и испарителем можно не рассматривать, так как оно входит в общий сброс давления в регулирующем вентиле. Кроме того, при расчете внешних характеристик ХМ принимается, что пропускная способность дроссельного устройства, обеспечивающего необходимый перепад давлений между конденсатором и испарителем, соответствует расходу хладагента через испаритель, что практически всегда обеспечивается в условиях эксплуатации. Это позволило исключить характеристику дросселирующего устройства из общей системы уравнений, описывающих работу ХМ.

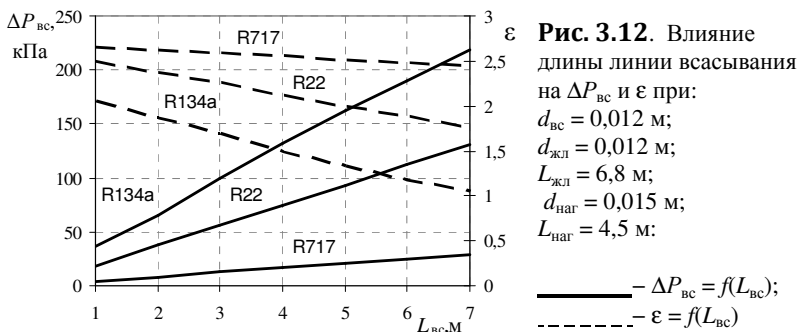
При рассмотрении конкретной технологической схемы ХМ или ТНУ, в которую включены различного рода дополнительные элементы вспомогательного оборудования (аккумуляторы, маслоотделители, фильтры, различного рода фитинги, клапаны, вентили и задвижки) в общую базу данных, необходимую для численной реализации методики расчета, включаются соответствующие коэффициенты местного сопротивления, приведенные, к примеру, в работе [107].

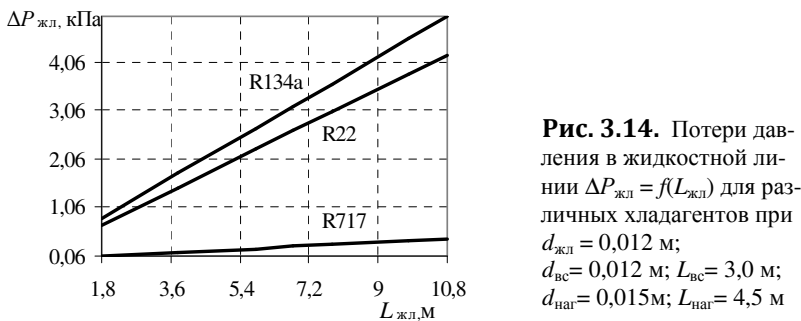
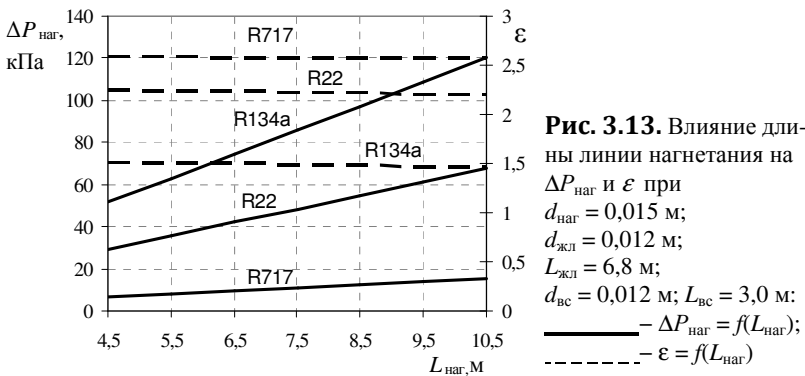
Не останавливаясь на технологии проведения численного эксперимента, включающего соответствующие итерационные процедуры, рассмотрим основные результаты анализа влияния неизобарности процессов в основных блоках и элементах обвязки ХМ на ее эффективность.

Для количественной оценки указанного влияния ниже представлены результаты расчета ХМ холодопроизводительностью $Q_0 = 10$ кВт при температуре испарения $T_0 = -15$ °С и температуре конденсации $T_k = 30$ °С.

Анализ ограничим, во-первых, установлением зависимости потерь давления $\Delta P_{\text{вс}}$ во всасывающей линии, падения давления в нагнетательной $\Delta P_{\text{наг}}$ и в жидкостной $\Delta P_{\text{жл}}$ линиях на участке от диаметра d и длины L этих линий и, во-вторых, определением связи холодильного коэффициента ε с величинами ΔP , d и L в указанных трех линиях для различных хладагентов: R22, R134a и R717.

Ниже на рис. 3.12– 3.14 представлены графики, иллюстрирующие результаты расчетов.





Расчет показал, что потери давления в жидкостной линии $\Delta P_{\text{жл}}$ не оказывают заметного влияния на эффективность ХМ. Поэтому на рис. 3.14 приведены лишь величины $\Delta P_{\text{жл}}$ в функции длины жидкостной линии $L_{\text{жл}}$.

Таким образом, сравнительная количественная оценка степени влияния потерь давления в трубных элементах, связывающих основные блоки холодильной машины, показала, что указанное влияние существенно зависит от вида хладагента. Так, при прочих равных условиях потеря давления при использовании аммиака (R717) оказывается почти в 7 раз ниже, чем при использовании R134a. Соответственно, холодильный коэффициент для R717 в 1,7 раза выше, чем для R134a.

Для одного и того же хладагента, к примеру, для R717 зависимость потерь давления ΔP и холодильного коэффициента ε , найденных при прочих равных условиях для обвязки, выполненной из труб различного диаметра, имеет нелинейный характер. Так, на нагнетательной линии уменьшение диаметра трубы

в 1,7 раза приводит к увеличению ΔP в 12 раз (при этом холодильный коэффициент ϵ уменьшается на 6 %). Аналогичное изменение d на линии всасывания вызывает изменение ΔP в 9 раз, в то время, как величина ϵ уменьшается почти в 1,5 раза.

Для всех рассмотренных хладагентов наибольшее влияние на холодильный коэффициент оказывают потери давления во всасывающей линии $\Delta P_{\text{вс}}$.

3.1.4. Методика расчета характеристик реверсивного теплового насоса при переводе его на альтернативные хладагенты

Необходимость ограничения, а в перспективе – и полное прекращение производства и использования озоноразрушающих хладагентов легла в основу подписания многими странами мира Монреальского, а впоследствии и Киотского протоколов. Украина, как и большинство стран мира, приняла на себя обязательства по устранению из обращения озоноразрушающих хладагентов. Введение ограничений на применение некоторых хладагентов позволяет исключить из широкого употребления целую группу рабочих веществ, являющихся термодинамически неэффективными и обладающих плохими характеристиками с точки зрения процессов теплопередачи при конденсации и кипении. Появилась так называемая проблема ретрофита (замены) запрещенных хладагентов альтернативными рабочими веществами, не уступающими по своим термодинамическим и эксплуатационным характеристикам заменяемым хладагентам. Учитывая тот факт, что значительная часть действующего в Украине холодильного оборудования, использующего экологически небезопасные хладагенты, не исчерпало свой ресурс и, поэтому, еще долгое время будет находиться в эксплуатации, вопрос прогнозирования характеристик термотрансформаторов после процедуры ретрофита представляется достаточно актуальным.

Распространенный в настоящее время способ определения перспективности новых хладагентов для ХМ и ТНУ заключается в оценке холодильного коэффициента теоретического цикла без учета необратимости протекающих процессов (трение, неравновесный теплообмен и др.).

Влияние внешней и внутренней необратимости в действительном цикле ХМ и ТНУ может существенно повлиять на оценку перспективности применения того или иного альтернативного хладагента, особенно если эта оценка проводится для действующих установок. Результаты анализа теоретического и действительного циклов могут значительно различаться и даже быть противоположными. Хладагенты, имеющие незначительные коэффициенты теплоотдачи, не могут эффективно использоваться в ХМ и ТНУ, даже если они обладают термодинамическим преимуществом [140].

Расчет характеристик кондиционера рассматривался многими авторами [141 – 144]. Однако, большинство известных методик расчета, которые в той или иной степени могут быть применены к рассматриваемой задаче, являются либо графоаналитическими [141, 142], что делает их непригодными для многовариантных расчетов и дальнейшей оптимизации режимных параметров установки, либо излишне усложненными [143, 144]. Задача расчетного исследования реверсивного кондиционера ставилась в работе [142], где в разработанной авторами математической модели учитывался сложный характер гидрогазодинамических процессов с наличием фазовых превращений и нестационарного теплообмена. Между тем усложнение математической модели привело к некоторой утрате общности и наглядности полученных результатов, что затрудняло их анализ.

В работах [145, 146] рассматривался вопрос прогнозирования характеристик реверсивных кондиционеров при проведении процедуры ретрофита. Предложенная методика расчета режимных параметров реверсивного кондиционера - теплового насоса проста по форме, легко поддается алгоритмизации, учитывает взаимосвязь множества параметров, позволяет добиться повышения точности решения за счет усложнения расчетов в любом из блоков.

Применительно к режиму теплового насоса решалась следующая задача. При известных начальных температурах наружного T_{s1} и внутреннего воздуха T_{w1} , относительной влажности наружного воздуха ϕ , поверхностях испарителя $F_{и}$ и конденсатора $F_{к}$, расходах воздуха G_s , G_w , заданном компрессоре (его подаче V_r) и типе хладагента рассчитываются: температура испарения T_0 , конденсации T_k , температура внутреннего воздуха на

выходе из конденсатора T_{w2} , коэффициент влаговываждения ξ , холодопроизводительность Q_0 , теплопроизводительность Q_k , холодильный коэффициент ε и коэффициент преобразования ТНУ μ .

При формировании расчетной схемы вначале пренебрегаем величинами потерь давления и нагрева хладагента в соединительных трубопроводах. В первом приближении они назначаются на основании существующего опыта проектирования (соответствующие рекомендации для этого приведены в работе [147]). В последующих приближениях расчет параметров хладагента производится с учетом неизобарности процессов в гидравлическом контуре по предложенной выше методике. Для определения коэффициента подачи компрессора и индикаторного КПД, а также для расчета теплофизических характеристик влажного воздуха, используются известные эмпирические уравнения [73, 148, 149].

Холодопроизводительность испарителя Q_0 определяется путем совместного решения следующих уравнений

$$Q_0 = m_{\text{хл}} \left[(1 - x_{\text{вх}}) r + (i_{\text{вх}}^{\text{км}} - i_{\text{вых}}^{\text{исп}}) \right], \quad (3.10)$$

$$Q_0 = G_s c_s (T_{s1} - T_{s2}) = G_s c_s \xi \bar{\eta}_{\text{исп}} (T_{s1} - T_0), \quad (3.11)$$

$$\bar{\eta}_{\text{исп}} = 1 - e^{-\frac{k_{\text{исп}} F_{\text{исп}}}{G_s c_s}}, \quad (3.12)$$

$$x_{\text{вх}} = 1 - \frac{G_s c'_p}{m_{\text{хл}} r} \bar{\eta}_{\text{исп}} (T_{s1} - T_0) + \frac{c''_p}{r} \Delta T_{\text{пер}}, \quad (3.13)$$

$$m_{\text{хл}} = \lambda_{\text{км}} V_T / v_{\text{км}}, \quad (3.14)$$

где $m_{\text{хл}}$ – массовый расход хладагента в цикле, кг/с; G_s – массовый расход воздуха через испаритель, кг/с; $\bar{\eta}_{\text{исп}}$ – коэффициент эффективности охлаждения испарителя; $i_{\text{вх}}^{\text{км}}$ – энтальпия пара хладагента на входе в компрессор; $i_{\text{вых}}^{\text{исп}}$ – энтальпия пара на выходе из испарителя; r – скрытая теплота парообразования; $x_{\text{вх}}$ – массовое паросодержание на входе в испаритель; c'_p и c''_p – теплоемкость жидкости и насыщенного пара хладагента; $\lambda_{\text{км}}$ – коэффициент подачи компрессора; $v_{\text{км}}$ – удельный объем пара на всасывании в компрессор; $\Delta T_{\text{пер}}$ – величина перегрева в испарителе; $k_{\text{исп}} F_{\text{исп}}$ – интенсивность теплопередачи в испарителе; ξ – коэффициент влаговываждения [142].

$$\text{Коэффициент подачи компрессора } \lambda_{\text{км}} [150] \\ \lambda_{\text{км}} = 1 - 0,05 \left[\bar{\pi}^{0,869} - 1 \right], \quad (3.15)$$

где $\bar{\pi}$ – степень сжатия в компрессоре.

Тепловая нагрузка конденсатора находится из уравнений

$$Q_{\text{к}} = m_{\text{хл}} (i_{\text{вх}}^{\text{кд}} - i_{\text{вых}}^{\text{кд}}), \quad (3.16)$$

$$Q_{\text{к}} = G_{\text{w}} c_{\text{w}} (T_{\text{w}2} - T_{\text{w}1}) = G_{\text{w}} c_{\text{w}} \bar{\eta}_{\text{кд}} (T_{\text{к}} - T_{\text{w}1}), \quad (3.17)$$

$$\bar{\eta}_{\text{кд}} = 1 - e^{-\frac{k_{\text{кд}} F_{\text{кд}}}{G_{\text{w}} c_{\text{w}}}}, \quad (3.18)$$

где G_{w} – массовый расход воздуха через конденсатор; $\bar{\eta}_{\text{кд}}$ – коэффициент эффективности охлаждения для конденсатора; c_{w} – теплоемкость воздуха, охлаждающего конденсатор; $k_{\text{кд}} F_{\text{кд}}$ – интенсивность теплопередачи в конденсаторе.

Для расчета коэффициентов теплопередачи испарителя $k_{\text{исп}}$ и конденсатора $k_{\text{кд}}$ используются известные соотношения [141, 142]

$$k_{\text{исп}} = \frac{\alpha_{\text{н}} \xi E_{\text{исп}} \alpha_{\text{и}}}{\alpha_{\text{н}} E_{\text{исп}} \beta_{\text{исп}} \xi + \alpha_{\text{и}}}; \quad k_{\text{кд}} = \frac{\alpha_{\text{в}} E_{\text{кд}} \alpha_{\text{к}}}{\alpha_{\text{в}} E_{\text{кд}} \beta_{\text{кд}} + \alpha_{\text{к}}}, \quad (3.19)$$

где $\beta_{\text{исп}}$, $\beta_{\text{кд}}$ – коэффициенты оребрения испарителя и конденсатора; $\alpha_{\text{н}}$ – коэффициент теплоотдачи со стороны наружного воздуха к поверхности испарителя; $\alpha_{\text{в}}$ – коэффициент теплоотдачи со стороны внутреннего воздуха к поверхности конденсатора; $E_{\text{исп}}$, $E_{\text{кд}}$ – коэффициенты эффективности ребристой поверхности испарителя и конденсатора; $\alpha_{\text{и}}$ – коэффициент теплоотдачи при кипении фреона; $\alpha_{\text{к}}$ – коэффициент теплоотдачи при конденсации фреона. Коэффициенты теплоотдачи при кипении и конденсации хладагента определяются по уравнениям, приведенным в работах [151, 152].

Температуру наружной поверхности $T_{\text{пов}}$ испарителя, которая необходима для расчета ξ , находим из выражения

$$T_{\text{пов}} = T_0 + Q_0 \left(\frac{1}{F_{\text{вн}} \alpha_{\text{и}}} + \frac{1 - E_{\text{исп}}}{F_{\text{исп}} \alpha_{\text{н}} \xi E_{\text{исп}}} \right), \quad (3.20)$$

где $F_{\text{вн}}$ – внутренняя поверхность испарителя, м².

Температуры конденсации и испарения во втором и последующих приближениях определяются в результате решения уравнений (3.10) – (3.14) и (3.17) – (3.18) с помощью метода

Ньютона

$$T_0 = T_{s1} - \frac{Q_0}{G_s c_s \xi \bar{\eta}_{исп}}; T_k = T_{w1} + \frac{Q_k}{G_w c_w \bar{\eta}_{кд}}. \quad (3.21)$$

Температуры воздуха на выходе из конденсатора T_{w2} и испарителя T_{s2} находим, используя выражения

$$T_{w2} = T_k - (T_k - T_{w1}) \bar{\eta}_{кд}, \quad (3.22)$$

$$T_{s2} = T_{s1} - \frac{Q_0}{G_s c_s}. \quad (3.23)$$

Температура переохлаждения конденсата хладагента $T_{по}$

$$T_{по} = T_k - \frac{m_{хл} c'_p}{G_w c_w} \bar{\eta}_{кд} (T_2 - T_{w1}) + \frac{c'_p}{r}, \quad (3.24)$$

Температура пара в конце процесса сжатия в компрессоре T_2

$$T_2 = T_1 \left[\frac{1}{\eta_{ис}} \left(\bar{\pi}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) + 1 \right], \quad (3.25)$$

где $T_1 = T_0 + \Delta T_{пер}$; $\eta_{ис}$ – изоэнтروпный КПД компрессора; κ – коэффициент адиабаты хладагента.

Изоэнтропный КПД поршневого компрессора $\eta_{ис}$ находим из уравнений [148]:

– при $\bar{\pi} \leq 4$

$$\eta_{ис} = -0,0025153 \bar{\pi}^4 + 0,0387299 \bar{\pi}^3 - 0,2279675 \bar{\pi}^2 + 0,5772372 \bar{\pi} + 0,2758929; \quad (3.26)$$

– при $\bar{\pi} > 4$

$$\eta_{ис} = -0,03\bar{\pi} + 0,892. \quad (3.27)$$

Потребляемая мощность компрессора

$$N_{км} = \frac{\lambda_{км} V_T}{v_{км}} \frac{l}{\eta_{ис}}, \quad (3.28)$$

где l – работа сжатия в цикле.

При изоэнтальпийном характере процесса в дроссельном вентиле ТНУ расход хладагента через дроссель и испаритель во втором и последующих приближениях определяется по формуле [153]

$$m_{хл} = \omega f \sqrt{2\rho_{вх} (P_k - P_0)}, \quad (3.29)$$

где f – проходное сечение дросселя, м^2 ; ω – коэффициент истечения; $\rho_{\text{вх}}$ – плотность жидкости перед регулирующим вентиляем; $P_{\text{к}}$ и P_0 – давления конденсации и испарения соответственно.

Давление всасывания $P_{\text{вс}}$ и нагнетания $P_{\text{наг}}$ в компрессоре определяются с учетом потерь давления во всасывающем $\Delta P_{\text{вс}}$ и нагнетательном $\Delta P_{\text{наг}}$ трубопроводах и клапанах компрессора. Величины $\Delta P_{\text{вс}}$ и $\Delta P_{\text{наг}}$ определяются по рекомендациям работы [154]:

$$P_{\text{вс}} = P_0 - \Delta P_{\text{вс}}, \quad (3.30)$$

$$P_{\text{наг}} = P_{\text{к}} + \Delta P_{\text{наг}}. \quad (3.31)$$

Коэффициент преобразования энергии равен

$$\mu = \frac{Q_{\text{к}}}{N_{\text{км}}}. \quad (3.32)$$

Уравнение для расчета холодильного коэффициента ε с учетом влияния величины приращения энтропии ΔS_k в каждом элементе ХМ имеет вид

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{N_{\text{км}}} = \frac{\varepsilon_{\text{Карно}}}{\left(1 + \frac{\varepsilon_{\text{Карно}} T_{\text{ос}} \sum_k \Delta S_k}{Q_0} \right)}, \quad (3.33)$$

где $\varepsilon_{\text{Карно}}$ – холодильный коэффициент эталонного цикла Карно; $T_{\text{ос}}$ – температура окружающей среды.

Описанная методика реализована в виде пакета прикладных программ для нескольких рабочих тел. Сопоставление результатов численного моделирования с данными испытаний кондиционеров [155 – 157] подтвердило работоспособность методики. Максимальное рассогласование между расчетными и экспериментальными значениями по таким параметрам, как Q_0 , $Q_{\text{к}}$, μ , не превышает 7,5 %, что можно признать удовлетворительным для проектных расчетов.

Методика является универсальной и при соответствующем добавлении блоков расчета может быть использована для прогнозирования характеристик двухступенчатых схем ХМ и ТНУ.

Ниже на рис. 3.15 и 3.16 представлен анализ характеристик ХМ в относительных величинах.

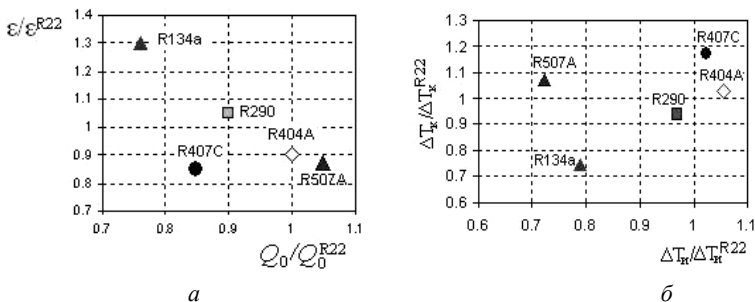


Рис. 3.15. Сопоставление характеристик ХМ на альтернативных хладагентах и на R22:

$$a - \varepsilon/\varepsilon^{R22} = f(Q_0/Q_0^{R22}); \quad b - \Delta T_k/\Delta T_k^{R22} = f(\Delta T_i/\Delta T_i^{R22})$$

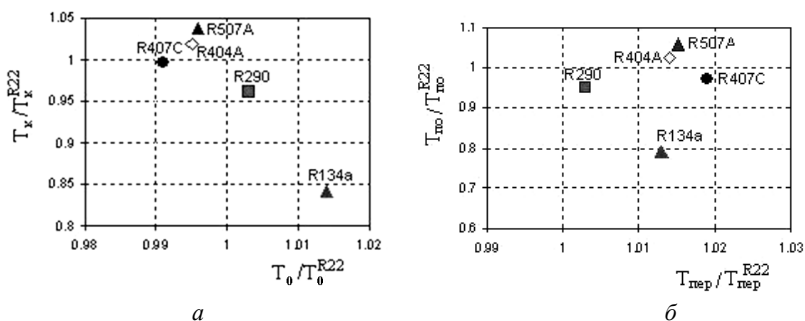


Рис. 3.16. Относительное изменение температур испарения, конденсации, перегрева и переохлаждения в контуре ХМ для альтернативных хладагентов по сравнению с R22:

$$a - T_i/T_i^{R22} = f(T_0/T_0^{R22}); \quad b - T_{no}/T_{no}^{R22} = f(T_{пер}/T_{пер}^{R22})$$

Приведенные зависимости достаточно наглядно показывают отклонение параметров цикла для альтернативного хладагента в сравнении с R22. Сопоставление проводилось для конкретного холодильного контура [158]. Теоретическая объемная подача компрессора в расчетном режиме с R22 составляла $22 \text{ м}^3/\text{ч}$.

На рис. 3.15 показано относительное изменение холодильного коэффициента $\varepsilon/\varepsilon^{R22}$ и холодопроизводительности ХМ Q_0/Q_0^{R22} , а также минимальных температурных напоров в испарителе $\Delta T_i/\Delta T_i^{R22}$ и в конденсаторе $\Delta T_k/\Delta T_k^{R22}$ при замене хладагента R22 на альтернативные рабочие вещества R134a, R290, R404A, R407C, R507A. На рис. 3.16 приведено отношение тем-

ператур конденсации T_k/T_k^{R22} , испарения T_0/T_0^{R22} , переохлаждения $T_{по}/T_{по}^{R22}$ и перегрева $T_{пер}/T_{пер}^{R22}$ в цикле.

Как видно из рисунков, для рассмотренного холодильного контура наиболее близким по режимным характеристикам к R22 является хладагент R290.

Известно [147], что при реверсировании холодильного цикла кондиционера происходит изменение гидравлического режима работы трубопроводов, а также изменение гидравлического и теплового режимов работы испарителя и конденсатора. Поскольку сам гидравлический контур циркуляции хладагента спроектирован для режима охлаждения, то при переходе в режим нагрева существует опасность того, что линия всасывания будет иметь недостаточный диаметр, а соответственно, и повышенные потери давления. В линии нагнетания, наоборот, снизится скорость движения пара, а потери давления уменьшатся. Перестройка теплового и гидравлического режимов работы произойдет в испарителе и конденсаторе. В связи с этим нами также рассмотрена задача прогнозирования потерь давления ΔP в заданном гидравлическом контуре при реверсировании цикла.

В табл. 3.2 представлены результаты расчета потерь давления в холодильном контуре автономного кондиционера при реверсировании цикла. В качестве альтернативного рабочего вещества рассматривался хладагент R134a. При расчете теплотехнических свойств R134a нами использовалось уравнение состояния Мартина – ХУ [159], основанное на экспериментальных данных работы [160].

Таблица 3.2– Расчетные характеристики гидравлического контура кондиционера при реверсировании холодильного цикла

Параметр	Режим охлаждения	Режим нагрева	Параметр	Режим охлаждения	Режим нагрева
$T_0, ^\circ\text{C}$	7,43	-3,51	$\Delta P_{\text{конд}}, \text{кПа}$	18,38	14,54
$T_k, ^\circ\text{C}$	51,42	40,4	$Q_0, \text{кВт}$	2,2	1,46
$\Delta P_{\text{вс}}, \text{кПа}$	9,94	8,81	$Q_k, \text{кВт}$	3,0	2,0
$\Delta P_{\text{наг}}, \text{кПа}$	14,91	5,87	$N_{\text{км}}, \text{кВт}$	0,809	0,532
$\Delta P_{\text{жл}}, \text{кПа}$	1,19	0,17	ϵ	2,73	2,74
$\Delta P_{\text{исп}}, \text{кПа}$	33,74	25,62	μ	3,73	3,74

3.2. Влияние термогидравлической необратимости на термодинамическое совершенство усложненных циклов и схем ХМ и ТНУ

3.2.1. Анализ показателей чувствительности для схем ХМ и ТНУ

Как было показано выше, гидравлические сопротивления в элементах трубной обвязки ХМ и ТНУ могут оказывать существенное влияние на их энергетическую эффективность.

Здесь проведен анализ влияния на холодильный коэффициент гидравлических потерь по тракту циркуляции хладагента при различной сложности технологической схемы [129]. В отечественной и зарубежной литературе исследования в указанной постановке нами не обнаружены.

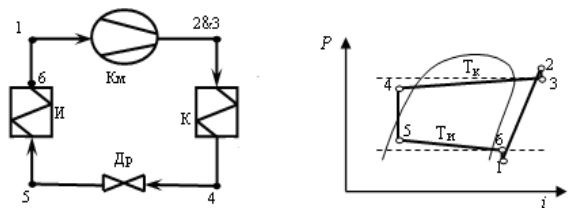
Рассматривались следующие циклы ХМ: простой одноступенчатый (рис. 3.17 а); регенеративный одноступенчатый (рис. 3.17 б); двухступенчатый с неполным промежуточным охлаждением (рис. 3.17 в); двухступенчатый с полным охлаждением в промежуточном сосуде (рис. 3.17 г); двухступенчатый цикл с промежуточным испарителем (рис. 3.17 д).

В табл. 3.3 представлены значения параметра $D_{сх}$ для технологических схем ХМ, представленных на рис. 3.17.

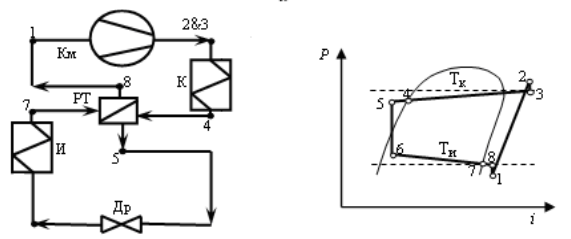
Для определения чувствительности холодильного коэффициента одноступенчатых циклов к изменению суммарной величины гидравлических сопротивлений использовалась энтропийная методика расчета параметров цикла, деформированного термогидравлической необратимостью [104, 105, 161], которая была дополнена блоком расчета двухступенчатых циклов [129].

Ниже приведены результаты многовариантных расчетов циклов ХМ.

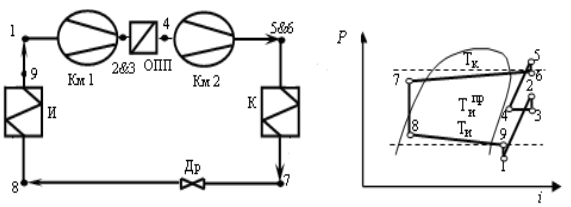
Поскольку количество элементов в одноступенчатых и двухступенчатых технологических схемах различно, сопоставление проводится по суммарной величине гидравлического сопротивления в цикле с учетом того, что при проектировании ХМ требуемой холодопроизводительности в любом конструктивном ее элементе можно обеспечить заданное значение потерь давления по тракту движения хладагента.



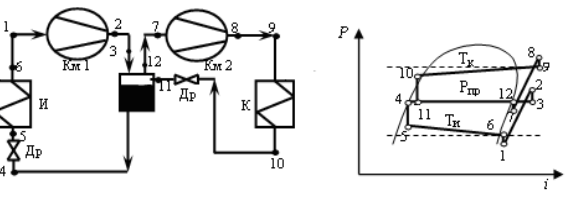
а



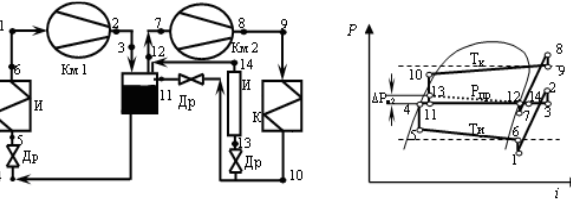
б



в



г



д

Рис 3.17. Принципиальные технологические схемы и циклы ХМ

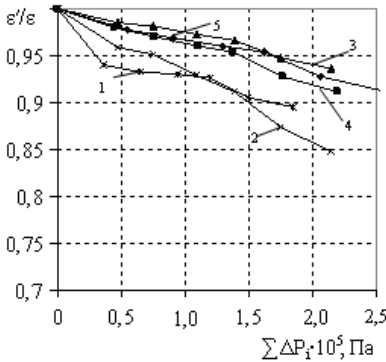
**Таблица 3.3.– Значения параметра сложности
технологических схем**

Схема	Название схемы	Параметр сложности
а	Простая одноступенчатая	11
б	Одноступенчатая с регенерацией	15
в	Двухступенчатая с неполным промежуточным охлаждением	17
г	Двухступенчатая с полным промежуточным охлаждением в промежуточном сосуде	20
д	Двухступенчатая с промежуточным испарителем	27

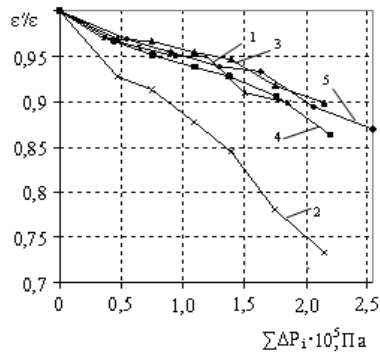
Так потери давления в линии всасывания составляют 50 % от потерь при нагнетании и не должны превышать $24 \div 34$ кПа [108]. Падение давления в испарителе, как правило, лежит в пределах $30 \div 50$ кПа [107]. Гидравлическое сопротивление конденсатора составляет 10 кПа [95, 107, 108].

При анализе циклов принимались следующие данные: температура испарения $T_0 = -25$ °С; температура конденсации $T_k = 35$ °С; перегрев в испарителе $\Delta T_{пер} = 7$ °С; переохлаждение в конденсаторе $\Delta T_{по} = 2$ °С; изоэнтропный КПД компрессоров $\eta_{is} = 0,8$; минимальный нагрев в регенеративном теплообменнике $\Delta T_{т.о} = 5$ °С; промежуточное давление для двухступенчатых циклов $P_{пр} = \sqrt{P_1 P_2}$; температура испарения в промежуточном испарителе двухступенчатой схемы $T_0^{пр} = 0$ °С; температура пара на выходе из охладителя при двухступенчатой схеме неполного охлаждения $T_{охл} = 15$ °С; холодопроизводительность ХМ $Q_0 = 10$ кВт.

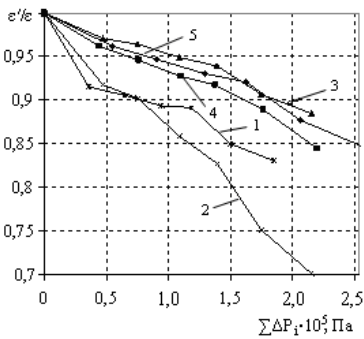
На рис. 3.18 представлены обобщенные зависимости чувствительности холодильного коэффициента ϵ'/ϵ к изменению суммарной величины гидравлических сопротивлений по тракту движения хладагента $\sum \Delta P_i$ для различных технологических схем и хладагентов (ϵ' и ϵ – холодильные коэффициенты, найденные с учетом влияния гидравлических сопротивлений и без учета таковых, соответственно).



a



б



в

Рис 3.18. Зависимость ε'/ε от $\sum \Delta P_i$ для схем ХМ с хладагентом R22 (*a*), с хладагентом R134a (*б*) и хладагентом R152a (*в*):

- 1 – простая одноступенчатая схема;
- 2 – регенеративная схема;
- 3 – двухступенчатая схема с неполным промежуточным охлаждением;
- 4 – двухступенчатая схема с полным промежуточным охлаждением;
- 5 – двухступенчатая схема с промежуточным испарителем

Анализ полученных зависимостей показал, что при прочих равных условиях с усложнением схемы ХМ, а именно при переходе к двухступенчатому сжатию, влияние гидравлических сопротивлений на энергетическую эффективность цикла снижается. Вместе с тем, усложнение технологической схемы ХМ с заданным числом ступеней сжатия не всегда приводит к уменьшению влияния потерь давления в цикле на холодильный коэффициент, что можно объяснить неодинаковым влиянием сопротивлений различных элементов на ε . В этом смысле, показательной является регенеративная схема для одноступенчатого сжатия, а также схема с неполным промежуточным охлаждением для двухступенчатого сжатия. Как видно из табл. 3.3, по параметру сложности регенеративная схема ($D_{cx} = 15$) превосходит одноступенчатую схему ($D_{cx} = 11$). Однако, влияние сопротивления регенеративного теплообменника, установленного на вса-

сывающей линии, сводит к минимуму положительный эффект от регенерации, и в целом для R134a и R152a она не эффективна. Аналогичная ситуация для двухступенчатой схемы с неполным промежуточным охлаждением ($D_{cx} = 17$) и более сложной схемы с промежуточным испарителем ($D_{cx} = 27$). Здесь преимущество схемы (рис. 3.17 в) обусловлено тем, что вследствие влияния гидравлического сопротивления теплообменника неполного промежуточного охлаждения снижение удельного объема пара при всасывании в компрессор второй ступени становится тем меньше, чем выше температура промежуточного охлаждения.

Для оценки влияния свойств хладагента на абсолютную величину изменения холодильного коэффициента при различных гидравлических сопротивлениях $\sum \Delta P_i$ по тракту, на рис. 3.19 для схем, приведенных в табл. 3.3, представлены соответствующие результаты расчета.

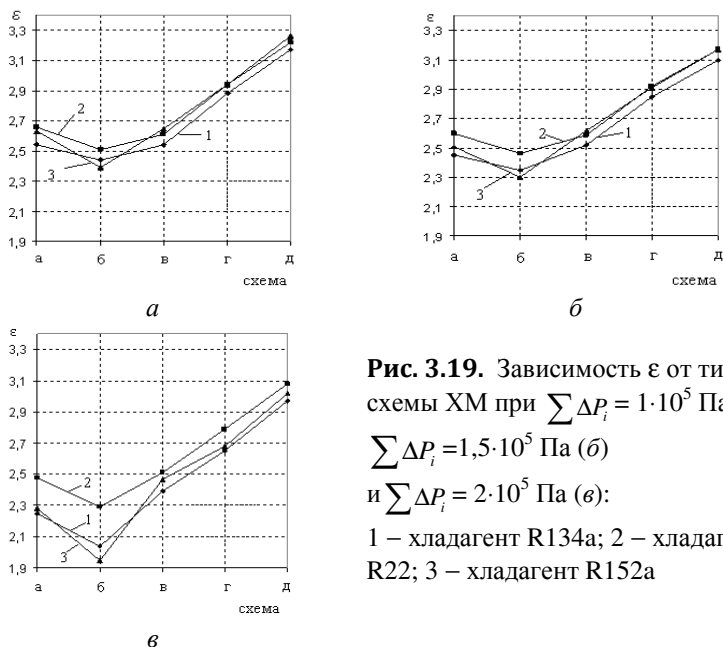


Рис. 3.19. Зависимость ϵ от типа схемы ХМ при $\sum \Delta P_i = 1 \cdot 10^5$ Па (а), $\sum \Delta P_i = 1,5 \cdot 10^5$ Па (б) и $\sum \Delta P_i = 2 \cdot 10^5$ Па (в):
1 – хладагент R134a; 2 – хладагент R22; 3 – хладагент R152a

Влияние температурных границ цикла $\Delta T = T_k - T_0$ в диапазоне $55 \div 75$ °С на величину ϵ'/ϵ показано на рис. 3.20. Как

видно из рисунков, наиболее сильно сказывается влияние потерь давления для регенеративной схемы с хладагентом R152a. С увеличением суммарного сопротивления по тракту $\Sigma\Delta P_i$ холодильный коэффициент снижается на 18 %. Вместе с тем, следует отметить, что технологические схемы, использующие в качестве хладагента R22, в меньшей степени подвержены влиянию потерь давления в цикле, чем схемы с R134a и R152a.

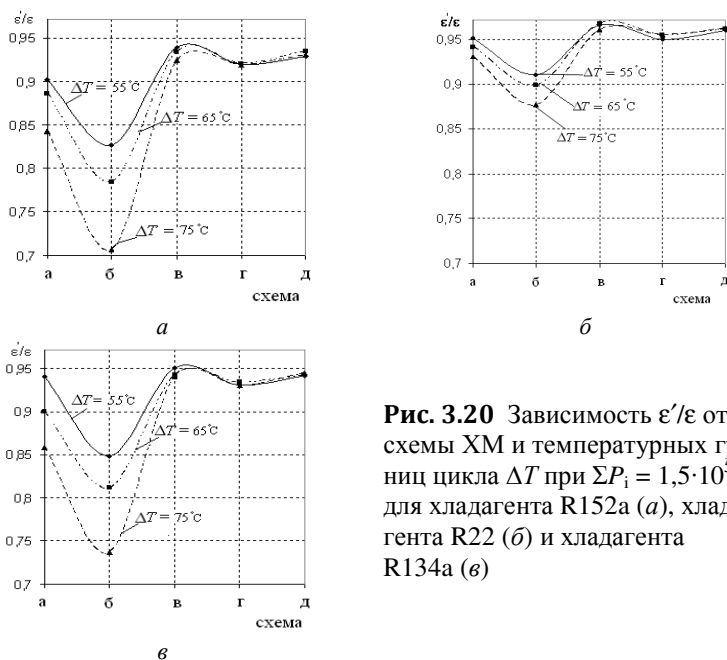


Рис. 3.20 Зависимость ϵ'/ϵ от типа схемы ХМ и температурных границ цикла ΔT при $\Sigma P_i = 1,5 \cdot 10^5$ Па для хладагента R152a (а), хладагента R22 (б) и хладагента R134a (в)

По результатам численного эксперимента нами получена следующая регрессионная зависимость

$$\epsilon'/\epsilon = a_0 + a_1 \Sigma \Delta P_i + a_2 D_{\text{сх}} , \quad (3.34)$$

где $D_{\text{сх}}$ – критерий сложности схемы Е. И. Таубмана; $\Sigma \Delta P_i$ – суммарное гидравлическое сопротивление в цикле, 10^5 Па.

Зависимость (3.34) справедлива для диапазонов изменения $\Sigma \Delta P_i = 0 \div 2,5 \cdot 10^5$ Па и $D_{\text{сх}} = 11 \div 27$. Среднестатистическое отклонение не превышает 2%. Влияние температурных границ цикла $\Delta T = T_{\text{к}} - T_0$ в диапазоне $55 \div 75$ °C на величину ϵ'/ϵ не-

значительно, в отличие от показателя сложности схемы, чье влияние существенно.

Значения корреляционных коэффициентов в уравнении (3.34), полученные для различных хладагентов, приведены в табл. 3.4, а степень влияния каждого фактора на величину ϵ'/ϵ представлена в табл. 3.5.

Таблица 3.4. – Коэффициенты корреляции

R134a	R22	R152a
$a_0 = 9,625133 \cdot 10^{-1}$	$a_0 = 9,482794 \cdot 10^{-1}$	$a_0 = 9,143931 \cdot 10^{-1}$
$a_1 = -6,622611 \cdot 10^{-2}$	$a_1 = -4,13402 \cdot 10^{-2}$	$a_1 = -7,770153 \cdot 10^{-2}$
$a_2 = 2,080138 \cdot 10^{-3}$	$a_2 = 2,631783 \cdot 10^{-3}$	$a_2 = 4,409011 \cdot 10^{-3}$

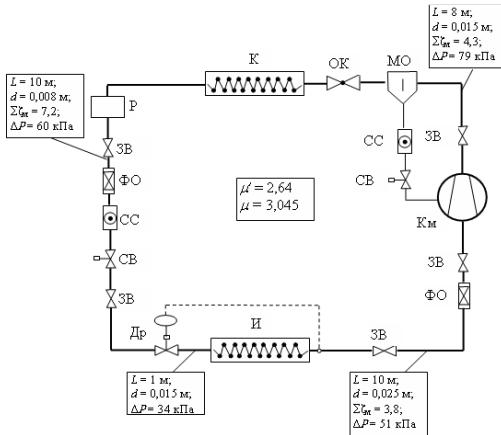
Таблица 3.5. – Степень влияния факторов на величину ϵ'/ϵ

R134a	R22	R152a
$\Sigma \Delta P_i = -6,918097 \cdot 10^{-1}$	$\Sigma \Delta P_i = -6,089857 \cdot 10^{-1}$	$\Sigma \Delta P_i = -6,964758 \cdot 10^{-1}$
$D_{cx} = 9,939232 \cdot 10^{-2}$	$D_{cx} = 2,634065 \cdot 10^{-2}$	$D_{cx} = 2,463538 \cdot 10^{-2}$

Для расчета показателя чувствительности μ'/μ при заданных геометрических параметрах трубной обвязки элементов ТНУ и установленной в зависимости от типа схемы контрольно-измерительной и запорно-регулирующей аппаратуры нами рассматривались два гидравлических контура циркуляции хладагента, имеющие различную сложность схемы. На рис. 3.21 представлен контур простой одноступенчатой и контур двухступенчатой ТНУ с промежуточным впрыском. Температурные границы цикла ($T_k = 55 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_0 = -10 \text{ }^\circ\text{C}$), теплопроизводительность ТНУ $Q_t = 8,62 \text{ кВт}$, хладагент R134a.

Анализ результатов расчета [92] подтвердил, что с усложнением схемы ТНУ влияние гидравлических сопротивлений на энергетическую эффективность снижается. Для двухступенчатой схемы отношение $\mu'/\mu = 0,898$, а для одноступенчатой

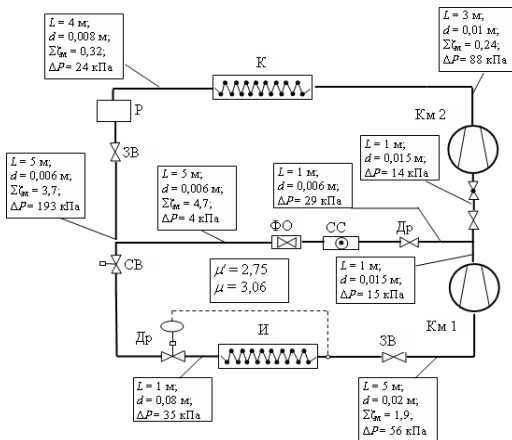
$\mu'/\mu = 0,866$. С изменением температурных границ цикла и гидравлических сопротивлений соединительных трубопроводов характер зависимости μ'/μ от параметра сложности $D_{сх}$ остается тем же.



Обозначения на схемах:

Р – ресивер; МО – масло-охлаждитель; ФО – фильтр осушитель; СВ –солено-идный вентиль; ЗВ – запорный вентиль; ОК – обратный клапан; СС – смотровое стекло

a



b

Рис. 3.21. Схема гидравлического контура циркуляции хладагента ТНУ: *a* – одноступенчатая схема; *b* – двухступенчатая схема с промежуточным впрыском

Предложенное в работе [97] обобщенное уравнение для анализа зависимости показателя μ'/μ от указанных выше факторов и соответствующего диапазона их изменений имеет следующий вид

$$\frac{\mu'}{\mu} = 0,9853 - 0,0624 \cdot Kl^* + 0,0012 \cdot T_k + 0,0016 \cdot T_0 - 0,0006 \cdot \Delta P_{и} - 7,2 \cdot 10^{-5} \cdot \Delta P_k - 0,002 \cdot \Delta P_{вс}. \quad (3.35)$$

Уравнение (3.35) справедливо для следующего диапазона изменения факторов: $Kl^* = 0,271 \div 0,596$; $\Delta P_{и} = 20 \div 60$ кПа; $\Delta P_k = 10 \div 40$ кПа; $\Delta P_{вс} = 20 \div 50$ кПа; $T_k = 30 \div 65$ °С; $T_0 = -30 \div 10$ °С.

В табл. 3.6 приведена оценка степени влияния варьируемых факторов на показатель μ'/μ .

Таблица 3.6.– Анализ влияния факторов на μ'/μ

Фактор	Степень влияния
Kl^*	-0,1331
T_k	0,3809
T_0	0,5133
$\Delta P_{и}$	-0,1873
ΔP_k	0,0023
$\Delta P_{вс}$	-0,4520

Для однокомпонентных хладагентов гидравлические сопротивления в испарителе при работе в области низких температур оказывают значительно большее влияние на эффективность, чем гидравлические сопротивления в конденсаторе. При переходе в область высоких температур эта закономерность изменяется.

Для неазеотропных смесей хладагентов величина потерь давления в конденсаторе оказывает более существенное влияние на энергетическую эффективность ТНУ, чем потери давления в испарителе во всем диапазоне рабочих температур. При переходе в область низких температур влияние потерь давления в испарителе усиливается, но в тоже время остается меньшим, чем для конденсатора.

Следует отметить, что при расчете параметров цикла для различных технологических схем ХМ с помощью энтропийной методики построения цикла, деформированного термодинамического

ческой необратимостью [104], не учитывались приведенные теплоты взаимодействия элементов ХМ и ТНУ с окружающей средой, а последнее, в итоге, и определяет величину роста энтропии в термодинамическом цикле, приводящее к снижению его эффективности. Это допущение возможно только при проведении предпроектного анализа и интегральной оценки влияния термогидравлической необратимости на цикл. На этапе проектного анализа оно может привести к неточности моделирования процессов в ХМ и ТНУ и, как следствие, к неоднозначности полученных результатов.

При сравнении различных по уровню сложности технологических схем ХМ нами использовалась суммарная величина гидравлических сопротивлений по тракту циркуляции хладагента, что также допустимо только при укрупненном анализе эффективности схем. Выше было показано, что влияние гидравлических сопротивлений в различных элементах технологической схемы ТНУ или ХМ на термодинамическую эффективность цикла неодинаково. Таким образом, один и тот же элемент, имеющий одинаковое конструктивное исполнение, но при этом включенный в разные технологические схемы или же участки конкретной схемы, имеет различный уровень потерь от необратимости. Как уже было показано, минимизация потерь в каждом элементе в отдельности не приведет к повышению эффективности всей установки, поскольку снижение потерь в одном элементе может вызвать более существенное увеличение потерь от необратимости в других взаимосвязанных с ним элементах и в итоге снизить эффективность системы в целом [16].

В связи с этим в работах [130, 131] предложена методика проведения системно-структурного анализа термогидравлической необратимости в усложненных схемах ХМ и ТНУ, основанная на эксергетическом подходе и вычислении коэффициентов структурных связей в элементах.

3.2.2. Системно-структурный термодинамический анализ термогидравлической необратимости в усложненных схемах ХМ и ТНУ

Существующие методы термодинамического анализа, энтропийный и его модификация – эксергетический, позволяют установить теоретический предел, который может быть достигнут при снижении необратимых потерь в ХМ и ТНУ. Однако они не показывают, за счет изменения каких факторов можно добиться этого снижения.

Оценить влияние изменения параметров одного процесса на потери от необратимости в элементе, а также влияние этих потерь на потери во всей системе можно с помощью коэффициентов структурных связей (1.22 -1.24).

Введение в эксергетический анализ критерия сложности позволило выявить системные закономерности проявления потерь от необратимости в различных технологических схемах и указать направление поиска рациональной схемы ТНУ. Таким образом, еще на этапах предпроектного и проектного анализов представилось возможным выбрать рациональные конструктивные характеристики теплообменной поверхности испарителя и конденсатора, а также трубопроводов обвязки основного оборудования в зависимости от уровня структурной сложности технологической схемы ТНУ.

Для определения влияния потерь от необратимости в элементах ТНУ на термодинамическое совершенство цикла с учетом сложности технологической схемы рассматривались несколько схем одноступенчатых и двухступенчатых циклов.

Методика расчета потерь от необратимости в усложненных схемах ТНУ приведена в работах [130, 131].

На рис. 3.22 – 3.25 представлены усложненные технологические схемы ТНУ и их циклы.

Пунктиром на рисунках показан базовый цикл для различных технологических схем, а сплошной линией – деформируемый цикл с обозначениями, соответствующими второму этапу его построения.

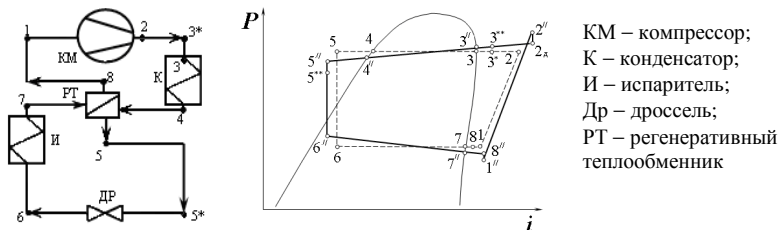


Рис. 3.22. Технологическая схема и цикл одноступенчатой ТНУ с регенеративным теплообменником ($D_{cx} = 15$)

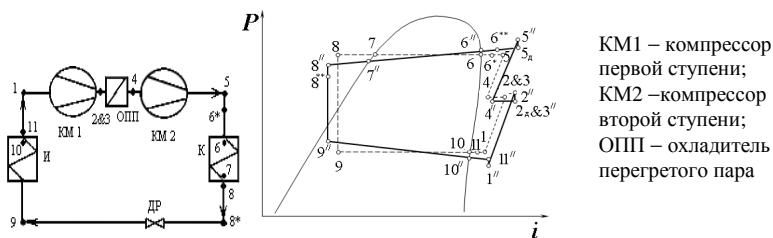


Рис. 3.23. Двухступенчатая схема и цикл ТНУ с неполным промежуточным охлаждением и однократным дросселированием ($D_{cx} = 17$)

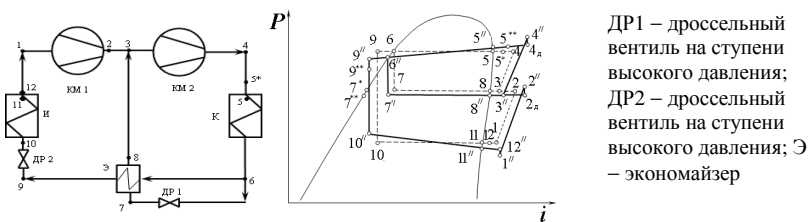


Рис. 3.24. Двухступенчатая схема и цикл ТНУ с неполным промежуточным охлаждением параллельным дросселированием и переохлаждением жидкости ($D_{cx} = 22$)

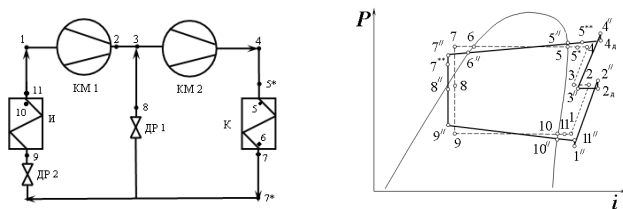


Рис. 3.25. Двухступенчатая схема и цикл ТНУ с промежуточным впрыском влажного пара во всасывающую линию компрессора второй ступени сжатия ($D_{cx} = 18$)

При вычислении структурных коэффициентов обязательным условием является варьирование только одного параметра (все остальные параметры цикла ТНУ считаются условно фиксированными, т. е. не подвергаются специальному воздействию на них).

Здесь в качестве варьируемого параметра была выбрана величина гидравлического сопротивления со стороны хладагента для различных элементов ТНУ. Потери от необратимости в испарителе $E_{D,исп}$ и конденсаторе $E_{D,кд}$ рассчитывались при варьировании значения гидравлического сопротивления в них в диапазоне от 10 до 70 кПа с шагом в 10 кПа. При расчете необратимых потерь на линии всасывания $E_{D,вс}$ значения гидравлического сопротивления варьировались в диапазоне от 10 до 40 кПа с тем же шагом в 10 кПа. Изменение гидравлического сопротивления теплообменных аппаратов достигалось за счет варьирования параметра $z = L_i / (d_i N_{\kappa})$, характеризующего геометрию испарителя и конденсатора, а также за счет варьирования числа параллельно работающих змеевиков \bar{n} .

В качестве исходных данных при параметризации термодинамического цикла принимались следующие значения: температура испарения $T_0 = 271$ К; температура конденсации $T_{\kappa} = 330$ К; величина перегрева пара в испарителе $\Delta T_{пер} = 2$ К; переохлаждение в конденсаторе $\Delta T_{по} = 2$ К; разность температур в регенеративном теплообменнике $\Delta T_{рт} = 35$ К; разность температур в экономайзере $\Delta T_3 = 5$ К; нагрев хладагента в экономайзере $\Delta T_3^{нагр} = 7$ К; температура всасываемого газа в компрессор второй ступени для схемы с неполным промежуточным охлаждением принималась равной $T_{вс2} = 307,5$ К; средняя температура низкопотенциального теплоносителя $T_{нт} = 283$ К; средняя температура теплоносителя в конденсаторе ТНУ $T_{\tau} = 320$ К; температура окружающей среды при расчете потерь от необратимости принималась $T_{oc} = 272$ К; тепловая мощность, подведенная к испарителю ТНУ, $Q_0 = 7,65$ кВт. Рабочее вещество R22.

На рис. 3.26 – 3.27 представлены зависимости, показывающие влияние необратимых потерь в испарителе, конденсаторе и во всасывающей линии на суммарные необратимые потери в ТНУ для технологических схем разного уровня структурной сложности.

В подрисуночных надписях указаны значения коэффициентов структурных связей $\pi_{i,k}$ для рассматриваемых элементов, а также значение критерия сложности Таубмана $D_{сх}$.

Как видно из рис. 3.26 *а*, менее устойчивыми к влиянию гидравлических сопротивлений со стороны хладагента в испарителе являются двухступенчатая схема с промежуточным впрыском во всасывающую магистраль второй ступени ($\pi_{исп} = 1,756$) и одноступенчатая схема с регенеративным теплообменником ($\pi_{исп} = 1,37$). Для практики это означает, что для данных схем не следует использовать развитые поверхности теплообмена с внутренним оребрением трубок испарителя. Такие поверхности целесообразно использовать в схемах, имеющих большую жесткость структурных связей по испарителю, а именно в двухступенчатой схеме с экономайзером ($\pi_{исп} = 0,84$) или в двухступенчатой схеме с неполным промежуточным охлаждением и однократным дросселированием ($\pi_{исп} = 0,902$). В этих схемах структурный коэффициент $\pi_{i,k} < 1$.

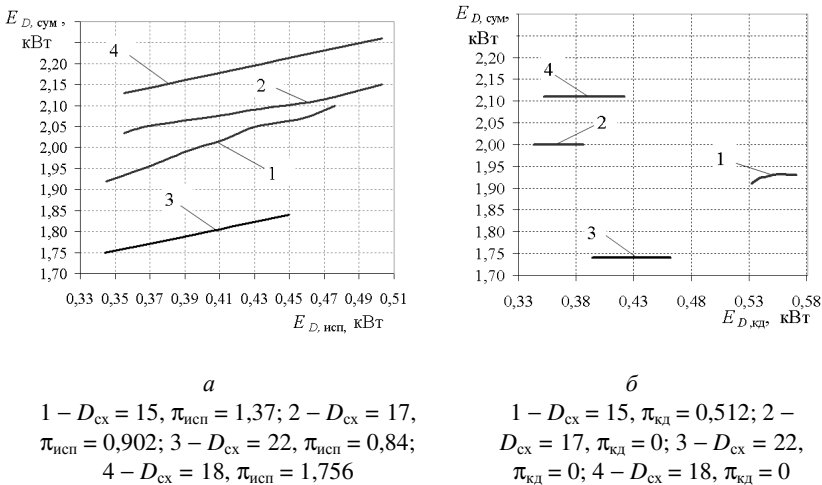


Рис. 3.26. Влияние потерь от необратимости в испарителе $E_{D,исп}$ (*а*) и конденсаторе $E_{D,кд}$ (*б*) на суммарные потери в ТНУ $E_{D,сум}$ для схем различной структурной сложности

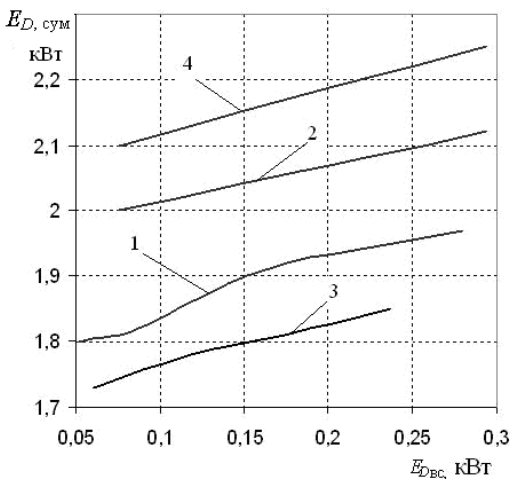


Рис. 3.27. Суммарные необратимые потери $E_{D, сум}$ в различных схемах ТНУ в зависимости от потерь, вызванных наличием сопротивлений во всасывающей линии $E_{D_{вс}}$:
 1 – $D_{сх} = 15$, $\pi_{вс} = 0,965$;
 2 – $D_{сх} = 17$, $\pi_{вс} = 0,55$;
 3 – $D_{сх} = 22$, $\pi_{вс} = 0,681$;
 4 – $D_{сх} = 18$, $\pi_{вс} = 0,68$

Практически для всех рассмотренных схем в данных условиях эксплуатации характерна высокая жесткость структурных связей при изменении гидравлического сопротивления конденсатора (рис. 3.26 б). Исключение составляет одноступенчатая схема с регенеративным теплообменником, для которой изменение гидравлического сопротивления конденсатора с 10 до 70 кПа приводит хоть и к незначительному увеличению $E_{D, кд}$, однако все же сказывается на величине суммарных потерь. Этого не наблюдается в более сложных двухступенчатых схемах, для которых имеет место существенное изменение $E_{D, кд}$ вследствие влияния гидравлических сопротивлений, однако оно, тем не менее, не влияет на суммарные потери во всей системе. Из этого следует вывод, что с увеличением структурной сложности технологической схемы растет жесткость структурных связей по конденсатору ТНУ. Поэтому для схем со значением критерия сложности $D_{сх} > 17$ величина $\pi_{i, k} = 0$.

Наименее устойчивой к влиянию гидравлических сопротивлений во всасывающей линии является одноступенчатая схема с регенеративным теплообменником (рис. 3.27). Структурный коэффициент для этой схемы больше, чем для остальных двухступенчатых схем, однако величина суммарных потерь в системе меньше. Таким образом, при проектировании одноступенчатых ТНУ с регенеративным теплообменником длина

всасывающей линии и гидравлическое сопротивление регенеративного теплообменника должны быть минимизированы.

В рассмотренных технологических схемах при увеличении гидравлического сопротивления в элементах ТНУ имеет место неодинаковый характер изменения различных видов необратимых потерь. Так для испарителя и конденсатора существенно большей является величина необратимых потерь в результате теплообмена $E_{D,k}^{\Delta T}$, чем потерь в результате гидравлических сопротивлений $E_{D,k}^{\Delta P}$. Установлено, что для конденсатора двухступенчатой схемы с неполным промежуточным охлаждением и однократным дросселированием разность между $E_{D,k}^{\Delta T}$ и $E_{D,k}^{\Delta P}$ наименьшая, а наибольшая разность между $E_{D,k}^{\Delta T}$ и $E_{D,k}^{\Delta P}$ характерна для одноступенчатой схемы с регенеративным теплообменником. Для всасывающей линии преобладающим видом необратимых потерь являются потери в результате гидравлических сопротивлений $E_{D,k}^{\Delta P}$, а потери в результате теплообмена $E_{D,k}^{\Delta T}$ менее существенны.

Наименьшая разность между $E_{D,k}^{\Delta P}$ и $E_{D,k}^{\Delta T}$ характерна для всасывающей линии двухступенчатой схемы с экономайзером.

Таким образом, можно заключить, что с увеличением структурной сложности технологической схемы возрастает жесткость структурных связей, что делает их более устойчивыми к влиянию термодинамической необратимости в цикле. Исключение составляет одноступенчатая схема с регенеративным теплообменником.

Углубленный термодинамический анализ циклов позволил выявить причины этой устойчивости. С увеличением схемной сложности уменьшается влияние на суммарные потери эксергии внутренней необратимости в цикле, связанной с процессом дросселирования и процессом сжатия, что позволяет скомпенсировать рост потерь эксергии, вызванных гидравлическими сопротивлениями.

На рис. 3.28 – 3.29 приведены результаты исследования влияния гидравлических сопротивлений испарителя и конденсатора на потери эксергии в ТНУ холодопроизводительностью 7,65 кВт.

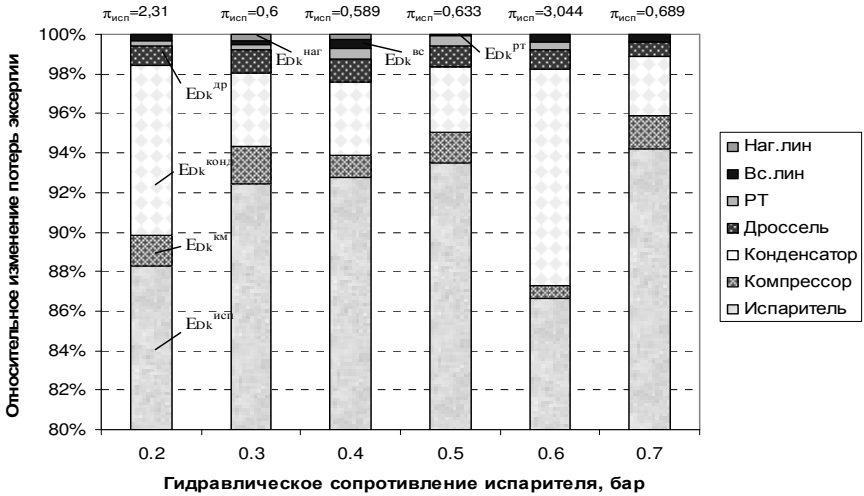


Рис. 3.28. Изменение потерь эксергии в элементах одноступенчатой схемы ТНУ при варьировании гидравлического сопротивления испарителя

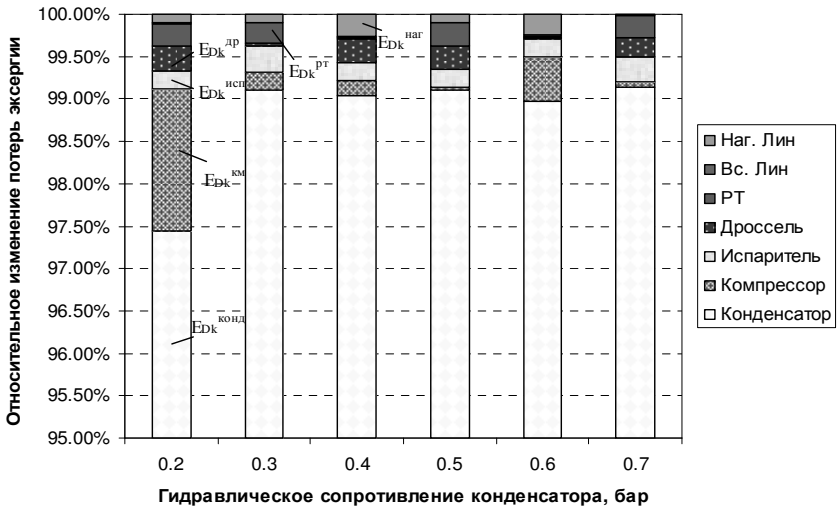


Рис. 3.29. Изменение потерь эксергии в элементах одноступенчатой схемы ТНУ при варьировании гидравлического сопротивления конденсатора

Если за 100 % принять любые изменения необратимых потерь (как их увеличение, так и уменьшение) в цикле, вызванные варьированием гидравлического сопротивления, то можно представить нормированной гистограммой характер распределения потерь эксергии в элементах, выраженных в долях относительно суммарного их изменения.

Как можно видеть из рис. 3.28, при низкой жесткости структурных связей в схеме ТНУ ($\pi_{исп} = 2,31$ и $\pi_{исп} = 3,09$) существенно изменяются потери в других элементах схемы от 12 ÷ 14 %. При высокой жесткости структурных связей ($\pi_{исп} = 0,631$) увеличение гидравлического сопротивления испарителя приводит к большему изменению потерь эксергии в испарителе и к меньшему – в остальных элементах ТНУ.

Из рис. 3.29 видно, что потери эксергии в конденсаторе, вызванные гидравлическими сопротивлениями, гораздо в меньшей степени сказываются на изменении потерь эксергии в других взаимосвязанных элементах ТНУ, а потери эксергии в линии всасывания абсолютно нечувствительны к изменению гидравлического сопротивления конденсатора.

На рис. 3.30 – 3.33 представлено влияние гидравлических сопротивлений в испарителе и конденсаторе на характер распределения эксергетических потерь вследствие трения и неравновесного теплообмена в элементах ТНУ.

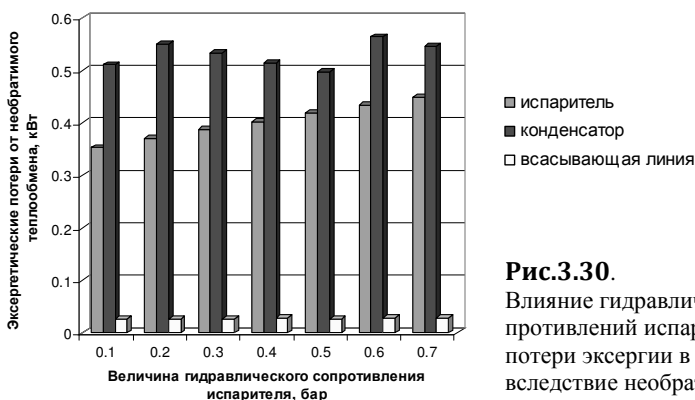


Рис.3.30. Влияние гидравлических сопротивлений испарителя на потери эксергии в элементах вследствие необратимости процесса теплообмена

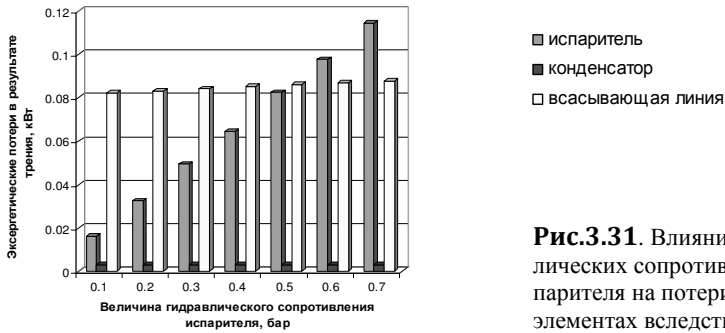


Рис.3.31. Влияние гидравлических сопротивлений испарителя на потери эксергии в элементах вследствие трения

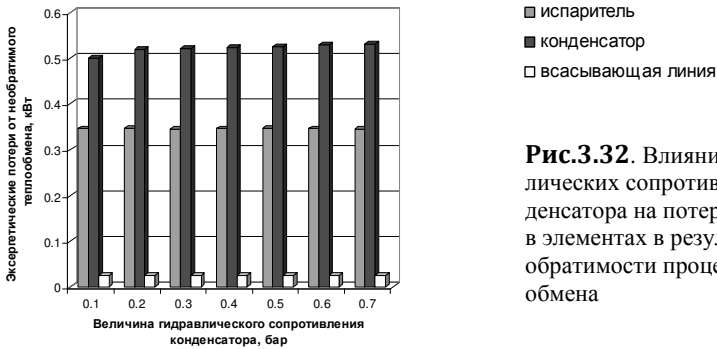


Рис.3.32. Влияние гидравлических сопротивлений конденсатора на потери эксергии в элементах в результате необратимости процесса теплообмена

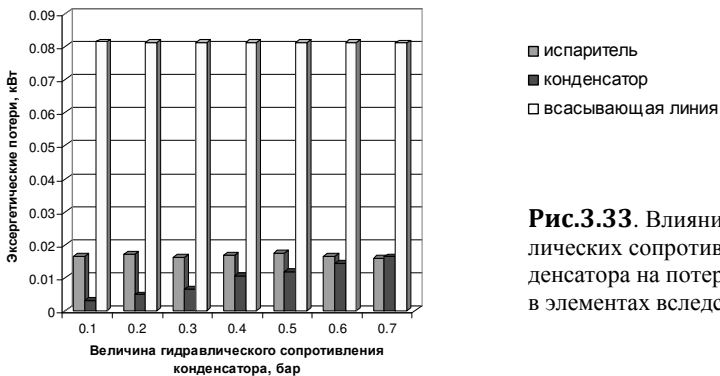


Рис.3.33. Влияние гидравлических сопротивлений конденсатора на потери эксергии в элементах вследствие трения

Предложенная методика построения деформированного термогидравлической необратимостью цикла позволила оценить раздельное влияние изменения гидравлических сопротивлений

испарителя и конденсатора на еще один вид потерь. Это потери в конденсаторе, обусловленные необратимостью сжатия в компрессоре, так называемые потери за счет взаимовлияния смежных элементов (рис. 3.34).

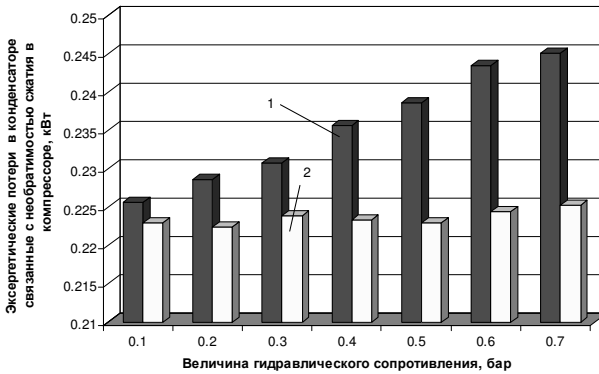


Рис. 3.34. Влияние гидравлических сопротивлений на потери эксергии за счет взаимовлияния смежных элементов ТНУ:
 1 – варьируется гидравлическое сопротивление испарителя;
 2 – варьируется гидравлическое сопротивление конденсатора

Анализ коэффициентов структурных связей $\pi_{k,i}$ и коэффициентов взаимовлияния потерь $\omega_{k,i}$ для различных элементов технологических схем ХМ и ТНУ выявил существенно нелинейную связь между ними. В зависимости от выбора параметра $x_{k,i}$ характер зависимости меняется. В целом для большинства схем при $0 < \pi_{k,i} < 1$ коэффициент $\omega_{k,i}$ в смежных элементах увеличивается.

Оценка чувствительности коэффициента структурных связей $\pi_{k,i}$ к изменению параметра $x_{k,i}$ показала, что при прочих равных условиях изменение интенсивности теплопередачи kF в испарителе и конденсаторе сказывается больше на изменении $\pi_{k,i}$, чем варьирование минимального температурного напора ΔT , однако меньше, чем изменение ΔP .

Можно видеть, что при варьировании гидравлических сопротивлений в элементах ХМ и ТНУ зависимость изменения суммарных потерь от локальных потерь эксергии была фактиче-

ски линейная, а величина $\pi_{k,i}$ имела постоянное значение для конкретной технологической схемы. Таким образом, можно было однозначно установить связь между структурной сложностью технологической схемы и коэффициентом $\pi_{k,i}$ при изменении гидравлических сопротивлений в элементе. Варьирование температурного напора в испарителе и газоохладителе сверхкритической ТНУ приводит к более существенному изменению эксергетических потерь, как в рассматриваемом элементе, так и в соседних элементах, а также суммарных потерь. Поэтому величина $\pi_{k,i}$ для рассматриваемого элемента при различных режимах может существенно изменяться.

Рассмотрим влияние изменения температурного напора в теплообменных аппаратах различных технологических схем сверхкритических ТНУ на изменение эксергетических потерь в элементах и на изменение коэффициента $\pi_{k,i}$.

Температурный напор в испарителе равен $\Delta T_{\text{исп}} = T_{s2} - T_0$, где T_0 – температура испарения; T_{s2} – температура хладоносителя на выходе из испарителя. Температурный напор в газоохладителе $\Delta T_{\text{го}} = T_{\text{ср}}^{\text{терм}} - T_{\text{ср}}^{\text{тепл}}$, где $T_{\text{ср}}^{\text{терм}}$ – среднетермодинамическая температура R744 в газоохладителе при оптимальном давлении в цикле $P_2^{\text{опт}}$, $T_w^{\text{ср}}$ – средняя логарифмическая температура охлаждающего теплоносителя в газоохладителе. Температурный напор в регенеративном теплообменнике $\Delta T_{\text{рт}} = T_{\text{го}} - T_{\text{вх}}^{\text{км}}$, где $T_{\text{вх}}^{\text{км}}$ – температура хладагента на входе в компрессор.

На рис. 3.35 – 3.39 приведены зависимости изменения эксергетических потерь в элементах при изменении минимального температурного напора для простой одноступенчатой схемы и регенеративной схемы сверхкритической ТНУ с хладагентом R744, полученные в работе [103].

Анализ представленных на рис. 3.35 – 3.39 зависимостей показал, что при прочих равных условиях влияние изменения температурного напора в испарителе и газоохладителе для простой одноступенчатой схемы более существенно сказывается на изменении эксергетических потерь во всех ее элементах, чем для регенеративной схемы. Это только подтверждает предположение о существовании более жестких структурных связей в усложненных схемах. Влияние изменения $\Delta T_{\text{рт}}$ фактически не сказывается на изменении эксергетических потерь в других элементах.

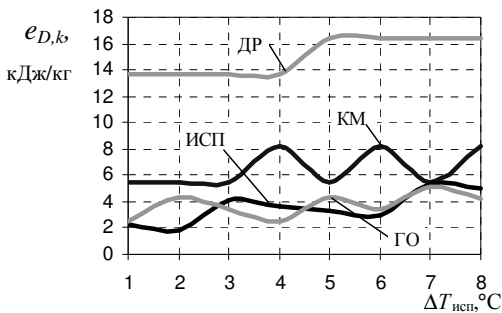


Рис. 3.35. Изменение эксергетических потерь в элементах простой одноступенчатой схемы ТНУ при изменении минимального температурного напора в испарителе

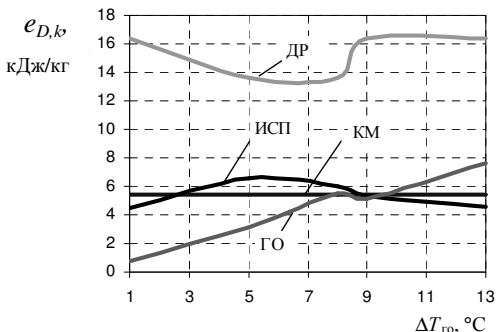


Рис. 3.36. Изменение эксергетических потерь в элементах простой одноступенчатой схемы ТНУ при изменении минимального температурного напора в газоохладителе

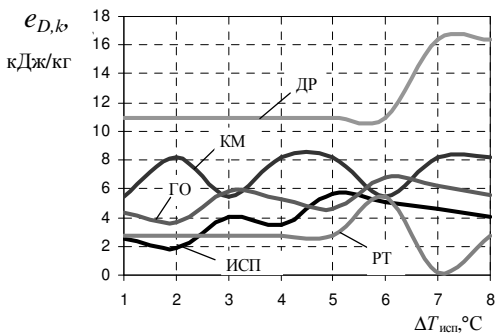


Рис. 3.37. Изменение эксергетических потерь в элементах одноступенчатой регенеративной схемы ТНУ в зависимости от температурного напора в испарителе

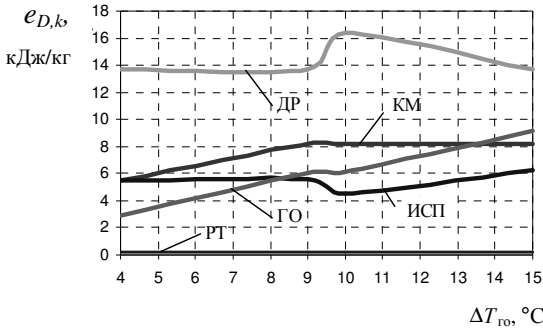


Рис. 3.38. Изменение эксергетических потерь в элементах одноступенчатой регенеративной схемы ТНУ в зависимости от температурного напора в газоохладителе

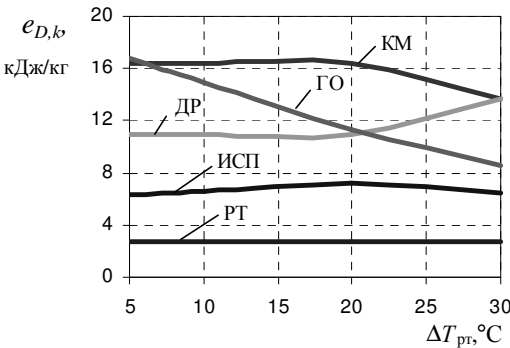


Рис. 3.39. Влияние изменения температурного напора в регенеративном теплообменнике на эксергетические потери в элементах регенеративной одноступенчатой схемы ТНУ

Для более детального анализа структурных связей элементов простой одноступенчатой и регенеративной схемы нами проведен расчет структурных коэффициентов для испарителя и газоохладителя (рис. 3.40 и 3.41). Как видно из рисунков, структурный коэффициент может принимать как положительные, так и отрицательные значения. Знак « \leftrightarrow » в данном случае указывает только лишь на направление изменения производной.

Для газоохладителя в рабочем диапазоне изменения $\Delta T_{го}$ от 4 до 7 °C значения $\pi_{го}$ фактически одинаковы для обеих схем. При дальнейшем увеличении $\Delta T_{го}$ наблюдается резкое изменение $\pi_{го}$, что можно объяснить скачкообразным изменением термодинамических свойств R744 в сверхкритической области.

Анализ схем сверхкритических ТНУ с помощью коэффициентов структурных связей позволил выявить признаки существования в схеме так называемых собственных эксергетических потерь, которые зависят только от структуры схемы и не

определены совершенством конструкции рассматриваемого элемента. При варьировании температурного напора в регенеративном теплообменнике величина $\pi_{рт} = 0$, что является признаком существования собственных потерь в схеме.

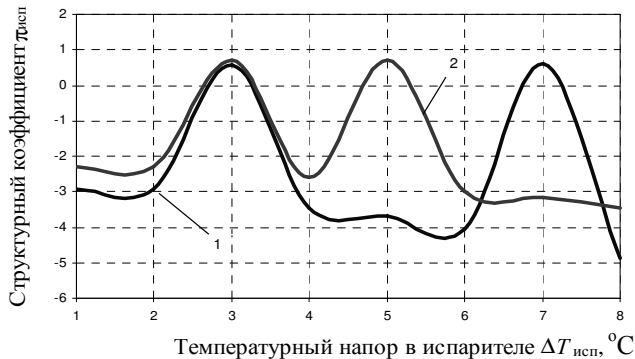


Рис. 3.40. Изменение структурного коэффициента испарителя ТНУ в зависимости от изменения $\Delta T_{исп}$: 1 – простая одноступенчатая схема; 2 – одноступенчатая схема с регенеративным теплообменником

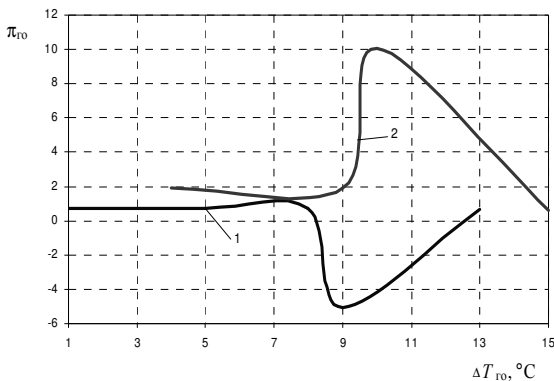


Рис. 3.41. Изменение структурного коэффициента газоохладителя ТНУ в зависимости от изменения $\Delta T_{го}$: 1 – простая одноступенчатая схема; 2 – одноступенчатая схема с регенеративным теплообменником

Таким образом, подводя итог, можно заключить, что впервые были выявлены системные закономерности влияния термогидравлической необратимости на эффективность холодильных машин и тепловых насосов в зависимости от уровня структурной сложности технологической схемы. Установлено, что с увеличением сложности технологической схемы устойчивость схемы к проявлению термогидравлической необратимости в цикле повышается.

ТЕРМОЭКОНОМИЧЕСКАЯ ДИАГНОСТИКА И ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРОКОМПРЕССОРНЫХ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРОВ

Здесь представлено дальнейшее развитие инженерного аппарата термозакономерности с целью определения эксергетической стоимости потоков в элементах парокomppressorных термотрансформаторов при их диагностике.

В работах [35, 36, 162, 163] предложена новая методика проведения структурной термозакономерностной диагностики парокomppressorных ХМ, основанная на концепции эксергетической стоимости продукта элемента системы. Получил дальнейшее развитие энтропийно-цикловый метод термодинамического анализа. Предложенная методика позволяет комплексно учесть влияние каждого вида необратимости на распределение эндогенной и экзогенной составляющих деструкции в элементе схемы. Основными ее задачами являются: нахождение причин аномалий в работе основных элементов; распознавание различных видов эксергетических потерь в установке и оценка их стоимости; выявление соответствия цены выработанного холода уровню капитальных затрат и термодинамическому совершенству элементов; оценка влияния эффективности каждого элемента на стоимость целевого продукта.

Методика проведения структурного термодинамического анализа ХМ разработана на основе разделения деструкции эксергии на внешне зависимую и внутренне зависимую части, а также устранимую и неизбежную ее составляющие. В работе усовершенствован графоаналитический и численный способ определения потерь от необратимости в элементах ХМ.

В рамках системного подхода к оценке эффективности термотрансформаторов предлагаемая методика представляет собой совокупность блоков расчета энергетических, эксергетических и технико-экономических показателей ХМ. Блоки связаны между собой входными и выходными термодинамическими и расходными характеристиками.

В первом блоке по результатам измерений параметров действительного цикла ХМ производится термодинамический анализ «реального объекта» и «здорового объекта». В качестве «здорового объекта» рассматриваются показатели установки после ее проектирования. По результатам расчетов находится эндогенная и экзогенная составляющие деструкции эксергии в каждом элементе, определяется потенциал улучшения термодинамической эффективности элемента, рассчитываются термическая и механическая составляющие эксергии в точках цикла. Блок включает в себя уравнения, описывающие термодинамические и гидравлические процессы, а также уравнения для позонного расчета теплообмена в элементах ХМ и ТНУ. На основе анализа данных, полученных по результатам диагностики, строятся эксергетические диаграммы Грассмана и Ле-Гоффа, формируются рекомендации относительно замены элементов или реконструкции всей схемы. Во втором блоке на основе эксергоэкономического анализа определяется стоимость произведенного установкой продукта с учетом стоимости каждого потока эксергии в системе, осуществляется выбор рациональных температурных границ цикла при условии обеспечения минимума приведенных затрат на эксплуатацию установки, находится распределение эксергетических потерь в элементах, соответствующее минимуму приведенных затрат.

На рис. 4.1 представлена блок-схема структурной термоэкономической диагностики действующих ХМ и ТНУ.



Рис. 4.1. Блок-схема структурной термоэкономической диагностики действующих ХМ и ТНУ

4.1. Энтропийно-цикловая методика структурного термодинамического анализа ХМ

Термодинамический анализ процессов в ХМ можно проводить как графоаналитическим способом, так и численно.

В настоящей работе представилось целесообразным усовершенствовать известную [73, 164, 165] энтропийно-цикловую методику определения эксергетических потерь в ХМ. Анализ цикла усложняется выделением эндогенной и экзогенной, а также неизбежной и устранимой составляющих деструкции эксергии. Кроме того, при анализе учитывается влияние термогидравлической необратимости в цикле на эффективность ХМ.

Ниже (рис. 4.2) предложен графоаналитический способ определения потерь от необратимости в элементах ХМ. Анализ производится методом циклов и предусматривает процедуру термодинамической идеализации процессов при построении их в $T-s$ – диаграмме. На диаграмме отображается несколько циклов: эталонный цикл-образец Карно ($a-b-c-d$), теоретический изобарный цикл ($f-2_s-2'-3-e$) и действительный цикл ($1-2-2^*-3-4$). Анализ циклов ($f-2_s-2'-3-e$) и ($1-2-2^*-3-4$) позволяет оценить влияние различных видов потерь в элементах ХМ на суммарные эксергетические потери в цикле, а также определить долю экзогенной составляющей деструкции эксергии в элементе.

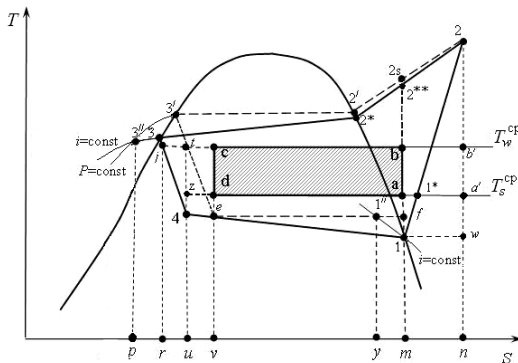


Рис. 4.2. Графоаналитический способ определения эксергетических потерь в действительном цикле ХМ

Рассмотрим теоретический цикл ($f-2_s-2'-3-e$), представленный на рис. 4.2. Этот цикл включает в себя изоэнтروпный процесс сжатия, изохорный процесс расширения, изобарные процессы конденсации и испарения рабочего тела. Построение теоретического цикла дает возможность отдельно оценить влияние потерь от трения и неравновесного теплообмена в испарителе и конденсаторе. Положение точки f при построении теоретического цикла определяется пересечением изотермы процесса испарения и изоэнтропы, проходящей через точку 1 действительного цикла. Поскольку теплообмен рабочего тела и источников в цикле-образце должен происходить при бесконечно малых разностях температур, соответственный цикл Карно ($a-b-c-d$) строится в тех же температурных границах источника T_s^{cp} и приемника тепла T_w^{cp} , что и теоретический цикл.

Ширина соответственного цикла Карно в $T-s$ – диаграмме определяется положением точек a и d . Основанием цикла-образца является отрезок ($a-d$). Точка d должна находиться на пересечении изотермы T_s^{cp} и изоэнтропы, проведенной через точку e . Точка a должна лежать на пересечении линии T_s^{cp} и изоэнтропы, проведенной через точку f . Таким образом, обеспечивается равенство удельной массовой холодопроизводительности эталонного и теоретического циклов. Из $T-s$ – диаграммы можно видеть, что холодопроизводительности теоретического и действительного циклов также равны, поскольку площадь (nl) под процессом испарения ($u-4-1-m$) действительного цикла равна площади ($v-e-f-m$) теоретического цикла. Положение точки b находится на пересечении линии температуры T_w^{cp} с изоэнтропой сжатия ($a-b$) в эталонном цикле. Точка c эталонного цикла находится на пересечении линии T_w^{cp} с изоэнтропой расширения ($c-d$).

Работа эталонного цикла-образца соответствует площади ($a-b-c-d-a$). Увеличение работы из-за наличия необратимостей в действительном цикле по сравнению с эталонным циклом эквивалентно площади ($p-v-c-b-m-n-2-2^*-3-3''$).

Необратимые потери в результате неизоэнтропного сжатия в компрессоре $E_{D,км}$ эквивалентны площади $E_{D,км} = нл.(b' - b - m - n - b')$ на $T-s$ -диаграмме.

Величину $E_{D,км}$ определяем из следующих соотношений:

$$E_{D,км} = T_{oc} \left[m_{хл} (s_2 - s_1) - \frac{Q_{км}}{T_{oc}} \right], \quad (4.1)$$

$$Q_{км} = m_{хл} (i_2 - i_1) - N_{км}. \quad (4.2)$$

Эксергетические потери в результате трения во всасывающем патрубке компрессора определяются, как [166]:

$$E_{D,км}^{\Delta P} = T_{oc} \frac{m_{хл} \Delta P_{вс}^{км}}{\rho_{вс} T_{вс}}, \quad (4.3)$$

где $T_{вс}$, $\rho_{вс}$ – температура и плотность пара на всасывании в компрессор; $\Delta P_{вс}^{км}$ – разность между давлениями в цилиндре компрессора и во всасывающем трубопроводе.

Потери от необратимости в дроссельном вентиле $E_{D,др}$, эквивалентные площади $(t - j - r - u - t)$, равны

$$E_{D,др} = m_{хл} T_{oc} (s_4 - s_3). \quad (4.4)$$

Эксергетические потери в конденсаторе $E_{D,конд}$, складывающиеся из потерь $E_{D,k}^{\Delta T_k}$ вследствие теплообмена, потерь $E_{D,k}^{\Delta P_k}$ из-за наличия гидравлических сопротивлений по тракту движения хладагента и потерь $E_{D,k}^{кл-км}$, обусловленных необратимостью сжатия в компрессоре, определяются, как

$$E_{D,кд} = E_{D,k}^{\Delta T_k} + E_{D,k}^{\Delta P_k} + E_{D,k}^{кл-км}. \quad (4.5)$$

Для действительного цикла площадь, эквивалентная $E_{D,кд}$, равна $E_{D,кд} = нл.(2 - 2^* - 3 - j - b' - 2)$. При этом доля эксергетических потерь в конденсаторе, обусловленных необратимостью процесса сжатия в компрессоре равна $E_{D,k}^{кл-км} = нл.(b' - 2 - 2s - b - b')$. Если из $нл.(2 - 2^* - 3 - j - b' - 2)$ вычесть $нл.(2s - 2' - 3' - t - c - b - 2s)$ и $нл.(b' - 2 - 2s - b - b')$, то в результате получим площадь, равную перерасходу работы в

цикле из-за наличия гидравлических сопротивлений $E_{D,k}^{\Delta P_k} = nл.(2^{**} - 2s - 2' - 3' - 3 - 2^* - 2^{**})$.

Перестроим площадь $nл.(2^{**} - 2s - 2' - 3' - 3 - 2^* - 2^{**})$ в равновеликую ей площадь $nл.(p - 3'' - 3 - j - r - p)$. Для этого определим положение т. 3'' на пересечении линий $P = \text{const}$, проведенной из т. 3', и линии $i = \text{const}$, проведенной из т. 3.

Таким образом, для действительного цикла площадь на $T-s$ – диаграмме, эквивалентная эксергетическим потерям в конденсаторе, равна $E_{D,кд} = nл.(2 - 3' - 3'' - p - r - j - b' - 2)$. Площади, эквивалентные составляющим эксергетических потерь в конденсаторе, можно представить как:

$$\begin{aligned} E_{D,k}^{\Delta T_k} &= nл.(2s - 2' - 3' - t - c - b - 2s), \\ E_{D,k}^{\text{кд-кМ}} &= nл.(b' - 2 - 2s - b - b'), \\ E_{D,k}^{\Delta P_k} &= nл.(2^{**} - 2s - 2' - 3' - 3 - 2^* - 2^{**}). \end{aligned}$$

Для определения $E_{D,k}^{\Delta T_k}$ используется следующее уравнение

$$E_{D,k}^{\Delta T_k} = m_{\text{хл}} T_{\text{ос}} \left[(s_{3'} - s_{2s}) + \frac{(i_{3'} - i_{2s})}{T_w^{\text{ср}}} \right], \quad (4.6)$$

где $T_w^{\text{ср}}$ – средняя логарифмическая температура теплоносителя в конденсаторе.

Величина $E_{D,k}^{\text{кд-кМ}}$ представляет собой экзогенную часть деструкции эксергии в конденсаторе и определяется из соотношений

$$\begin{aligned} E_{D,k}^{\text{кд-кМ}} &= m_{\text{хл}} \left[(T_{2-2s} - T_w^{\text{ср}}) (s_2 - s_{2s}) \right], \\ T_{2-2s} &= (i_2 - i_{2s}) / (s_2 - s_{2s}), \end{aligned} \quad (4.7)$$

где T_{2-2s} – среднетермодинамическая температура процесса, К.

Величина приращения энтропии в конденсаторе вследствие наличия гидравлических сопротивлений по тракту движения хладагента

$$\Delta s_{\text{кд}}^{\Delta P} = m_{\text{хл}} \left(s_3 - s_{2^*} + 2,0 \frac{i_{2^*} - i_3}{T_{2^*} + T_3} \right) + m_{\text{хл}} \left(-R \cdot \ln \left(1,0 - \frac{\Delta P_{\text{нар}}}{P_2} \right) \right), \quad (4.8)$$

где $\Delta P_{\text{нар}}$ – гидравлические сопротивления в конденсаторе на участке снятия перегрева пара; R – универсальная газовая постоянная.

Эндогенная деструкция эксергии в конденсаторе $E_{D,кд}^{EN} = nл.(b - 2^{**} - 2^* - 3' - j - c - b)$.

Следует отметить, что только энтропийно-цикловый подход позволяет выделить при анализе эндогенной и экзогенной составляющих отдельные виды потерь от необратимости в элементах, оказывающие различное влияние на экзогенную деструкцию эксергии. В работе [131] показано, что изменение гидравлического сопротивления испарителя в большей степени сказывается на величине $E_{D,k}^{кд-кМ}$, чем изменение гидравлического сопротивления конденсатора. Причем с ростом гидравлического сопротивления это различие только усиливается.

Эксергетические потери в испарителе $E_{D,исп}$ складываются из потерь $E_{D,k}^{\Delta T_u}$ в результате конечной разности температур в аппарате и потерь $E_{D,k}^{\Delta P_u}$ вследствие гидравлических сопротивлений

$$E_{D,исп} = E_{D,k}^{\Delta T_u} + E_{D,k}^{\Delta P_u}. \quad (4.9)$$

Для нахождения $E_{D,k}^{\Delta T_u}$ используем тот же прием, что и при оценке потерь в конденсаторе. Если пренебречь влиянием на величину $E_{D,исп}$ гидравлических сопротивлений (теоретический цикл), то потери от необратимости в испарителе будут состоять только из потерь за счет неравновесного теплообмена, поэтому $E_{D,исп} = E_{D,k}^{\Delta T_u}$. В этом случае площадь на T - s – диаграмме, эквивалентная этим потерям, будет равна $E_{D,k}^{\Delta T_u} = nл.(e - f - a - d - e)$.

В действительном цикле (с учетом влияния ΔP_u) потери в испарителе на T - s – диаграмме будут эквивалентны площади $E_{D,исп} = nл.(4 - 1 - a - z - 4)$.

Площадь, равная перерасходу работы на преодоление трения в испарителе, может быть получена вычитанием $nл.(4 - 1 - a - z - 4) - nл.(e - f - a - d - e) = nл.(4 - z - d - e - f - 1 - 4)$. Перестроим полученную площадь $nл.(4 - z - d - e - f - 1 - 4)$ в равновеликую ей площадь $nл.(f - 1'' - y - m - f)$. Положение т. 1'' определяется пересечением линии $i = const$, проведенной из т.1, и линии изотермы процесса испарения в теоретическом цикле.

Величина $E_{D,k}^{\Delta T_n}$ может быть найдена из выражения

$$E_{D,k}^{\Delta T_n} = m_{\text{хл}} T_{\text{ос}} \left[(s_e - s_f) - \frac{(i_e - i_f)}{T_s^{\text{ср}}} \right]. \quad (4.10)$$

Величина производства энтропии в испарителе вследствие наличия гидравлических сопротивлений по тракту движения хладагента [166]

$$\Delta s_{\text{исп}}^{\Delta P} = m_{\text{хл}} \left(s_1 - s_4 - 2,0 \frac{i_1 - i_4}{T_1 + T_4} \right). \quad (4.11)$$

Таким образом, выделенные составляющие эксергетических потерь в испарителе можно представить в виде площадей: $E_{D,k}^{\Delta P_n} = \text{нл.}(f - 1'' - y - m - f)$, а $E_{D,k}^{\Delta T_n} = \text{нл.}(e - f - a - d - e)$.

Эндогенная деструкция эксергии в испарителе $E_{D,\text{исп}}^{\text{EN}} = E_{D,\text{исп}} - E_{D,k}^{\text{кд-дп}}$. Величина $E_{D,k}^{\text{кд-дп}}$ представляет собой потери эксергии в испарителе, связанные с необратимыми процессами в предыдущих элементах (конденсаторе и дросселе).

На T - s – диаграмме $E_{D,k}^{\text{кд-дп}}$ эквивалентны площади $\text{нл.}(4 - z - d - e)$.

Таким образом, $E_{D,\text{исп}}^{\text{EN}} = \text{нл.}(d - e - 1 - a - d)$. Величина $E_{D,\text{исп}}^{\text{EN}}$ может быть также найдена как разность площадей $E_{D,\text{исп}}^{\text{EN}} = \text{нл.}(t - 4 - u - v - e - d - c - t) - \text{нл.}(4 - z - d - e)$.

Эндогенная деструкция эксергии в компрессоре $E_{D,\text{км}}^{\text{EN}} = E_{D,k}^{\text{кд-км}} - E_{D,k}^{\text{исп-км}}$.

Потери эксергии в компрессоре, обусловленные необратимостью процессов в испарителе $E_{D,k}^{\text{исп-км}}$, эквивалентны площади $\text{нл.}(1 - a - a' - w)$.

Величина $E_{D,k}^{\text{исп-км}}$ определяется из соотношений

$$E_{D,k}^{\text{исп-км}} = m_{\text{хл}} [(T_s - T_{1-1*})(s_w - s_1)], \quad (4.12)$$

$$T_{1-1*} = (i_{1*} - i_1)/(s_{1*} - s_1).$$

Эндогенная деструкция в компрессоре $E_{D,\text{км}}^{\text{EN}}$ находится как разность площадей

$$E_{D,км}^{EN} = nл(b' - b - m - n - b') - nл(b - 2s - 2 - b') - nл(1 - a - a' - w).$$

Потери от необратимости, связанные с диссипативными явлениями в трубопроводах обвязки элементов ХМ, можно рассматривать как потери вследствие дросселирования [167]

$$E_{D,тр}^{\Delta P} = m_{хл} T_{ос} (s_j - s_j^{\Delta P}), \quad (4.13)$$

где s_j и $s_j^{\Delta P}$ – значения энтропии в конце процесса в соответствующих точках теоретического и действительного цикла.

Потери эксергии в регенеративном теплообменнике (РТ) являются проявлением структурной необратимости в схеме и принципиально неустранимы. Процесс в РТ графически не идеализируется и не отображается на $T-s$ – диаграмме. Потери в РТ не анализируются с позиции эндогенной и экзогенной составляющих.

Эксергетические потери в дроссельном вентиле также связаны исключительно со структурой технологической схемы ХМ и являются неустранимыми. Энтропийно-цикловый подход не позволяет разделить их на эндогенную и экзогенную составляющие. Для этого может быть использован метод построения гибридных циклов [46, 48].

При определении устранимой и неизбежной частей эксергетических потерь идеализация процесса дросселирования также является искусственным приемом, однако в этом случае при построении идеализированного цикла следует учесть, что его холодопроизводительность должна быть больше на величину, необходимую для компенсации собственных потерь в дросселе.

На рис. 4.3 представлен идеализированный цикл ($1_{и} - 2_{и} - 2_{и}^* - 3_{и} - 4_{и}$). Границами этого цикла являются изотермы, соответствующие температурам хладоносителя на выходе из испарителя T_{s2} и теплоносителя на выходе из конденсатора T_{w2} . Теоретический цикл ($1_{т} - 2_{т} - 2_{т}^* - 3_{т} - 4_{т}$) строится в предположении, что нижняя температурная граница в цикле на 0,5 К ниже T_{s2} , а верхняя на 0,5 К выше T_{w2} . Таким образом, считается, что существует идеальный контакт обменивающихся сред. Кроме того, вводится допущение, что процесс сжатия осуществляется при максимально достижимом для современных компрессоров значении изоэнтропного КПД $\eta_{is} = 96\%$ и без теплотерь с поверхности корпуса компрессора.

Неизбежная часть деструкции эксергии в действительном цикле $E_{D,k}^{UN}$ равна разности между работами в теоретическом ($1_T - 2_T - 2_T^* - 3_T - 4_T$) и идеализированном циклах ($1_{и} - 2_{и} - 2_{и}^* - 3_{и} - 4_{и}$).

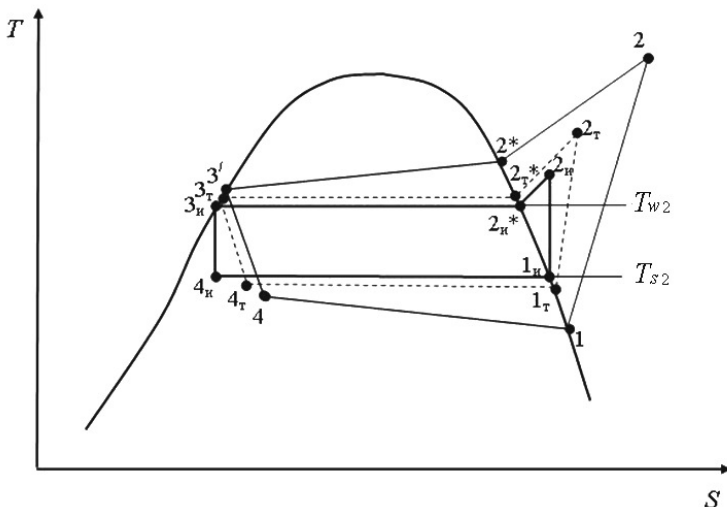


Рис. 4.3. Графоаналитический способ определения неизбежной части деструкции эксергии в действительном цикле ХМ

Для проверки работоспособности предложенной методики нами проведен структурный термодинамический анализ водоохлаждающей ХМ. Установка включает в себя пластинчатый испаритель, ребристотрубный конденсатор с воздушным охлаждением и поршневой компрессор. Хладагентом является R22. Расход воздуха через конденсатор $m_w = 2$ кг/с, расход воды через испаритель $m_s = 0,9$ кг/с, температура окружающей среды $T_{oc} = 30$ °С, давление $P_{oc} = 101$ кПа. Остальные исходные данные для анализа приведены в табл. 4.1, в которой: Q_0 и Q_T – холодо- и теплопроизводительность установки; T_{w1} , T_{w2} – температуры воздуха на входе и выходе из конденсатора; T_{s1} , T_{s2} – температуры воды на входе и выходе из испарителя. В качестве варьируемого параметра принималась величина перегрева в испари-

теле. Расчет термодинамических свойств R22 проведен при помощи базы данных REFPROP 7.0 [138].

Таблица 4.1 – Исходные данные для термодинамического анализа ХМ

Параметр	Ед. измер.	Перегрев в испарителе $\Delta T_{\text{пер}}$, К				
		5	7,5	10	12,5	15
$m_{\text{хл}}$	кг/с	0,1005	0,0929	0,0852	0,0778	0,0709
$N_{\text{км}}$	кВт	4,59	4,5	4,41	4,32	4,27
Q_0	кВт	15,92	14,98	13,9	12,84	11,82
$Q_{\text{т}}$	кВт	20,2	19,2	18	16,9	15,8
$T_{\text{w}2}$	К	313,29	312,86	312,21	311,66	311,13
$T_{\text{w}1}$	К	302,85	302,85	302,85	302,85	302,85
$T_{\text{s}2}$	К	280,75	281,00	281,30	281,60	281,88
$T_{\text{s}1}$	К	285,15	285,15	285,15	285,15	285,15

Рассмотрим результаты структурного термодинамического анализа ХМ. На рис. 4.4 приведен характер распределения различных видов потерь от необратимости в испарителе и конденсаторе.

Как можно видеть из рис. 4.4 б, в конденсаторе и испарителе имеет место различный характер изменения потерь эксергии вследствие влияния гидравлических сопротивлений по тракту циркуляции хладагента. При перегреве в 10 К затраты подведенной эксергии, связанные с компенсацией необратимости процесса трения в испарителе, будут больше, чем в конденсаторе.

С другой стороны, при этой же величине перегрева характер распределения потерь в результате теплообмена несколько иной (рис. 4.4 а). Потери в конденсаторе здесь больше, чем в испарителе. Этот вывод важен для проведения дальнейшего термозкономического анализа, в основе которого лежит, как известно, следующий постулат: *«стоимость потерянной единицы механической работы неэквивалентна стоимости потерянной единицы тепла»*.

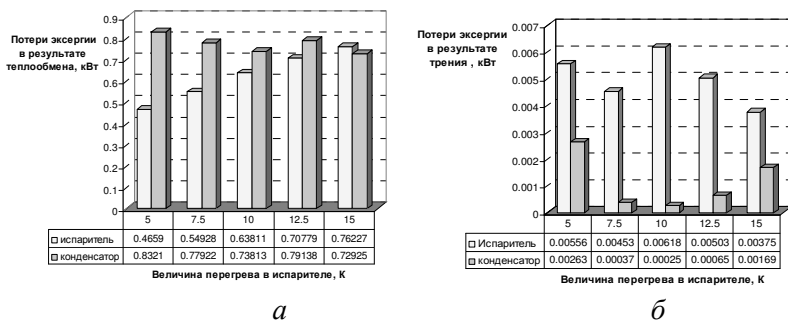


Рис. 4.4. Распределение эксергетических потерь в ХМ при изменении величины перегрева в цикле:

a – потери эксергии вследствие теплообмена; *б* – потери эксергии в результате гидравлических сопротивлений

Если за 100 % принять любые изменения необратимых потерь (как их увеличение, так и уменьшение) в цикле, вызванные варьированием некоторого параметра, то характер распределения потерь эксергии в элементах может быть представлен нормированной гистограммой (рис. 4.5).

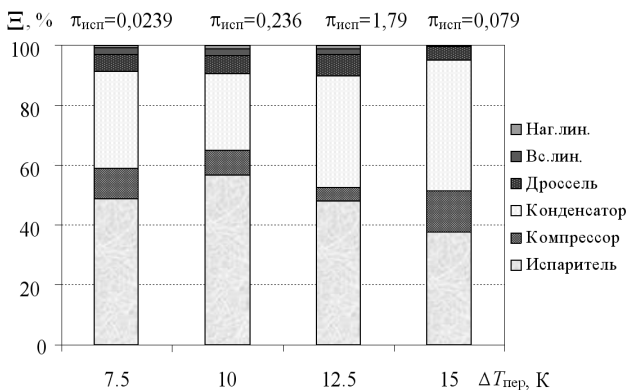


Рис. 4.5. Относительное изменение потерь эксергии в элементах ХМ при варьировании перегрева в испарителе

Величина Ξ показывает изменение потерь эксергии в элементах ХМ, выраженное в долях относительно суммарного их изменения. На рисунке также показаны значения структурного коэффициента $\pi_{i,k}$ для испарителя.

Анализ диаграммы позволил сделать следующие выводы. Когда величина $\Delta T_{\text{пер}} = 12,5 \text{ К}$, то увеличение потерь эксергии в испарителе не компенсируется уменьшением потерь в других элементах. Поэтому такой режим работы испарителя является термодинамически наименее эффективным для всей системы. Увеличение $\Delta T_{\text{пер}}$ до 15 К в меньшей степени сказывается на изменении потерь эксергии в испарителе, однако в большей степени в остальных элементах. Таким образом, потери эксергии в испарителе компенсируются за счет изменения потерь в остальных элементах.

Влияние эксергетических потерь в одном элементе на потери эксергии в другом элементе при варьировании показателя рассматриваемого процесса нами оценивалось с помощью коэффициента влияния потерь

$$\omega_{k,i} = \left(\frac{\partial E_{D,(k+1)}}{\partial E_{D,k}} \right)_{x_{k,i} = \text{var}}, \quad (4.14)$$

где $E_{D,(k+1)}$ – эксергетические потери в смежном элементе схемы.

Установлено, что с увеличением жесткости структурных связей при уменьшении $\pi_{k,i}$ величина $\omega_{k,i}$ для испарителя увеличивается.

Анализ рис. 4.5 позволяет сделать также и другой вывод, связанный с понятиями об эндогенной $E_{D,k}^{EN}$ и экзогенной $E_{D,k}^{EX}$ составляющих деструкции эксергии. Как известно, под $E_{D,k}^{EN}$ понимается та часть деструкции эксергии в рассматриваемом элементе, которая не зависит от изменения деструкции в других элементах. Следовательно, при изменении показателя процесса в рассматриваемом элементе (в нашем случае это $\Delta T_{\text{пер}}$) в остальных элементах меняется только экзогенная часть, в то время как в нем самом происходит изменение обеих составляющих деструкции эксергии. При малом значении $\pi_{i,k}$ изменение $E_{D,k}^{EX}$ в системе больше. Следует отметить, что результаты анализа чувствительности в существенной мере зависят от выбора варьируемого параметра, поэтому окончательные выводы относительно силы межэлементных связей можно сделать после того, когда будут проварьированы параметры процессов всех основных элементов.

Изменение эксергетической холодопроизводительности оценивается с помощью коэффициента потерь эксергии продукта [168]

$$\alpha^{\text{прод}} = \frac{\Delta E_{D,k}}{\Delta E_{Q_0}}, \quad (4.15)$$

где $\Delta E_{D,k}$ – изменение деструкции эксергии в элементе ХМ;
 ΔE_{Q_0} – изменение эксергетической холодопроизводительности

$$\Delta E_{Q_0} = \Delta Q_0 \left(\frac{T_{\text{ос}}}{T_0} - 1 \right).$$

На рис. 4.6 показано изменение коэффициента потерь эксергии продукта при увеличении перегрева, из которого видно, что при $\Delta T_{\text{пер}} = 10$ К значение $\alpha^{\text{прод}}$ для конденсатора минимально, т. е. имеет место наименьшее влияние потерь эксергии в конденсаторе на уменьшение эксергетической холодопроизводительности вследствие роста перегрева.

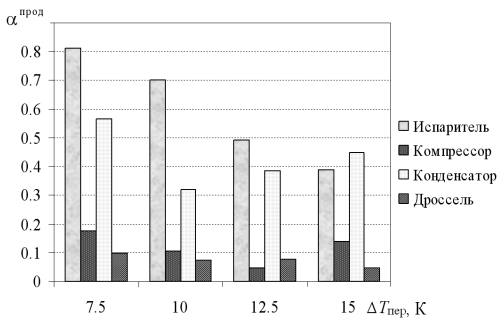


Рис. 4.6.

Изменение коэффициента потерь эксергетической холодопроизводительности $\alpha^{\text{прод}}$ при варьировании перегрева в испарителе

При проведении эксергетического анализа часто используется показатель относительной деструкции эксергии

$$\chi_k = \frac{E_{D,k}}{E_{D,\text{сум}}} \cdot 100 \% .$$

Следует отметить, что для усовершенствования ХМ результаты анализа по показателю χ_k мало информативны, а вопрос о том, какой элемент термодинамически самый неэффективный, для стандартной структуры ХМ неактуален, поскольку традиционный эксергетический анализ дает на него вполне однозначный ответ – это компрессор.

Использование показателя χ_k в большей степени целесообразно при сравнении эффективности неподобных элементов в сложных нестандартных схемах ХМ. Для стандартной схемы ХМ этот анализ необходим для упрощенной оценки межэлементных связей при изменении режима работы системы. Из рис. 4.7 видно, что с ростом величины перегрева происходит увеличение относительных эксергетических потерь χ_k в испарителе и уменьшение их в остальных элементах.

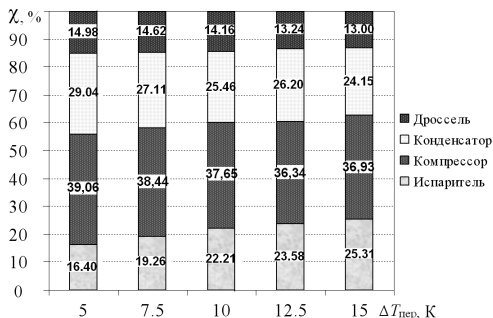


Рис. 4.7. Изменение относительных эксергетических потерь в элементах ХМ при варьировании перегрева

Для анализа совершенства процесса теплопередачи в испарителе и конденсаторе используется число единиц деструкции эксергии [169] $N_T = \frac{E_{D,k}}{T_{oc}(m \cdot c)_{min}}$, где $(m \cdot c)_{min}$ – меньшая эквивалентная теплоемкость теплоносителя в теплообменнике.

На рис. 4.8 приведена зависимость N_T для испарителя и конденсатора при изменении величины перегрева. Как видно из рисунка, характер изменения N_T для испарителя и конденсатора противоположен.

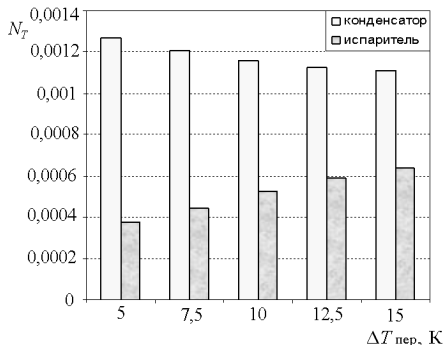


Рис. 4.8. Число единиц деструкции эксергии в испарителе и конденсаторе

Дальнейший анализ ХМ должен дать ответ на вопрос, насколько реально могут быть снижены потери эксергии при изменении конструктивных или режимных параметров данной системы. Это возможно только путем выделения в системе устранимой E_D^{AV} и неизбежной E_D^{UN} составляющих деструкции эксергии. На рис. 4.9 приведен характер распределения в процентном соотношении величин E_D^{AV} и E_D^{UN} при изменении $\Delta T_{пер}$. Как можно видеть на представленной гистограмме, с увеличением $\Delta T_{пер}$ доля устранимой деструкции эксергии возрастает.

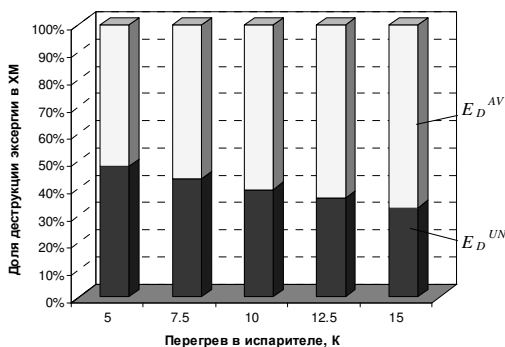


Рис. 4.9. Изменение устранимой и неизбежной доли деструкции эксергии в ХМ при варьировании перегрева

В табл. 4.2 представлены значения устранимой $E_{D,k}^{AV}$ и неизбежной $E_{D,k}^{UN}$ составляющих деструкции для каждого элемента ХМ.

Таблица 4.2 – Изменение $E_{D,k}^{AV}$ и $E_{D,k}^{UN}$ в элементах ХМ при увеличении перегрева

$\Delta T_{пер}$	$E_{D,исп}^{AV}$	$E_{D,исп}^{UN}$	$E_{D,км}^{AV}$	$E_{D,км}^{UN}$	$E_{D,кд}^{AV}$	$E_{D,кд}^{UN}$	$E_{D,др}^{UN}$	$E_{D,др}^{UN*}$
К	кВт							
5	0,040	0,441	1,170	0,167	0,253	0,588	0,236	0,197
7,5	0,143	0,413	1,169	0,162	0,257	0,539	0,234	0,185
10	0,263	0,380	1,166	0,157	0,295	0,470	0,234	0,177
12,5	0,365	0,348	1,159	0,153	0,327	0,415	0,232	0,169
15	0,448	0,318	1,186	0,149	0,369	0,365	0,228	0,166

Анализ результатов расчета, приведенных в табл. 4.2, позволил сделать следующие выводы. С ростом перегрева доля устранимой деструкции эксергии в испарителе $E_{D,исп}^{AV}$ возрастает

с 8,3 до 54 % , в конденсаторе $E_{D,кд}^{AV}$ она также увеличивается с 30 до 50,2 %, однако для компрессора устранимая часть деструкции $E_{D,км}^{AV}$ снижается с 87 до 50,7 %.

Как было уже отмечено выше, деструкция эксергии в дросселе является принципиально неустранимой. Однако она также может зависеть от несовершенства процессов в других элементах. Внешне зависимая неустранимая деструкция в дросселе $E_{D,др}^{UN*}$ может быть получена путем анализа процессов дросселирования в действительном и теоретическом цикле (рис. 4.2). Разность деструкции в дросселе для теоретического и действительного циклов определяет величину $E_{D,др}^{UN*}$.

Для нахождения $E_{D,k}^{EN}$ и $E_{D,k}^{EX}$ нами использовались два подхода. Это предложенный выше графоаналитический энтропийно-цикловый подход и, так называемый, инженерный подход, рассмотренный в работе [46]. Оба подхода имеют как преимущества, так и недостатки. Одним из главных достоинств графоаналитического подхода является то, что для определения $E_{D,k}^{EN}$ и $E_{D,k}^{EX}$ фактически необходимо иметь данные эксперимента только для одного режима.

Таблица 4.3 – Значения эндогенной и экзогенной деструкции эксергии

Элемент	$E_{D,k}$	$E_{D,k}^{EN}$	$E_{D,k}^{EX}$
	кВт		
Компрессор	1,122	0,465	0,675
Конденсатор	0,834	0,666	0,174
Испаритель	0,471	0,455	0,016

В табл. 4.3 приведены значения $E_{D,k}^{EN}$ и $E_{D,k}^{EX}$ для режима работы ХМ при $\Delta T_{пер} = 5$ К, вычисленные с помощью энтропийно-циклового подхода.

Следует отметить, что нами был несколько изменен алгоритм расчета $E_{D,k}^{EN}$ и $E_{D,k}^{EX}$ в рамках инженерного подхода [46].

Известно [10, 39, 40], что эксергетические КПД элементов взаимосвязаны между собой сложными нелинейными зависимостями, поэтому при изменении режима работы одного элемента изменяются КПД остальных элементов. Таким образом, использование инженерного подхода к вычислению $E_{D,k}^{EN}$ и $E_{D,k}^{EX}$ требует проведения многовариантных расчетов при постоянном эксергетическом КПД k -го компонента, когда все остальные па-

параметры изменяются. При этом каждый раз должен варьироваться параметр, определяющий процесс в рассматриваемом компоненте, а само значение КПД должно находиться методом разделения в системе эксергетических потоков по качественному признаку «продукт» и «топливо» элемента, что излишне перегружает сам анализ. При ограниченной исходной информации о степени влияния КПД каждого процесса на эффективность всей системы нами предлагается следующая схема расчета $E_{D,k}^{EN}$ и $E_{D,k}^{EX}$.

Для определения $E_{D,k}^{EN}$ и $E_{D,k}^{EX}$ в k -м компоненте методом линейной регрессии были получены зависимости между КПД всех элементов ХМ, суммарными потерями $E_{D,сум}$ в системе и потерями в остальных элементах $E_{Dост.} = E_{D,сум} - E_{D,k}$, исключая потери в рассматриваемом k -ом элементе. Далее по полученным зависимостям, фиксируя значения всех КПД, определены значения $E_{Dост.}$ при варьируемых $E_{D,сум}$ для k -го элемента и построены линейные зависимости $E_{D,сум}$ от $E_{Dост.}$, соответствующие рассматриваемым режимам. Таким образом, мы дважды воспользовались методом линейной регрессии, вначале для получения зависимости $E_{Dост.} = f(E_{D,сум}, \eta_{исп}^{экс}, \eta_{км}^{экс}, \eta_{кд}^{экс})$, а затем для нахождения коэффициентов уравнения $E_{D,сум} = bE_{Dост.} + E_{D,k}^{EN}$ в каждом режиме.

В табл. 4.4 приведены исходные данные для получения линейных зависимостей $E_{Dост.} = f(E_{D,сум}, \eta_{исп}^{экс}, \eta_{км}^{экс}, \eta_{кд}^{экс})$ для основных элементов рассматриваемой ХМ.

Таблица 4.4 – Исходные данные для расчета $E_{D,k}^{EN}$ и $E_{D,k}^{EX}$

Режим		1	2	3	4	5
$\Delta T_{пер}, K$		5	7,5	10	12,5	15
$E_{D,сум}, кВт$		2,874	2,876	2,900	3,023	3,027
Испаритель	$\eta_{исп}^{экс}$	0,891	0,870	0,845	0,826	0,810
	$E_{D,исп}$	0,471	0,553	0,644	0,712	0,766
Компрессор	$\eta_{км}^{экс}$	0,742	0,741	0,738	0,732	0,724
	$E_{D,км}$	1,122	1,105	1,092	1,098	1,117
Конденсатор	$\eta_{кд}^{экс}$	0,808	0,817	0,823	0,806	0,819
	$E_{D,кд}$	0,834	0,779	0,738	0,792	0,730

Значения эксергетических КПД получены на основе энтропийно-циклового метода анализа с использованием известного уравнения $\eta_k^{\text{экс}} = 1 - E_{D,k} / N_{\text{км}}$.

На рис. 4.10 – 4.12 представлены зависимости $E_{D,\text{сум}}$ от $E_{D\text{ост.}}$ для испарителя, компрессора и конденсатора при заданных температурах перегрева в испарителе. Точками на рисунках обозначены исходные данные (см. табл. 4.4).

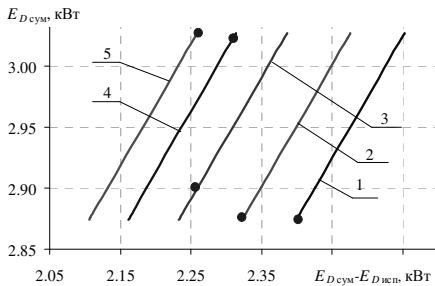


Рис. 4.10. Зависимости $E_{D,\text{сум}}$ от $E_{D\text{ост.}}$ для испарителя:
 1 – $\Delta T_{\text{пер}}=5$ К; 2 – $\Delta T_{\text{пер}}=7,5$ К;
 3 – $\Delta T_{\text{пер}}=10$ К; 4 – $\Delta T_{\text{пер}}=12,5$ К;
 5 – $\Delta T_{\text{пер}}=15$ К

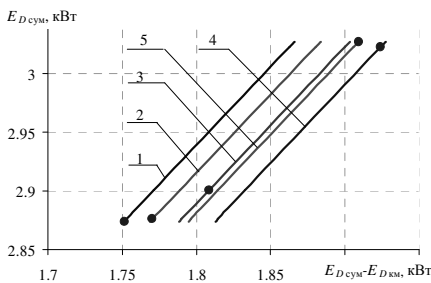


Рис. 4.11. Зависимости $E_{D,\text{сум}}$ от $E_{D\text{ост.}}$ для компрессора
 (Обозначения см. на рис. 4.10)

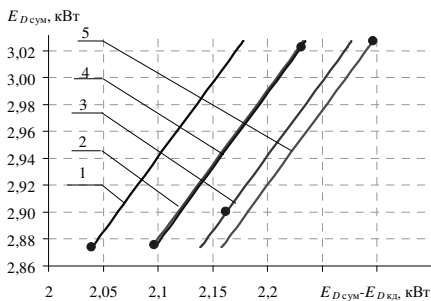


Рис. 4.12. Зависимости $E_{D,\text{сум}}$ от $E_{D\text{ост.}}$ для конденсатора:
 (Обозначения см. на рис. 4.10)

В табл. 4.5 приведены значения эндогенной составляющей деструкции эксергии k -го компонента, определенные по рис. 4.10 – 4.12.

Таблица 4.5. – Эндогенная часть деструкции эксергии в элементах

$\Delta T_{\text{пер}},$ К	$E_{D,\text{исп}}^{\text{EN}},$ кВт	$\frac{E_{D,\text{исп}}^{\text{EN}}}{E_{D,\text{исп}}}, \%$	$E_{D,\text{км}}^{\text{EN}},$ кВт	$\frac{E_{D,\text{км}}^{\text{EN}}}{E_{D,\text{км}}}, \%$	$E_{D,\text{кд}}^{\text{EN}},$ кВт	$\frac{E_{D,\text{кд}}^{\text{EN}}}{E_{D,\text{кд}}}, \%$
5	0,47	100	0,53	47,2	0,61	73,1
7,5	0,55	100	0,51	46,2	0,55	70,6
10	0,64	100	0,48	44,0	0,50	67,8
12,5	0,71	100	0,45	41,0	0,55	69,4
15	0,77	100	0,47	42,1	0,48	65,8

Как видно из таблицы, потери эксергии в испарителе $E_{D,\text{исп}}$ состоят только из $E_{D,k}^{\text{EN}}$. Это согласуется с результатами работ [46, 48], в которых отмечается, что инженерный подход в отличие от термодинамического подхода дает значения доли экзогенной части деструкции эксергии в общих потерях в элементе не более 1 %.

Проведенный структурный термодинамический анализ ХМ показал, что значительная часть деструкции эксергии в компрессоре (более 50 %) преимущественно связана с неэффективностью смежных элементов схемы. Для конденсатора экзогенная составляющая деструкции эксергии не превышает 30 %. Более 98 % деструкции эксергии в испарителе составляет эндогенная ее часть. Анализ показателей чувствительности цикла показал, что с увеличением жесткости структурных связей в схеме ХМ экзогенная деструкция эксергии в элементе изменяется больше, чем эндогенная, а коэффициент взаимовлияния потерь увеличивается.

Формализация результатов анализа, т. е. перевод их в практическую плоскость для эксплуатационной диагностики, требует введения дополнительных процедур, устанавливающих связь между изменением составляющих деструкций эксергии и изменением конкретных измеряемых параметров в установке. Далее создаются диагностические карты возможных аномалий в работе установки с соответствующим им распределением составляющих деструкций эксергии в элементах.

4.2. Методика структурной термoeкономической диагностики пароконпрессорной ХМ

Известно [6], что стоимости термической и механической составляющей физической эксергии не равны, поэтому для корректного определения стоимости потока эксергии, проходящего через элементы ХМ, в методике предусмотрена процедура разделения эксергии на термическую и механическую составляющие. В связи с этим элементы ХМ можно подразделить на: потребляющие механическую эксергию и генерирующие термическую (компрессор); потребляющие термическую эксергию (конденсатор и испаритель); производящие термическую эксергию, но не потребляющий механическую (дрессель).

Термическая эксергия возникает при условии $T \neq T_{oc}$, а механическая при $P \neq P_{oc}$, где T_{oc} и P_{oc} температура и давление окружающей среды.

Термическая часть эксергии потока определяется по следующему выражению [47, 168, 170]

$$E_i^T = m_{xл} \left[(i_i - i_i^M) - T_{oc} (s_i - s_i^M) \right]. \quad (4.16)$$

где $i_i = f(T_i, P_i)$, $i_i^M = f(T_{oc}, P_i)$ – энтальпии хладагента в i -ых точках цикла, кДж/кг; $s_i = f(T_i, P_i)$, $s_i^M = f(T_{oc}, P_i)$ – энтропии хладагента в i -ых точках цикла, кДж/(кг·К).

Механическая часть эксергии потока находится как [47, 168, 170]

$$E_i^M = m_{xл} \left[(i_i^M - i_{oc}) - T_{oc} (s_i^M - s_{oc}) \right], \quad (4.17)$$

где i_{oc} , s_{oc} – энтальпия и энтропия хладагента при T_{oc} и P_{oc} .

Суммируя выражения (4.16) и (4.17), получаем полную эксергию потока

$$E_i = E_i^M + E_i^T = m_{xл} \left[(i_i - i_{oc}) - T_{oc} (s_i - s_{oc}) \right]. \quad (4.18)$$

Эксергия и анергия хладагента в характерных точках цикла находятся по формулам

$$B_i = m_{xл} [i_i - T_{oc} \cdot s_i], \quad (4.19)$$

$$An_i = m_{xл} [T_{oc} (s_i - s_{oc}) + i_{oc}], \quad (4.20)$$

а анергия теплового потока, как

$$An_Q = Q \frac{T_{oc}}{T}. \quad (4.21)$$

Для определения термической и механической составляющих эксергии по уравнениям (4.16) и (4.17) на $T-s$ – диаграмме (рис. 4.13) схематично показано определение s_i^M , i_i^M , s_0 и i_0 . Поскольку термическая составляющая эксергии – это аналог теплоты, отведенной при $P_i = \text{const}$ от T_i до T_{oc} , а механическая – это работа изотермического расширения от P_i до P_{oc} при $T_{oc} = \text{const}$, то, согласно рекомендациям работы [170], s_i^M и i_i^M находятся на пересечении $P_i = \text{const}$ с изотермой T_{oc} , а s_0 и i_0 определяются на пересечении изобары $P_{oc} = \text{const}$ с изотермой $T_{oc} = \text{const}$.

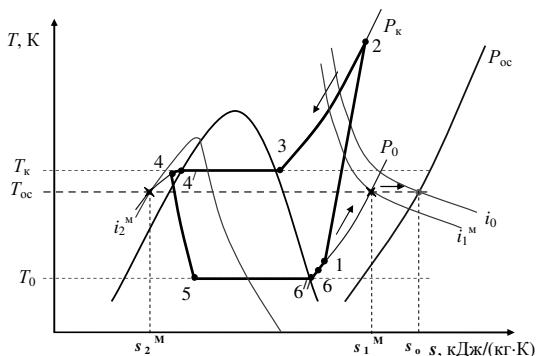


Рис. 4.13. Цикл ХМ и схема определения s_i^M , i_i^M , s_0 и i_0

На рис. 4.14 показана принципиальная схема ХМ.

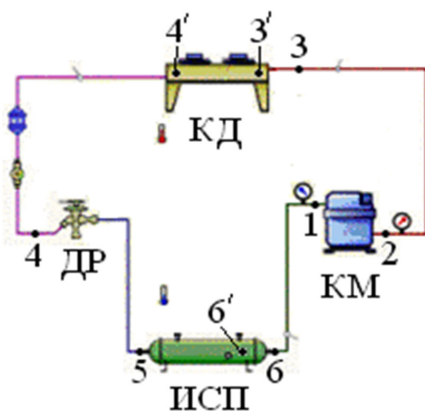


Рис. 4.14. Принципиальная схема водоохлаждающей ХМ

В табл. 4.6 приведены основные зависимости для проведения углубленного эксергетического анализа ХМ с учетом разделения потока эксергии.

Таблица 4.6. – Основные расчетные зависимости для эксергетического анализа ХМ

Компрессор	Конденсатор	Испаритель	Дроссель
Расчет термической E_k^T и механической эксергии E_k^M			
$E_{KM}^T = E_2^T - E_1^T$, $E_{KM}^M = E_2^M - E_1^M$	$E_{конд}^T = E_2^T - E_{4'}^T$ $E_{конд}^M = E_2^M - E_{4'}^M$	$E_{исп}^T = E_5^T - E_6^T$ $E_{исп}^M = E_5^M - E_6^M$	$E_{др}^T = E_5^T - E_4^T$ $E_{др}^M = E_4^M - E_5^M$
Деструкция эксергии $E_{D,k}$			
$E_{D,км} = N_{км} - (B_2 - B_1)$	$E_{D,кд} = (B_2 - B_{4'}) -$ $- Q_{т} \left(1 - \frac{T_{oc}}{T_{сп}} \right)$	$E_{D,исп} = (B_5 - B_6) -$ $- Q_0 \left(1 - \frac{T_{oc}}{T_{сп}} \right)$	$E_{D,др} = m_{хл} T_{oc} (s_5 - s_4)$

Для оценки термодинамической эффективности нами использовали следующие показатели:

– эксергетический КПД элемента [5, 6, 75]

$$\eta_k^{экс} = \frac{E_{P,k}}{E_{F,k}}, \quad (4.22)$$

где $E_{P,k}$ – эксергия «продукта» элемента; $E_{F,k}$ – эксергия «топлива» элемента;

– потенциал улучшения термодинамической эффективности элемента (показатель Ван Гула) [171]

$$IP = (1 - \eta_k^{экс}) E_{D,k} \cdot 100\% ; \quad (4.23)$$

– коэффициент потребления эксергии в элементе

$$\phi_k = \frac{E_{F,k}}{N_{км} + E_{Q_0}} \cdot 100\% , \quad (4.24)$$

где E_{Q_0} – эксергетическая холодопроизводительность.

По результатам термодинамического анализа водоохлаждающей ХМ холодопроизводительностью 15,9 кВт (хладагент R22) были построены диаграммы Грассмана и Ле-Гоффа

(рис. 4.15). Исходные данные для анализа ХМ приведены нами в подразделе 4.1.

Анализ диаграммы Грассмана показал, что в рассматриваемой ХМ внутри элементов схемы циркулирует значительная эксергия потока (поток E_1), которая превышает результирующую затраченную эксергию системы. Практически это выражается в том, что эксергетические КПД элементов ХМ значительно выше общего КПД системы $\eta_{\text{экс}}$. Так, например, $\eta_{\text{км}}^{\text{экс}} = 0,713$; $\eta_{\text{конд}}^{\text{экс}} = 0,392$; $\eta_{\text{исп}}^{\text{экс}} = 0,732$; $\eta_{\text{др}}^{\text{экс}} = 0,794$, а $\eta_{\text{экс}} = 0,238$. Таким образом, установке в целом характерна низкая эффективность, но в тоже время в ней имеется определенный резерв для повышения термодинамической эффективности. Количественная оценка этого резерва и определение возможных путей реконструкции ХМ проводится с использованием показателя Ван Гула и диаграммы Ле-Гоффа.

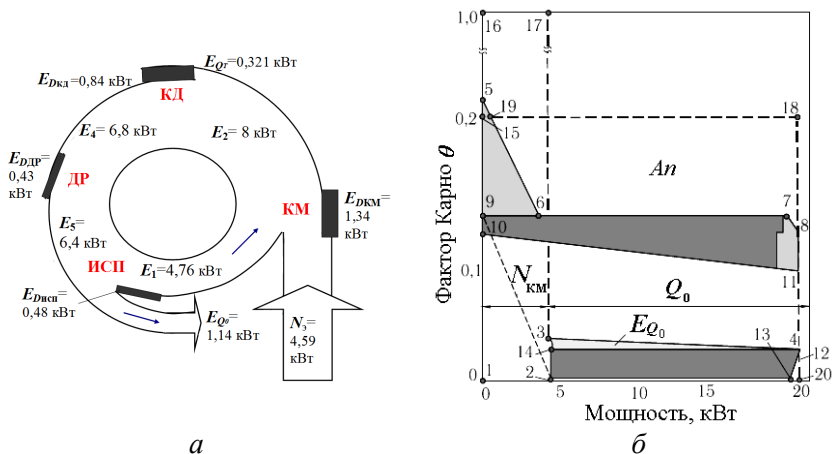


Рис. 4.15. Эксергетические диаграммы ХМ:
 а – Грассмана; б – Ле-Гоффа

В отличие от эксергетической диаграммы Грассмана, в которой рассматриваются только параметры на входе и выходе из элементов, приведенная на рис. 4.15 б Q - θ диаграмма Ле-Гоффа позволяет оценить вклад различных участков по сечению теплообменных аппаратов в общие затраты эксергии в ХМ. При по-

строении диаграммы использовались результаты позонного расчета гидравлических и теплообменных процессов в испарителе и конденсаторе, выполненные с помощью методики, предложенной в работе [105], а также с учетом рекомендаций более ранней работы [135].

Правила построения диаграммы Ле-Гоффа подробно рассмотрены Т. В. Морозюк в работах [19, 73]. По оси абсцисс на $Q-\theta$ диаграмме (рис. 4.15 б) откладывалось количество теплоты Q в процессах цикла и мощность приводной энергии, а по оси ординат – температурный фактор Карно θ . Уровень $\theta = 0$ на диаграмме соответствует температуре испарения хладагента. Линия 5 - 6 - 7 - 8 – процесс в конденсаторе; 11 - 10 – нагрев охлаждающего конденсатор теплоносителя; 2 - 12 - 13 – процесс в испарителе; 3 - 4 – охлаждение хладоносителя в испарителе.

Деструкция эксергии в испарителе эквивалентна площади *пл.*(2-13-12-4-14). Эксергия E_{Q0} , отведенная в испарителе, равна площади *пл.*(3-4-14).

Эксергия, отводимая охлаждающим теплоносителем в конденсаторе в окружающую среду, описывается площадью *пл.*(1-20-11-10). Деструкция эксергии в конденсаторе эквивалентна площади фигуры *пл.*(10-5-6-7-8-11). Подводимая к компрессору механическая эксергия на $Q-\theta$ диаграмме выражается *пл.*(1-16-17-2).

Фигура площадью *пл.*(19-18-8-7-6) эквивалентна суммарной величине энергии An (непреобразованной энергии) в ХМ. Сложная фигура *пл.*(1-2-3-4-11-10) характеризует величину энергии теплоносителя. Тот факт, что на диаграмме Ле-Гоффа отображается величина непреобразованной энергии в установке и величины эксергетических потерь в элементах ХМ, позволяет использовать ее, как инструмент при реконструкции существующей схемы установки. Так, например, площадь фигуры *пл.*(1-2-3-4-11-10) может быть минимизирована за счет организации в схеме рециркуляции потоков эксергии включением в схему ХМ регенеративного теплообменника. В этом случае уменьшение затраченной эксергии привода компрессора отображается площадью фигуры *пл.*(1-2-9).

На рис. 4.16 представлена оценка термодинамической эффективности элементов ХМ по показателям ϕ и IP .

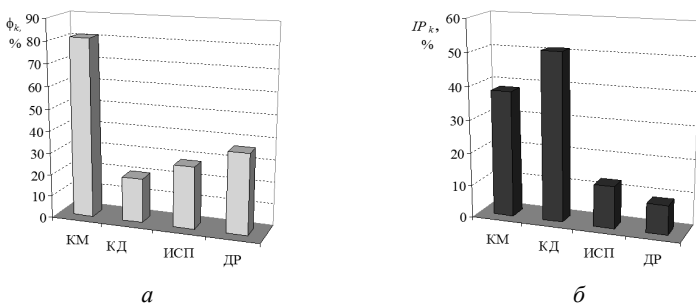


Рис. 4.16. Показатели термодинамической эффективности ХМ:
a – коэффициент потребления эксергии в элементах ХМ;
б – показатель Ван Гула

Как можно видеть из рисунка, конденсатор имеет самый низкий коэффициент потребления эксергии ϕ , однако при этом обладает потенциалом повышения термодинамической эффективности порядка 50 %. Это можно объяснить тем, что значительная доля деструкции эксергии в конденсаторе связана с другими элементами, т.е. является экзогенной [35]. Дроссель потребляет в виде эксергии «топлива» порядка 37 % от общей подведенной к установке эксергии, однако при этом имеет самый низкий показатель IP .

Ниже рассмотрим цели и задачи второго блока диагностики ХМ, в котором на основе эксергоэкономического анализа определяется стоимость произведенного установкой продукта (холода) с учетом стоимости каждого потока эксергии в системе. Согласно [74] эксергетическая стоимость ставится в соответствие каждому потоку в системе и выражается количеством денежных единиц, «переносимых потоком» за рассматриваемое время.

4.3. Формирование эксергетической стоимости холода на основе термозкономических моделей

Термозкономическая диагностика, являясь прикладной дисциплиной, рассматривает решение двух взаимосвязанных задач. Первая задача, как отмечалось ранее, заключается в выявлении причин снижения эффективности энергопреобразующих систем и поиске аномалий в работе ее элементов. Второй задачей является определение стоимости целевого продукта энергопреобра-

зующей системы с учетом степени термодинамического совершенства ее элементов. Эта задача тесным образом переплетается с одной из главных задач термoeкономики – задачей определения «естественной» или как ее еще называют «равновесной» цены продукта, свободной от конъюнктуры рынка. Как известно [172], используя только рыночный механизм определения стоимости, невозможно прогнозировать экономическое развитие любой отрасли (промышленность, коммунальный сектор, транспорт), стимулировать производство и внедрение дорогостоящих энергосберегающих технологий. Таким образом, решение второй задачи фактически позволяет заложить основы для формирования тарифов на выработанную тепловую и электрическую энергии, а также холод в зависимости от вида и, главное, «качества» генерирующей установки.

При проведении термoeкономической диагностики проводится декомпозиция эксергетических потоков в установке по их целевому признаку («топливо» – «продукт»). Декомпозиция позволяет получить чрезвычайно важную для исследователя информацию об изменении стоимости эксергии, переносимой внутри системы.

На основе схемы декомпозиции составляется термoeкономическая модель, представляющая собой уравнения стоимостного баланса выделенных зон, а также участков в технологической схеме установки. Однако, чтобы проследить процесс формирования стоимости целевого продукта, математической модели, описывающей физическую структуру установки, не достаточно. Ограниченность ранних работ по термoeкономике, например [62, 64], заключалась в том, что при формировании стоимости за основу принималась схема декомпозиции, состоящая из тех же потоков и компонентов, которые присутствуют в физической структуре установки. Таким способом затруднительно адекватно описывать диссипативные элементы в схеме. В ряде последних работ [61, 173] применен подход к декомпозиции, основанный на представлении эксергетических потоков в виде «топлива» и «продукта» элемента с учетом перераспределения внешних ресурсов (схема декомпозиции «топливо-продукт-остаток»).

Следует отметить, что в ранних работах конденсатор представлялся исключительно как диссипативный элемент,

функцией которого, в термодинамическом смысле, было «рассеивание теплоты», без которого «замкнуть» цикл нельзя. Очевидно, что в такой термодинамической трактовке функционального назначения конденсатора не представлялось возможным выделить его целевой продукт.

Введение Х. Франгопулосом в 1987 году в термозкономический анализ новой функции $S_i^{\text{her}} = -T_{\text{oc}} \cdot m_{\text{хл}}(s_i - s_{\text{oc}})$, названной «негэнтропией», явилось большим шагом вперед в развитии теории эксергетической стоимости, поскольку это дало возможность выделять целевой продукт конденсатора паросиловой установки [56].

Ключевые положения негэнтропийного подхода к созданию схемы декомпозиции потоков, вытекающие из констатации известной сути термодинамических процессов в цикле и назначения элементов и блоков в схеме, следующие:

1. Процесс в конденсаторе происходит с уменьшением энтропии рабочего вещества, при котором система переходит от состояния с меньшей вероятностью (пар) в состояние с большей вероятностью (жидкость). Происходит своего рода «упаковка» рабочего вещества. Такая «упаковка» (фазовый переход) представляет собой «продукт» конденсатора, на получение которого затрачивается эксергия. В этом смысле конденсатор является поставщиком потока негэнтропии для других элементов, который необходим для того, чтобы скомпенсировать внутреннюю диссипацию энергии в цикле, и тем самым, затормозить движение системы в сторону термодинамического равновесия.

2. Наряду с потоком эксергии вводится поток негэнтропии, как фиктивный, поскольку он не соответствует направлению движения хладагента в гидравлическом контуре термотрансформатора.

3. Конденсатор является элементом, через который из системы в окружающую среду отводится генерируемая в цикле теплота, в том числе неиспользуемая теплота трения.

4. Стоимость остаточного потока, связанная с затратами на нагрев и отвод в окружающую среду от конденсатора неиспользуемого в системе потока, распределяется между элементами, в которых энтропия рабочей жидкости в процессе увеличивается. Распределение стоимости производится пропорционально деструкции эксергии в этих элементах.

В настоящее время можно обозначить три основных подхода к созданию схемы декомпозиции потоков и, соответственно, к формированию стоимости целевого продукта. Первый подход предусматривает выделение в схеме только потоков эксергии (E модель) [47]. Второй подход [173] использует негэнтропию в качестве фиктивного потока наряду с потоком эксергии ($E-S$ модель). Третий подход, предложенный в [174], рассматривает поток негэнтропии как компонент потока эксергии, т.е. разделяет эксергию на энтропийную и энтальпийную составляющие ($H - S$ модель).

Разрабатывая новые подходы к декомпозиции эксергетических потоков в термотрансформаторах, авторы [174], по сути, стараются преодолеть противоречие, связанное с корректной оценкой эффективности конденсатора и целевого продукта всей системы. Так, например, вычисление «продукта» конденсатора на основе использования понятия о негэнтропии в качестве фиктивного потока, присоединяемого к потоку эксергии, приводит к парадоксальному выводу: «продукт» в конденсаторе больше, чем его «топливо», а соответственно КПД конденсатора выше 100%. Это противоречие негэнтропийного подхода используют авторы работы [174], записывая уравнение для КПД конденсатора в виде соотношения между негэнтропией и энтальпией, которое в неявном виде показывает, что «продуктом» в нем является негэнтропия, а «топливом» – энтальпия. В этом случае возникает вопрос: что же является «топливом» конденсатора? Энтальпия? Или все же эксергия? На первый взгляд, представляется логически более последовательным считать, что для конденсатора негэнтропия – это «продукт», а энтальпия – это его «топливо» [174]. В качестве аргумента здесь выступает «железный» постулат термодинамики (в реальном цикле КПД элемента будет всегда меньше, чем 100 %).

Ответ на этот вопрос может быть получен только при детальном анализе преимуществ и недостатков термозкономических E , $H-S$ и $E-S$ моделей. Каждая модель основана на уравнении эксергетического баланса, записанного для элементов термодинамической системы. Однако при разделении эксергетических потоков на «топливо» и «продукт» в моделях имеются существенные отличия. Более того, эти понятия по-разному трактуются, а, следовательно, различаются подходы и в оценке сто-

имости этих потоков и в самой процедуре декомпозиции. Так в E и $E-S$ моделях производится разделение потоков эксергии E на термическую и механическую составляющие, а в $H-S$ модели на энтальпийную и энтропийную части.

В табл. 4.7 приведено сравнение основных термоэкономических моделей формирования стоимости целевого продукта.

Таблица 4.7.– Сравнение термоэкономических моделей

<i>E</i> модель	<i>H-S</i> модель	<i>E-S</i> модель	
Эксергетический баланс в каждом элементе термодинамической системы			
$\sum E_k^{\text{вх}} - \sum E_k^{\text{вых}} = E_{D,k} + E_{L,k}$			(4.25)
Разделение потоков на «топливо» и «продукт»			
$E_{F,k} = E_{P,k} + E_{D,k} + E_{L,k}$	$F_k = P_k + E_{D,k} + E_{L,k}$	$F_k = P_k + L_k$	(4.26)÷ (4.28)
Эксергия E_i представлена в виде суммы термической E_i^T и механической E_i^M эксергии	Эксергия E_i разделяется на энтальпийную и энтропийную составляющие	Эксергия E_i представлена в виде термической E_i^T и механической E_i^M частей. Вводится фиктивный поток негэнтропии.	
«Топливо» элемента			
$E_{F,k}$ – понижение эксергии при прохождении через элемент	F_k – понижение энтальпии и повышение энтропии при прохождении через элемент	F_k – понижение эксергии и негэнтропия	
«Продукт» элемента			
$E_{P,k}$ – все потоки эксергии, сопровождающиеся увеличением эксергии при прохождении через элемент	P_k – повышение энтальпии и понижение энтропии при прохождении через элемент	P_k – повышение эксергии и негэнтропия в диссипативном элементе	
Эксергетический КПД η_k элемента			
$\eta_k^{\text{экс}} = E_{P,k} / E_{F,k}$	$\eta_k^{\text{экс}} = P_k / F_k$	Не определяется через «топливо» и «продукт»	
Стоимостной баланс			
$c_{P,k} E_{P,k} = c_{F,k} E_{F,k} + Z_k$	$c_{P,k} P_k = c_{F,k} F_k + Z_k$	$c_{P,k} P_k = c_{F,k} F_k + Z_k$	(4.29)÷ (4.31)
Стоимость деструкции $c_{D,k}$			
Назначается равной $c_{D,k} = c_{F,k}$	Назначается равной $c_{D,k} = c_{F,k}$	Стоимость деструкции определяется из уравнения стоимостного баланса	

В таблице приняты следующие обозначения: $\sum E_k^{\text{вх}}$, $\sum E_k^{\text{вых}}$ – эксергетические потоки на входе в элемент и на выходе из него; L_k – неиспользуемый поток эксергии, в том числе уходящий из системы через диссипативный элемент; F_k и P_k – «топливо» и «продукт» элемента соответственно; $c_{P,k}$, $c_{F,k}$ – удельная стоимость «продукта» и «топлива», соответственно (грн/кВт); Z_k – инвестиционная стоимость оборудования, грн.

Для корректного сравнения результатов во всех моделях нами использовался единый подход к определению стоимости эксергетических потоков [5], в основе которого лежат известные правила P для «продукта» и F для «топлива» элемента. Согласно правилу P удельная стоимость термической части эксергии равна стоимости ее механической части. По правилу F стоимости входящих и выходящих потоков эксергии при прохождении через k -й элемент не изменяются и равны стоимости «топлива» этого элемента. При этом стоимости термической и механической частей могут различаться.

В настоящее время в мире принята методика экономической оценки систем генерации тепла или холода, в которой вклад капитальной составляющей в стоимость целевого продукта определяется из расчета возврата банковских инвестиций в проект. Таким образом нивелируется вклад капитальной составляющей в стоимость целевого продукта, что в целом должно способствовать более интенсивному внедрению дорогостоящих энергосберегающих технологий. Инвестиционная составляющая в стоимости продукта определяется из тех соображений, чтобы за срок эксплуатации установки банку была возвращена ссуда с учетом банковского процента [13].

$$Z_k = \bar{Z}_k \frac{r(1+r)^n}{(1+r)^n - 1}, \quad (4.32)$$

где \bar{Z}_k – исходная капитальная стоимость элемента; r – коэффициент дисконтирования (банковский процент); n – годы эксплуатации установки.

Остановимся подробнее на некоторых основных отличиях, преимуществах и недостатках этих моделей, которые собственно и определили столь разные подходы к декомпозиции. Так в E модели при переходе от эксергетического баланса (4.26, табл. 4.7) к стоимостному балансу (4.29, табл. 4.7) деструкция эксергии $E_{D,k}$ и потери эксергии в окружающую среду $E_{D,L}$ выпа-

дают из рассмотрения, т.е. наблюдается несоответствие эксергетических балансов со стоимостными. Стоимость деструкции при этом назначается директивно и равна удельной стоимости «топлива» элемента вне зависимости от природы возникновения деструкции $E_{D,k}$ и средств на ее устранение. Это не всегда верно, т.к. $E_{D,k}$ в одном элементе может быть обусловлена неэффективностью другого взаимосвязанного с ним элемента. Если же попытаться на основе выражения (4.26) записать стоимостной баланс, полагая, что удельная стоимость деструкции равна удельной стоимости «топлива» элемента, то это может привести к парадоксальному выводу, что чем больше $E_{D,k}$, тем меньше стоимость продукта:

$$c_{P,k}E_{P,k} = c_{F,k}(E_{F,k} - E_{D,k} - E_{L,k}) + Z_k.$$

Таким образом, основной недостаток E модели заключается в том, что нет четкой взаимосвязи между эксергетическими и стоимостными балансами, а это не позволяет определить реальную стоимость деструкции эксергии в элементе.

С целью устранения недостатков E модели была предложена E - S модель (см. табл. 4.7), в которой при разделении потоков на «топливо» и «продукт» подходят с иных позиций. В E - S модели эксергетический баланс включает следующие потоки: эксергия «топлива» элемента; эксергия «продукта» элемента; «потоки эксергии», которые безвозвратно покидают систему и в дальнейшем не участвуют в процессе формирования стоимости (4.28, табл. 4.7). Последние связаны только с диссипативными элементами, которые контактируют с окружающей средой. В стоимостном балансе деструкция эксергии, в зависимости от методов ее устранения, может рассматриваться либо как «топливо», либо как «продукт». В первом случае, она связана с повышением мощности на привод компрессора и увеличением эксплуатационных затрат. Во втором случае – это дополнительные инвестиционные вложения, направленные на устранение деструкции эксергии в элементе, связанные с его усовершенствованием.

Как было сказано выше, одним из недостатков E - S модели является сложность в определении КПД конденсатора. Как известно [10], оценка КПД конденсатора, основанная на тех же принципах, что и для обычных рекуперативных теплообменников, не имеет смысла, поскольку полезный эффект здесь не свя-

зан с повышением эксергии вещества. В. М. Бродянским был предложен косвенный способ вычисления КПД конденсатора через отношение реального КПД установки к ее фиктивному КПД, при вычислении которого принималось, что на вход конденсатора поступает пар, имеющий термическую эксергию равную нулю, т.е. $T = T_{oc}$.

Появление $H-S$ модели, по нашему мнению, связано, в основном, с недопониманием принципов составления схемы декомпозиции для $E-S$ модели. Несмотря на внешнюю схожесть с $E-S$ моделью (разделение потока эксергии E на энтальпийную и энтропийную части), она, по сути своей, является упрощенной E моделью, однако при этом утратившей все ее достоинства, такие как взаимосвязь потоков системы с окружающей средой (разделение потока эксергии E на термическую и механическую составляющие), а также учет потока термической эксергии после дросселя в качестве его «продукта».

От общего анализа перейдем к конкретному применению каждой из рассмотренных моделей на примере определения стоимости холода, выработанного парокomppressorной холодильной машиной (ХМ).

Разделение эксергетических потоков на «топливо» и «продукт» для элементов ХМ на основе E модели представлено в табл. 4.8.

Таблица 4.8. –Термодинамический анализ ХМ по E модели

<i>Компрессор</i>	<i>Конденсатор</i>	<i>Дроссель</i>	<i>Испаритель</i>
<i>Эксергия «топлива»</i>			
$E_{F,км} = N_{км} + E_1^T$	$E_{F,кд} = E_{кд}^T + E_{кд}^M$	$E_{F,др} = E_4^T + E_{др}^M$	$E_{F,исп} = E_{исп}^T + E_{исп}^M$
<i>Эксергия «продукта»</i>			
$E_{P,км} = (E_2^M - E_1^M) + E_2^T$	$E_{P,кд} = E_w^{BWX} - E_w^{BX}$	$E_{P,др} = E_5^T$	$E_{P,исп} = E_s^{BWX} - E_s^{BX}$

Поскольку в ХМ имеет место взаимовлияние потерь эксергии не только в последовательно расположенных элементах, но и в смежных, то при определении стоимости потока производить ее расчет последовательно от элемента к элементу, привязываясь к гидравлическому контуру циркуляции хладагента в ХМ, некорректно. При таком подходе накопление стоимости потока эксергии будет отражаться только на последующем элементе. Это является одним из «слабых» мест E модели.

В табл. 4.9 показано разделение эксергетических потоков на «топливо» и «продукт» на основе H - S и E - S моделей.

Таблица 4.9. –Сравнение H - S и E - S моделей

<i>H-S модель</i>	<i>E-S модель</i>
Эксергетический баланс компрессора: $E_{D,км} = N_{км} + E_1 - E_2$ (4.33)	
Разделение на «топливо» и «продукт» потоков E в компрессоре	
$E_{D,км} = N_{км} + H_1 - H_2 - T_{oc}(S_1 - S_2)$ <p style="text-align: center;">или</p> $E_{D,км} = [N_{км} + T_{oc}(S_2 - S_1)] - (H_2 - H_1)$	<p>Учитывая, что $E_{D,км} = T_{oc}(S_2 - S_1)$ запишем (4.33) в виде $T_{oc}(S_2 - S_1) = N_{км} + E_1 - E_2$ или $0 = (N_{км} + T_{oc}(S_1 - S_2)) - (E_2 - E_1)$</p> <p>Величина $S_{км}^{нег} = T_{oc}(S_1 - S_2)$</p>
«Топливо» и «продукт» компрессора	
$F_{км} = [N_{км} + T_{oc}(S_2 - S_1)] = N_{км} + S_{км}$ $P_{км} = (H_2 - H_1) = H_{км}$	$F_{км} = (N_{км} + S_{км}^{нег})$ $P_{км} = (E_2 - E_1) = E_{км}^T + E_{км}^M$
Эксергетический баланс конденсатора: $E_{D,кд} = E_2 - E_{4'} - E_{Q_k}$ (4.34)	
Разделение на «топливо» и «продукт» потоков E в конденсаторе	
$E_{D,кд} + E_{Q_k} = (H_2 - H_{4'}) - T_{oc}(S_2 - S_{4'})$	$E_{D,кд} = Q_k(1 - \theta_k) - T_{oc}(S_2 - S_{4'})$ $E_{Q_k} = Q_k \theta_k, \text{ из (4.34)}$ $Q_k(1 - \theta_k) - T_{oc}(S_2 - S_{4'}) = E_2 - E_{4'} - Q_k \theta_k, \text{ т.к.}$ $S_{кд}^{нег} = T_{oc}(S_{4'} - S_2), \text{ то } Q_k = E_2 - E_{4'} - S_{кд}^{нег}$
«Топливо» и «продукт» конденсатора	
$F_{кд} = (H_2 - H_{4'}) = H_{кд}$ $P_{кд} = T_{oc}(S_2 - S_{4'}) = S_{кд}$	$F_{кд} = E_2 - E_{4'} = E_{кд}^T + E_{кд}^M$ $P_{кд} = S_{кд}^{нег}$
Эксергетический баланс дросселя: $E_{D,др} = E_4 - E_5$ (4.35)	
Разделение на «топливо» и «продукт» потоков E в дросселе	
$E_{D,др} = (H_4 - H_5) + T_{oc}(S_5 - S_4)$	$T_{oc}(S_5 - S_4) = E_4 - E_5 = -E_{др}^T + E_{др}^M$ $S_{др}^{нег} = T_{oc}(S_4 - S_5), \text{ тогда } 0 = E_{др}^M + S_{др} - E_{др}^T$
«Топливо» и «продукт» дросселя	
<p>При таком разделении у дросселя нет продукта. Для разрешения этой задачи авторы вводят UFS метод разделения</p>	$F_{др} = E_{др}^M + S_{др}^{нег}$ $P_{др} = E_{др}^T$
Эксергетический баланс испарителя: $E_{D,исп} = E_5 - E_6 + E_{Q_0}$ (4.36)	
Разделение на «топливо» и «продукт» потоков E в испарителе	
$E_{D,исп} = T_{oc}(S_6 - S_5) - (H_6 - H_5 + E_{Q_0})$	$E_{D,исп} = T_{oc}(S_6 - S_5) - Q_0(1 - \theta_и)$ <p>Запишем (4.36) как</p> $T_{oc}(S_6 - S_5) - Q_0(1 - \theta_и) = E_5 - E_6 + Q_0 \theta_и$ <p>учитывая, что $S_{исп}^{нег} = T_{oc}(S_5 - S_6)$ следует</p> $0 = [E_5 - E_6 + S_{исп}^{нег}] - [-Q_0]$
«Топливо» и «продукт» испарителя	
$F_{исп} = T_{oc}(S_6 - S_5) = S_{исп}$ $P_{исп} = (H_6 - H_5) + E_{Q_0} = H_{исп} + E_{Q_0}$	$F_{исп} = [E_5 - E_6 + S_{исп}^{нег}]$ $P_{исп} = [-Q_0]$

В таблице приняты следующие условные обозначения: θ_k , θ_n – температурный фактор Карно; S_i – полная энтропия; H_i – полная энтальпия; $S_{\text{км}}^{\text{нет}}$ – негэнтропия.

Схема разделения потока эксергии на термическую и механическую части в E - S модели позволяет представить дроссельный вентиль в ХМ как элемент, производящий продукт в виде термической эксергии. Как видно из рис. 4.17, в точке 5 цикла ХМ имеет место резкое увеличение термической части эксергии потока хладагента после дросселя.

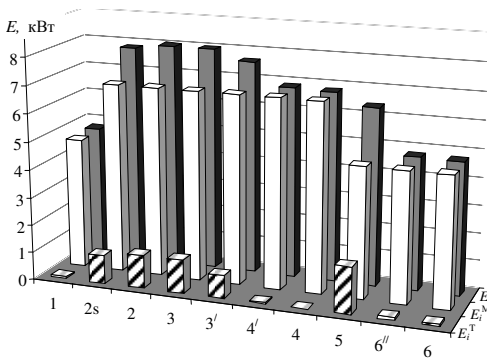


Рис. 4.17. Полная эксергия потока хладагента E_i , термическая E_i^T и механическая E_i^M ее составляющие в характерных точках цикла ХМ

Из табл. 4.9 следует, что H - S модель не выделяет продукт «дросселя» и соответственно не учитывает затраты, связанные с процессом дросселирования в стоимости холода. С целью устранения этого недостатка авторами H - S модели [174] предложена UFS модель, которая отличается от первой дополнительным разделением энтальпийной части эксергии H на U и F составляющие, что позволяет выделить «продукт» дросселя. При этом имеют место следующие зависимости:

$$\begin{aligned} U_i &= m_{\text{хл}}(u_i - u_0), \\ F_i &= m_{\text{хл}}(p_i v_i - p_0 v_0), \\ S_i &= m_{\text{хл}} T_{\text{ос}}(s_i - s_0), \end{aligned}$$

где u_i – внутренняя энергия; v_i – удельный объем.

В табл. 4.10 представлено разделение эксергетических потоков по *UFS* модели.

Таблица 4.10 – Разделение на «топливо» и «продукт» для ХМ на основе *UFS* модели

	«Топливо»	«Продукт»
КМ	$(N_{\text{км}} + S_{\text{км}})$	$(U_{\text{км}} + F_{\text{км}})$
КД	$(U_{\text{кд}} + F_{\text{кд}})$	$S_{\text{кд}}$
ДР	$(U_{\text{др}} + S_{\text{др}})$	$F_{\text{др}}$
ИСП	$S_{\text{исп}}$	$(U_{\text{исп}} + F_{\text{исп}}) + E_{Q_0}$

Следует отметить, что в технологических схемах энергопреобразующих систем, в которых отсутствует процесс дросселирования, может быть использована *H-S* модель.

На рис. 4.18 показаны схемы декомпозиции эксергетических потоков при формировании стоимости холода по *E-S* и *UFS* моделям. На схемах приняты следующие обозначения: c_k^M, c_k^T, c_s – удельные стоимости потоков механической и термической составляющих эксергии, а также негэнтропии, соответственно (грн/кВт); c_{Q_0}, c_{EQ_0}, c_L – удельные стоимости выработанного холода, эксергии холода и потерь в окружающую среду; c_e – тарифная стоимость электроэнергии, грн/(кВт·ч); τ – время эксплуатации электропривода за год, ч.

Из рис. 4.18 видно, что как в *E-S*, так и в *UFS* модели определяется «продукт» дросселя. Однако, несмотря на внешнюю схожесть, все же имеются существенные различия. Так в *E-S* модели, помимо капитальной составляющей, учитывается также негативный эффект от увеличения термической составляющей эксергии после дросселя, за который «расплачивается» вся ХМ в виде увеличения стоимости выработанного холода. В *UFS* и *E* моделях деструкция эксергии не учитывается при формировании стоимости целевого продукта системы, а «топливо» и «продукт» определяются по принципу уменьшения или увеличения эксергии при прохождении через элемент. В этом состоит их основное отличие от *E-S* модели, в которой потери в гидравлическом контуре также участвуют в формировании стоимости. При этом в *E-S* модели требуется проведение функционального анализа системы с четким выделением или назначением целево-

го процесса элемента, что, несмотря на усложнение схемы декомпозиции, является ее преимуществом.

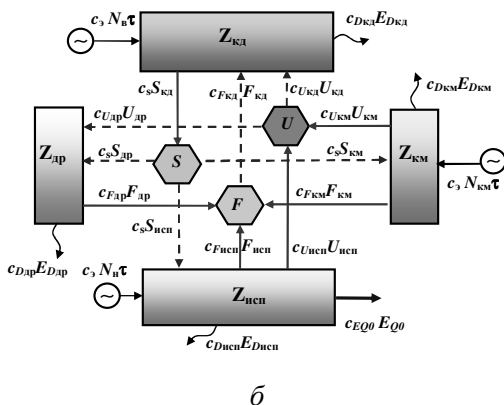
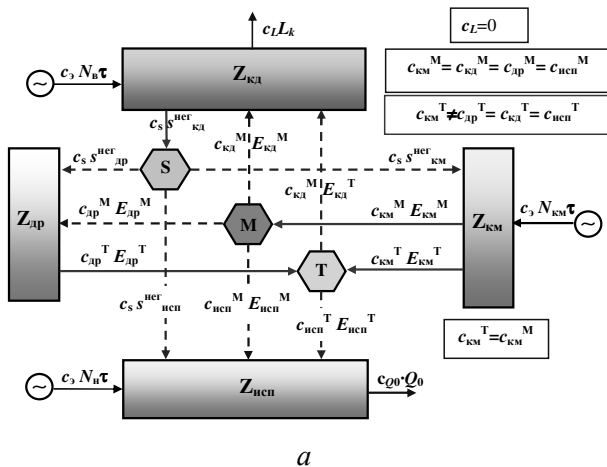


Рис.4.18. Эксергоэкономические и стоимостные связи между элементами системы: а – E-S модель; б – UFS модель

Известно [85], что в низкотемпературных установках выделяющаяся вследствие обобщенного трения теплота должна быть отведена в окружающую среду. Минимальная работа, необходимая для передачи теплоты трения с температурного уровня производства холода на уровень окружающей среды есть эксергия трения. Деструкция эксергии вследствие трения

на температурном уровне выработки холода всегда больше, чем затраты мощности привода компрессора на преодоление трения. Таким образом, дополнительный расход энергии в компрессоре связан не только с затратой мощности на преодоление трения, но и с затратой ее на передачу теплоты трения на температурный уровень окружающей среды. При этом система совершает своего рода работу по «очистке» от генерируемой в цикле теплоты трения. Процесс «очищения» происходит обратимым путем перехода системы от состояния с меньшей вероятностью в состояние с большей вероятностью (равновесия с окружающей средой). Для осуществления работы «очищения» расходуется энтропийный компонент эксергии $-T_{oc}(s_i - s_0)$. С позиций термозкономического анализа «очистка» системы производится через диссипативный элемент, поэтому затраты на нее ложатся не только на компрессор, но и на конденсатор.

Применительно к E - S модели рассмотрим алгоритм определения стоимости потоков. На рис. 4.18 все исходящие из элементов потоки термической и механической части эксергии связаны с «топливом», а входящие – с «продуктом». Тогда, согласно (4.31) и учитывая правило P , определяем удельную стоимость «продукта» компрессора c_{KM}^P

$$c_{KM}^P = c_{KM}^T = c_{KM}^M = \frac{c_s \tau_{экс} N_s + c_s s_{KM}^{нег} + Z_{KM}}{E_{KM}^T + E_{KM}^M}, \quad (4.37)$$

где c_s – стоимость негэнтропии, грн/кВт.

В первом приближении стоимость негэнтропии принимается равной $c_s = 1$, в дальнейшем c_s уточняется в ходе итераций.

В рассматриваемой схеме ХМ конденсатор охлаждается воздухом, нагнетаемым вентилятором. Процесс передачи теплоты теплоносителю (воздуху) сопряжен с энергетическими и неэнергетическими затратами. Если под «продуктом» конденсатора понимать изменение эксергии теплоносителя, как принято в E модели, то капитальные вложения $Z_{кд}$, связанные с конденсатором, никак не учитываются при формировании стоимости энергетического потока, а, следовательно, и в стоимости целевого продукта. Введя в анализ негэнтропию потока в качестве про-

дукта конденсатора, затраты $Z_{\text{кд}}$ можно обоснованно распределить пропорционально между элементами системы.

Таким образом, для конденсатора с учетом (4.31) стоимость негэнтропии можно записать, как

$$c_s s_{\text{кд}}^{\text{нег}} = c_{\text{кд}}^{\text{T}} E_{\text{кд}}^{\text{T}} + c_{\text{кд}}^{\text{M}} E_{\text{кд}}^{\text{M}} + c_{\text{э}} \tau_{\text{экс}} N_{\text{в}} + Z_{\text{кд}}, \quad (4.38)$$

где $N_{\text{в}}$ – мощность вентилятора, кВт.

Стоимость термической составляющей потока эксергии после дросселя оказывает влияние на стоимость не только последующего элемента – испарителя, но также и конденсатора (см. рис. 4.18) и определяется, как

$$c_{\text{др}}^{\text{T}} = \frac{c_s s_{\text{др}}^{\text{нег}} + c_{\text{др}}^{\text{M}} E_{\text{др}}^{\text{M}} + Z_{\text{др}}}{E_{\text{кд}}^{\text{T}}}. \quad (4.39)$$

Для уточнения стоимости негэнтропии c_s необходимо вновь прибегнуть к методу итераций (по (4.38) уточнить ее стоимость, а затем по (4.37) рассчитать стоимость эксергетического потока после компрессора $c_{\text{км}}^{\text{T}} = c_{\text{км}}^{\text{M}}$).

Как видно из рис. 4.18, формирование стоимости механической части эксергии в ХМ происходит только в компрессоре $c_{\text{км}}^{\text{M}} = c_{\text{кд}}^{\text{M}} = c_{\text{др}}^{\text{M}} = c_{\text{исп}}^{\text{M}}$, в то время как на стоимость термической части оказывает влияние не только компрессор, но также и дроссель. Следовательно $c_{\text{км}}^{\text{T}} \neq c_{\text{др}}^{\text{T}} = c_{\text{кд}}^{\text{T}} = c_{\text{исп}}^{\text{T}}$.

Введение блоков-коммуникаторов T , M и S позволяет нам при соблюдении основных правил F и P рассматривать термическую и механическую части как отдельные потоки эксергии, каждый из которых имеет свою стоимость.

Стоимость целевого продукта (холода) определяется из уравнения баланса стоимости для испарителя

$$C_{\text{хол}} = c_{\text{исп}}^{\text{T}} E_{\text{исп}}^{\text{T}} + c_{\text{исп}}^{\text{M}} E_{\text{исп}}^{\text{M}} + c_{\text{э}} \tau_{\text{экс}} N_{\text{н}} + c_s s_{\text{исп}}^{\text{нег}} + Z_{\text{исп}}, \quad (4.40)$$

где $N_{\text{н}}$ – мощность насоса, кВт.

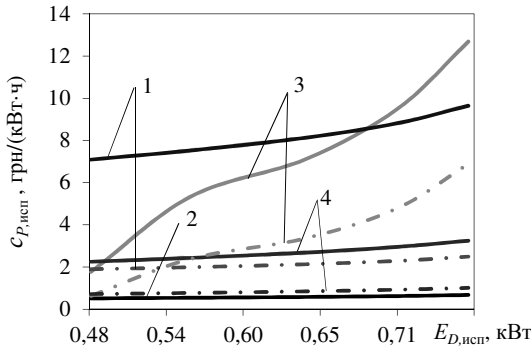
Приведенная к холодопроизводительности установки стоимость холода, определяется как

$$c_{\text{хол}} = \frac{C_{\text{хол}}}{Q_0 \tau_{\text{экс}}}, \quad (4.41)$$

где Q_0 – холодопроизводительность, кВт; $\tau_{\text{экс}}$ – время эксплуатации установки за год, ч.

При численной реализации указанных термозкономических моделей использовались результаты структурного термодинамического анализа ХМ, приведенного в п.п. 4.1. Изменение капитальных затрат достигалось путем варьирования срока погашения банковского кредита n в уравнении (4.32). Стоимость электроэнергии принималась равной 0,25 грн/(кВт ч).

На рис. 4.19 показаны зависимости стоимостей продукта испарителя от потерь эксергии в нем, полученные на основе указанных выше моделей.



1— стоимость E_{Q0} (E - S модель); 2— стоимость Q_0 (E - S модель); 3— стоимость E_{Q0} (UFS модель); 4— стоимость E_{Q0} (E модель)

Рис. 4.19. Удельная стоимость продукта испарителя $c_{P, исп}$ при банковском кредите на 1 год (сплошная линия) и 10 лет (штрихпунктирная линия)

Следует отметить, что, используя E - S , можно определить не только стоимость эксергии холода, как при использовании всех остальных моделей, но и вычислить стоимость целевого продукта, а именно, выработанного холода Q_0 (рис. 4.19, зависимость 2). При уменьшении срока погашения банковского кредита до 1 года наблюдается увеличение стоимости эксергии холода, полученной по всем трем моделям. При низком значении деструкции эксергии в испарителе удельная стоимость эксергии холода c_{EQ0} , определенная по E - S модели, заметно выше по величине, однако ее характер схож с характером зависимости c_{EQ0} по E модели.

Результаты, полученные по UFS и E моделям, совпадают только при низких потерях эксергии в системе, т.е. когда установка работает в штатном режиме. Однако при увеличении деструкции эксергии в испарителе наблюдается резкий рост стоимости E_{Q0} по UFS модели. Это свидетельствует о том, что дан-

ная модель не учитывает «очистку» системы от теплоты, генерируемой вследствие трения. Эта избыточная теплота накапливается в виде дополнительной стоимости эксергии холода при увеличении суммарных эксергетических потерь в ХМ.

На рис. 4.20 приведена стоимость деструкции эксергии $E_{D, \text{сум}}$, полученная по трем моделям. Видно, что *UFS* модель дает резкое возрастание стоимости деструкции, что подтверждает предположение о накоплении дополнительной стоимости за счет наличия теплоты трения и свидетельствует о возможной неадекватности *UFS* модели применительно к анализу ХМ.

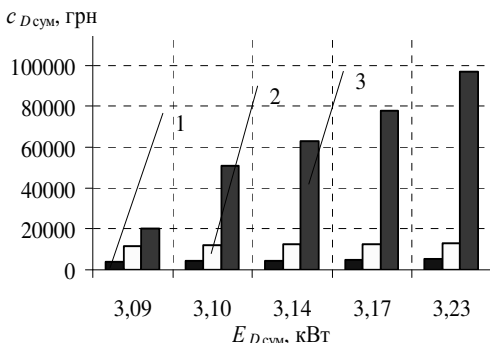


Рис. 4.20. Стоимость суммарной деструкции эксергии в ХМ за 1 год ее эксплуатации при банковском кредите на 10 лет, рассчитанная на основе различных моделей: 1 – *E-S*; 2 – *E*; 3 – *UFS*

На рис. 4.21 показаны удельные стоимости деструкции эксергии в основных элементах ХМ в зависимости от потерь эксергии в испарителе, полученные на основе *E-S* и *E* моделей.

Стоимость деструкции эксергии в каждом элементе $C_{D,k}$, рассчитанная на основе *E* модели, определяется по стоимости «топлива» каждого элемента, которая, в свою очередь, напрямую зависит от стоимости потребляемой электроэнергии и величины деструкции эксергии в элементе. Капитальная стоимость конденсатора в этой модели не участвует в формировании стоимости потока эксергии и, соответственно, не влияет на стоимость деструкции в каждом элементе. В отличие от *E* модели *E-S* модель позволяет сформировать стоимость деструкции эксергии из стоимостного баланса. В этом случае она равна стоимости негэнтропии для каждого элемента ($C_{D,k} = c_s \cdot S_k^{\text{her}}$). Таким образом, $C_{D,k}$, согласно *E-S* модели, формируется в конденсаторе при учете его капитальной стоимости, поэтому характер зависимости $C_{D,k}$ от $E_{D, \text{исп}}$ для компрессора, конденсатора и дросселя (кривая 1, рис.4.21 а, б, в) существенно отличаются от результа-

тов, полученных по E модели. Исключением является испаритель, где характер кривых 1 и 2 одинаков. Это связано с тем, что, испаритель имеет только эндогенную составляющую деструкции эксергии и $E_{D,исп}$ не зависит от совершенства других элементов, как было отмечено в работах [162, 163].

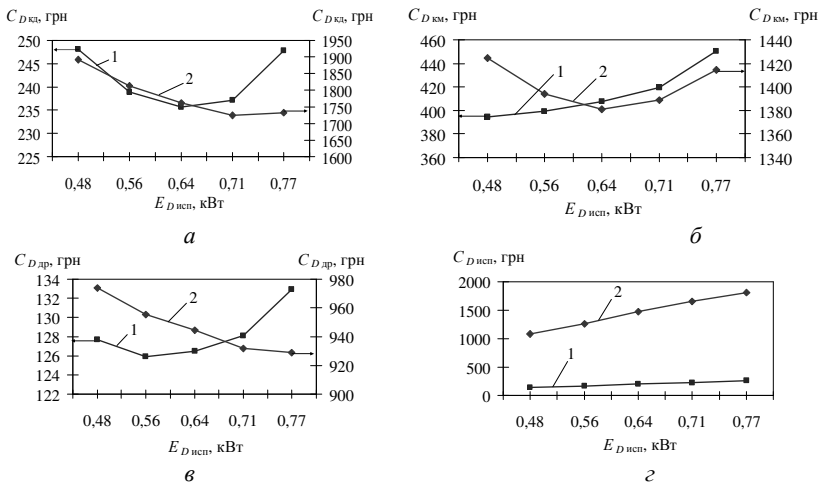


Рис. 4.21. Стоимости деструкции конденсатора (а), компрессора (б), дросселя (в), испарителя (г), рассчитанные на основе: 1 – E - S ; 2 – E моделей

На рис. 4.22 показана зависимость отношения стоимости продукта конденсатора $C_{P,кд} = c_s S_{кд}^{нег}$ к стоимости эксергии на входе в систему $C_{F,вх} = c_\tau \cdot N_{км}$ от суммарной деструкции эксергии $E_{D,сум}$ при банковском кредите на 1 год и 10 лет.

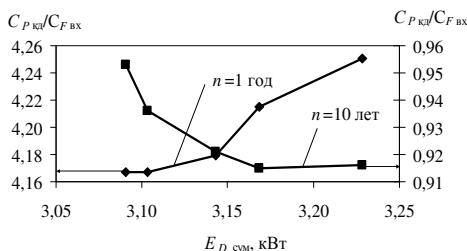


Рис. 4.22. Зависимость $C_{P,кд}/C_{F,вх}$ от $E_{D,сум}$ при банковском кредите на 1 год и 10 лет, полученная на основе E - S модели

Видно, что существенное влияние на стоимостные показатели, полученные по E - S модели, оказывают капитальные составляющие элементов. Это объясняется тем, что при «очистке» системы от неиспользуемой теплоты трения затрачиваются не только эксплуатационные средства в виде электроэнергии, но и капитальные затраты в виде амортизации, направленные на устранение деструкции в системе.

Таким образом, проведенный анализ моделей формирования стоимости холода показал, что корректно эта задача может быть решена только с позиции функционального анализа, предусматривающего выделение целевых процессов в элементах схемы. На этом принципе основана E - S модель. Модели (UFS и E), основанные на разделении потоков только по формальным признакам увеличения или уменьшения эксергии, а также назначения стоимости деструкции по стоимости «топлива», в целом работоспособны, однако они не указывают на возможные пути устранения деструкции эксергии, поскольку ее стоимость большей частью связывают с эксплуатационными, чем с капитальными затратами. В то время как стоимость деструкции, полученная на основе E - S модели, содержит в себе эксплуатационные и капитальные затраты в соотношении, зависящем от совершенства элементов. В этом случае стоимость деструкции эксергии будет связана с конечным продуктом, а не с топливом системы. Следовательно, можно проследить, на каком этапе эксплуатации установки устранение деструкции эксергии экономически целесообразно за счет капитальных затрат, а на каком – за счет эксплуатационных.

4.4. Термoeкономическая диагностика на основе теории об эксергетической стоимости

Принцип неэквивалентности эксергетических потерь в элементах лежит в основе такого важного для термoeкономики понятия как эксергетическая стоимость.

Эксергетическая стоимость является проявляющимся свойством системы. Она не может быть измерена, как температура или давление, т.к. зависит от структуры технологической схемы и возникает, как результат действия интегративных свойств системы.

Эксергетическая стоимость потока массы или энергии представляет собой необходимое количество эксергии, требуемое для производства «продукта» элемента.

Для повышения эффективности системы важно знать стоимость не только ее конечных продуктов, но и внутренних продуктов, связанных с ее элементами. Таким образом, можно проследить по технологической схеме увеличение расходов «топлива» в каждом элементе на получение конечного «продукта» установки. Оценивая эксергетическую стоимость каждого внутреннего потока системы путем сравнения со значениями стоимости в эталонном режиме, можно контролировать чрезмерное потребление «топлива» всей системы в процессе ее эксплуатации. Определение стоимости всех потоков эксергии необходимо также при сравнительном экономическом анализе ее компонентов. Для существующей установки такой анализ может быть использован, например, для технического обслуживания и принятия решений по ее модернизации, а также для разработки и создания системы управления. Кроме того, результаты анализа эксергетической стоимости могут быть использованы для поиска путей усовершенствования системы и разработки концепции по оптимизации конструкции конкретного компонента или системы в целом.

Предложенный в работах [173, 175] подход к диагностике основан на представлении эксергетических потоков в форме "топливо - продукт". Диагностика производится на основе сравнения эталонного и реального режимов. В реальном режиме имеют место отклонения в работе элементов, вызванные появлением дополнительных необратимостей в процессе эксплуата-

ции установки. Увеличение необратимости в любом элементе отражается на изменении потребления «топлива» всей установки. Потребление «топлива» системы показывает реальную физическую картину возникновения отклонений в эффективности. Между тем не существует прямой зависимости между увеличением необратимости и затратами «топлива» на ее компенсацию. Чем дальше от входа эксергии в систему по технологической цепочке находится элемент, тем больше стоимость необратимости в нем и больше затраты на ее устранение. Подход, предложенный в работах [173, 175], различает для каждого элемента «внутреннюю» и «структурную» необратимости, при этом подробно не исследуется весь набор взаимодействий между элементами.

Подход, предложенный А. Валеро [8, 9], в основе которого лежит теория эксергетической стоимости, позволяет выделить в величине структурной необратимости долю потерь, обусловленных неэффективностью смежных элементов, а также оценить затраты эксергии «топлива» системы, связанные с компенсацией этих потерь. Доли внутренней и структурной необратимости определяются по их вкладу в суммарное потребление «топлива» системы и выявляются как аномалии и дисфункции, для нахождения которых так же, как и в первом случае, используется сравнительный анализ двух режимов эксплуатации установки: эталонного и реального. Аномалия вызвана непосредственно деградацией энергии в рассматриваемом элементе. Она обусловлена изменением локального режимного параметра (например, увеличением потерь давления) и приводит к повышению удельного потребления «топлива» в рассматриваемом элементе по сравнению с неким эталонным режимом.

Дисфункция в элементе обусловлена наличием аномалий, связанных с другими элементами. Она приводит к увеличению удельного потребления «топлива» и уменьшению «продукта» в рассматриваемом элементе.

Подход предусматривает матричную форму записи эксергетических балансов и использование метода графов.

Одним из недостатков данного подхода является то, что результаты диагностики здесь целиком зависят от корректной процедуры декомпозиции эксергетических потоков. Следует отметить, что не всегда однозначно можно обозначить выходя-

щий из элемента поток как его «продукт». Анализ известных методик [173, 174] декомпозиции эксергетических потоков в ХМ и ТН показал, что у авторов имеют место противоречивые представления относительно ключевых для термозкономики понятий «топливо» и «продукт» элемента.

В связи с этим нами предпринята попытка создания методики декомпозиции эксергетических потоков в ХМ и ТН на основе теории эксергетической стоимости.

Выявление целевого назначения каждого потока требует записи уравнений баланса эксергии для k -го элемента

$$F_k - P_k = I_k + R_k, \quad (4.42)$$

где F_k – «топливо» элемента; P_k – «продукт» элемента; I_k – потери от необратимости в элементе; R_k – «остатки» системы, определяемые как «продукт» диссипативного элемента.

Дополнительное потребление «топлива» установкой в реальном режиме ΔF_T , вызванное наличием аномалий в работе ее элементов, определяется по уравнению [8, 9]

$$\Delta F_T = \sum_{k=1}^n (I_k - I_k^0) = \sum_{k=1}^n \Delta I_k, \quad (4.43)$$

где I_k^0 – потери от необратимости в элементе в эталонном режиме.

Выражение для топлива можно представить в виде:

$$F_k = E_{0k} + \sum_i E_{ik}, \quad (4.44)$$

где E_{0k} – потоки эксергии от внешних источников; E_{ik} – потоки эксергии, являющиеся «продуктами» других элементов и поступающие в k -ый элемент в виде «топлива». Поток с индексом i будет положительный, если он поступает из i -го элемента в k -ый, и отрицательный, если поток выходит из k -го элемента и поступает в i -ый элемент.

«Продукт» элемента равен

$$P_k = E_{k0} + \sum_k E_{ki}, \quad (4.45)$$

где E_{k0} – потоки эксергии, являющиеся «продуктом» для окружающей среды; E_{ki} – потоки эксергии, выходящие из k -го элемента в качестве «продукта» и входящие в i -ый элемент, как «топливо».

Удельное потребление эксергии определяется, как отношение «топлива» к «продукту» элемента

$$\kappa_k = \sum_{i=0}^n \kappa_{ik} = F_k / P_k, \quad (4.46)$$

где $\kappa_{ik} = E_{ik} / P_k$.

В соответствии с рекомендациями работ [8, 9] эксергетическую стоимость потока E_{ik}^* можно представить в виде:

$$E_{ik}^* = k_{ik}^* \cdot E_{ik}, \quad (4.47)$$

где k_{ik}^* – удельная эксергетическая стоимость, которая равна эксергии, потребленной элементом для производства 1 кВт его «продукта», кВт/кВт.

Если поток E_{ik} относится к «продукту» i -го элемента, то по правилу эксергетической стоимости [8] $k_{ik}^* = k_{P,i}^*$. Удельная эксергетическая стоимость «продукта» k -го элемента определяется с учетом потерь в других элементах по формуле:

$$k_{P,k}^* = \kappa_{0k} + \sum_{i=0}^n k_{P,i}^* (\kappa_{ik} + \rho_{ik}). \quad (4.48)$$

где ρ_{ik} определяет долю остатков i -го диссипативного элемента в стоимости k -го элемента [176]

$$\rho_{ik} = \frac{E_{ik}}{F_i} \cdot \frac{P_i}{P_k}. \quad (4.49)$$

Аномалия в элементе определяется по формуле

$$MF_k = \sum_{i=0}^n MF_{ik} = \sum_{i=0}^n \Delta \kappa_{ik} P_k^0 \quad (4.50)$$

где $\Delta \kappa_{ik}$ – изменение удельного потребления эксергии в элементе по сравнению с эталонным режимом; P_k^0 – продукт элемента в эталонном режиме.

Дисфункция определяется, как:

$$DF_k = \sum_{i=0}^n (k_{P,i}^* - 1) \Delta \kappa_{ik} P_k^0. \quad (4.51)$$

Дополнительное потребление «топлива» установкой ΔF_T , вызванное наличием аномалий в работе ее элементов, можно выразить через MF и DF [8, 9]

$$\Delta F_T = \sum_{k=1}^n \Delta I_k = \sum_{k=1}^n \left(MF_k + \sum_{i=1}^n DF_{ki} \right) = \sum_{k=1}^n MF_k^*, \quad (4.52)$$

где MF_k^* – стоимость аномалии в элементе (затраты «топлива» системы на устранение необратимости); ΔI_k – изменение потерь эксергии в элементе.

Для корректного составления функциональной схемы «топливо-продукт» эксергетический поток следует разделять на термическую E_i^T и механическую части E_i^M .

На рис. 4.23 представлена функциональная схема одноступенчатого парокomppressorного термотрансформатора, на которой в рамках указана нумерация входящих и выходящих из элементов эксергетических потоков, а цифрами без рамок – характерные точки цикла ТН.

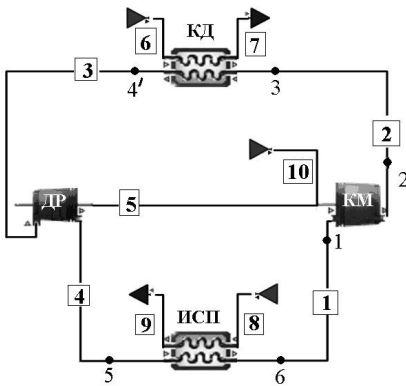


Рис. 4.23. Функциональная схема парокomppressorного термотрансформатора

Разделение потоков на «топливо» и «продукт» для ТН и ХМ представлено в табл. 4.11, в которой приняты следующие обозначения: Т – «топливо»; П – «продукт»; E_6, E_7 – эксергия воздуха на входе и выходе из конденсатора; E_8, E_9 – эксергия воздуха на входе и выходе из испарителя; N – мощность электропривода; О.С. – окружающая среда.

Описанные в п. 4.3 методы декомпозиции эксергетических потоков в ТН и ХМ представляют дроссельный вентиль либо как диссипативный элемент ввиду того, что после дросселя увеличивается энтропия хладагента, либо как элемент, производящий термическую эксергию [173].

Таблица 4.11 – Разделение эксергетических потоков на «топливо» и «продукт» для ТН и ХМ

Поток	$E, \text{кВт}$	ТН				ХМ			
		Выход	Т/П	Вход	Т/П	Выход	Т/П	Вход	Т/П
1	E_1^T	ИСП	П	КМ	П	ИСП	Т	КМ	П
2	E_2	КМ	П	КД	Т	КМ	П	КД	Т
3	E_4'	КД	Т	ДР	Т	КД	Т	ДР	Т
4	E_5^T	ДР	Т	ИСП	Т	ДР	Т	ИСП	Т
5	E_5^M	ДР	П	О.С.	Т	ДР	П	О.С.	Т
6	E_6	О.С.	П	КД	П	О.С.	П	КД	П
7	E_7	КД	П	О.С.	Т	КД	П	О.С.	Т
8	E_8	О.С.	П	ИСП	Т	О.С.	П	ИСП	П
9	E_9	ИСП	П	О.С.	Т	ИСП	П	О.С.	Т
10	$\frac{N_M^+}{E_1^M}$	О.С.	П	КМ	Т	О.С.	П	КМ	Т

В рассматриваемом подходе введение в функциональную схему окружающей среды в качестве виртуального элемента позволило механическую эксергию после дросселя представить его «продуктом» и одновременно «топливом» для окружающей среды. Это требует пояснения. Механическая эксергия, которая возникает после процесса расширения в дросселе, зависит только от параметров данного процесса и P_{oc} . Следующим элементом, в котором происходит существенное изменение механической эксергии, является компрессор. Испаритель не является потребителем механической эксергии, в нем происходит изменение только термической части эксергии. Поэтому механическая эксергия поступает в компрессор через виртуальный элемент «О.С.», минуя испаритель.

Рассмотрим отличительные особенности разделения потоков на «топливо» и «продукт» для ТН и ХМ.

При декомпозиции эксергетических потоков в ХМ поток 1 представляется, как «топливо» испарителя и «продукт» компрессора, а потоки 8 и 9 – как «продукт» испарителя. Это разделение правомерно, т.к. при производстве холода (целевого продукта ХМ) уменьшается эксергия хладагента в испарителе. Однако для ТН эксергетическую холодопроизводительность не корректно принимать в качестве «продукта» испарителя, хотя

бы вследствие того, что находясь на температурном уровне окружающей среды, он будет производить продукт с эксергией, равной 0. Нам представляется, что «продуктом» испарителя ТН является получение состояния хладагента с максимальной энтальпией перед компрессором. Тогда его «продуктом» следует считать поток 1, а потоки 8 и 4 – его «топливом» (см. табл. 4.11).

Как для ХМ, так и ТН, вне зависимости от того используется ли теплота конденсации в качестве полезного или побочного продукта, конденсатор всегда будет являться диссипативным элементом, поскольку основное его назначение – отвод тепла из цикла в окружающую среду. Таким образом, «продукт» диссипативного элемента не используется в качестве «топлива» для других элементов системы, однако на его производство затрачивается эксергия «топлива» каждого элемента. В отличие от рассмотренного выше (п. 4.3) негэнтропийного подхода к декомпозиции эксергетических потоков данный подход перераспределяет эксергетическую стоимость «продукта» конденсатора между всеми продуктивными элементами системы в виде «остатков».

Еще одной особенностью данного подхода к декомпозиции является представление в виде продукта системы «продукта» последнего элемента в технологической цепочке преобразования энергии. В пароконпрессорных термотрансформаторах таким элементом является испаритель.

Для представления эксергетических балансов в матричной форме и решения задачи методом графов был использован программный продукт «ТАЕСС-circe».

В качестве эталонного режима может рассматриваться либо проектный режим работы установки, либо так называемый предельно достижимый теоретический цикл. Процедура построения такого цикла описана в п. 4.1. Она заключается в полном устранении технических эксергетических потерь.

С целью апробации представленной выше методики была произведена термозкономическая диагностика холодильной машины ФУ- 40, работающей в режиме теплового насоса (хладагент R12). Теплопроизводительность ТН в эталонном режиме составляла $Q_k = 152$ кВт, а потребляемая мощность компрессора $N = 33$ кВт. В реальном режиме $Q_k = 133$ кВт, а $N = 32,9$ кВт. Температура и давление окружающей среды принимались равными $T_{oc} = 12$ °С и $P_{oc} = 101$ кПа. Температура воды на входе в

конденсатор в эталонном режиме составляла 23,4 °С, в реальном – 27,2 °С. Температура воды на входе в испаритель в эталонном режиме равна 24,7 °С, в реальном – 17,6 °С. Температуры испарения и конденсации в эталонном режиме составляют $T_0 = 5,69$ °С, $T_k = 38,7$ °С, а в реальном – $T_0 = 4,31$ °С, $T_k = 41,1$ °С.

Результаты диагностики ТН приведены на рисунках 4.24–4.25. Поскольку повышение удельной эксергетической стоимости в реальном режиме связано с аномалиями в работе испарителя, в стоимости его «продукта» также возрастает доля эксергетической стоимости компрессора (рис. 4.24).

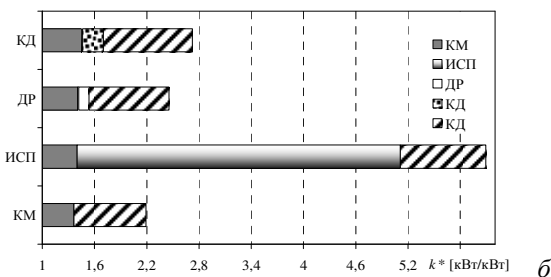
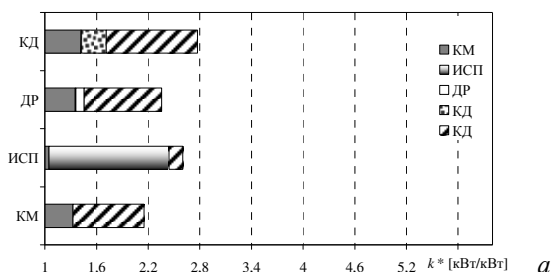


Рис. 4.24. Удельная эксергетическая стоимость в эталонном (а) и реальном (б) режимах работы ТН

Характер распределения составляющих эксергетических потерь в элементах ТН по сравнению с эталонным режимом представлен на рис. 4.25. Как можно видеть, величина аномалии MF увеличилась в КМ, ИСП и ДР, а в КД произошло уменьшение MF , что связано со снижением тепловой мощности КД и снижением минимального температурного напора. В величине дисфункции КМ и ДР уменьшилась доля продукта, связанного с отбором теплоты от низкопотенциального источника, что свиде-

тельству о снижении холодопроизводительности. Доля продукта в величине дисфункции КМ уменьшилась в реальном режиме, однако при этом возросла доля потерь от необратимости, связанная с испарителем.

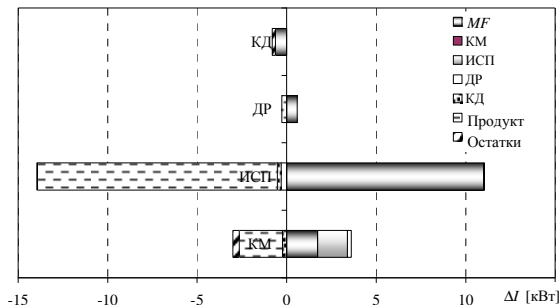


Рис. 4.25. Распределение потерь эксергии в элементах ТН

Выявлено, что несмотря на уменьшение мощности привода компрессора и холодопроизводительности, в реальном режиме затраты на устранение аномалий в элементах возросли по сравнению с эталонным режимом (рис. 4.26).

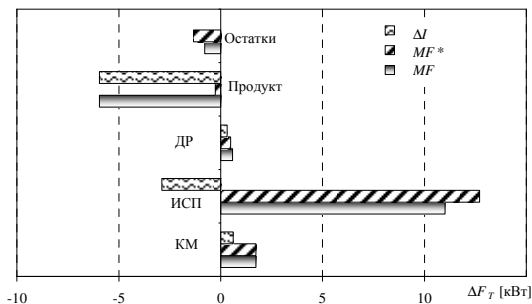


Рис. 4.26. Изменение потребления «топлива» в ТН

В эталонном режиме потребление «топлива» расходуется в основном на производство «продукта». Стоимость MF^* для испарителя имеет самое большое значение, что говорит о том, что он является «проблемным элементом» диагностируемого ТН.

4.5. Термoeкономическая диагностика действующей ХМ

Одной из важных задач холодильной техники является анализ энергопотребления существующих холодильных машин с целью определения дальнейших мероприятий по их модернизации. Обеспечение установкой требуемой холодопроизводительности еще не означает, что она энергетически эффективна. Энергоемкость единицы холода во многом определяется конструктивным совершенством установки, однако это никак не отражается на стоимости выработанного ею холода. Это приводит к парадоксальной ситуации, когда цена холода, отпускаемого потребителю от устаревшей термодинамически неэффективной холодильной машины и от новой современной эффективной установки одинакова. Цена выработанного холода назначается директивно и во многом зависит от существующей тарифной политики, налогового законодательства, поэтому в ней не учитывается качество произведенной энергии. Таким образом, вопрос энергоемкости единицы холода фактически становится задачей потребителя, а не производителя.

Нами проведено сопоставление двух абсолютно идентичных по характеристикам (объемная подача компрессора, площадь поверхности испарителя и конденсатора, геометрия трубной обвязки) водоохлаждающих ХМ, однако различающихся по эффективности их оборудования и имеющих разную стоимость на данный момент. В установке, находившейся в длительной эксплуатации, вследствие износа основных ее элементов (отложения солей кальция, замасливания трубной поверхностей) эффективность элементов невысока. Используя терминологию термoeкономики эту установку можно отнести к «реальному объекту». В качестве «здорового объекта» выступает ХМ, имеющая большую эффективность оборудования, но и более значительные капитальные затраты.

Для расчета стоимости выработанного холода нами использовалась описанная выше $E-S$ модель.

Стоимость единицы холода парокompрессорной ХМ по традиционному энергетическому методу находится простым суммированием капитальных вложений Z_k и затрат на электро-

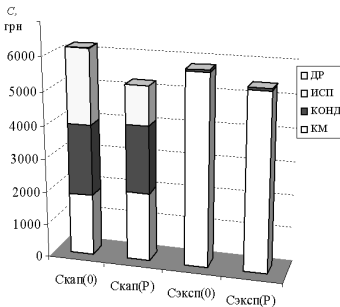
энергию $c_3 \tau_{\text{экс}} \sum N_k$

$$c_{\text{хол}}^{\text{ЭН}} = \frac{\sum Z_k + c_{\text{э}} \tau_{\text{экс}} \sum N_k}{Q_0 \tau_{\text{экс}}}. \quad (4.53)$$

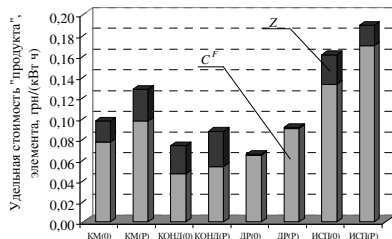
На рис. 4.27 а показана стоимость капитальных и эксплуатационных затрат для этих двух объектов. Капитальные затраты приведены для первого года эксплуатации с учетом банковского кредита на покупку обеих установок сроком на 10 лет.

Несмотря на то, что капитальные и эксплуатационные затраты у новой ХМ выше, удельная стоимость холода ниже и равна 0,164 грн/(кВт ч), а у дешевой устаревшей ХМ – больше и составляет 0,189 грн/(кВт ч). Это связано с низкой холодопроизводительностью устаревшей установки и ростом эксергетических потерь при прочих равных условиях.

Сравнительный анализ показал, что стоимость холода, полученная по (4.53), занижена на 3 %. Это объясняется тем, что энергетическим методом не учитывается приращение энтропии связанное с необратимостью термодинамических процессов в элементах ХМ, на которое также расходуется подведенная к системе энергия (рис. 4.28).



а



б

Рис.4.27. Стоимость характеристики ХМ:

а – сравнение капитальных и эксплуатационных затрат для «здорового» (0) и «реального» (Р) объектов;

б – удельная стоимость эксергии «продукта» элемента

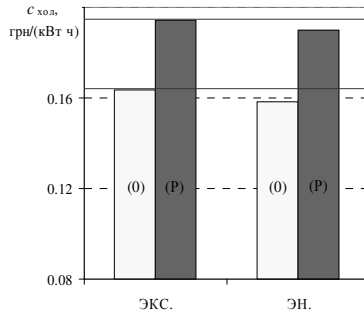


Рис. 4.28. Удельная стоимость холода, полученная эксергоэкономическим и энергетическим методами:
экс. – эксергоэкономический; эн. – энергетический

Установлено, что в устаревшей установке приращение энтропии вследствие необратимости термодинамических процессов выше на 4,2 %, чем в новой, а стоимость негэнтропии при этом возрастает на 12,2 %.

На последнем этапе диагностики установки и выработки рекомендаций по ее реконструкции необходимо установить, какая часть эндогенной деструкции эксергии является устранимой, а какая неизбежной, и какую составляющую деструкции возможно устранить путем реконструкции других элементов.

На рис 4.29 показано разделение деструкции эксергии для каждого элемента новой и устаревшей ХМ на экзогенную и эндогенную составляющие, а также на устранимую и неизбежную части деструкции. Кроме того, в работе принимается разделение эндогенной части деструкции на устранимую $E_{D,k}^{EN,AV}$ и неизбежную $E_{D,k}^{EN,UN}$ составляющие, а также выделение для экзогенной части деструкции эксергии устранимой $E_{D,k}^{EX,AV}$ составляющей. Под $E_{D,k}^{EN,UN}$ понимается часть деструкции эксергии, которая не может быть устранена путем технического усовершенствования рассматриваемого элемента. Соответственно под $E_{D,k}^{EN,AV}$ понимается устранимая ее часть, которую возможно уменьшить за счет улучшения конструкции элемента. Величина $E_{D,k}^{EX,AV}$ представляет собой часть деструкции эксергии, которую возможно уменьшить за счет изменения структуры всей технологической схемы или повышения эффективности остальных компонентов, входящих в схему.

Авторы считают нецелесообразным выделение в экзогенной деструкции эксергии неизбежной составляющей [47], поскольку практической целесообразности в этом нет. Таким образом, предполагается, что $E_{D,k}^{EX,UN} = 0$ для всех элементов системы.

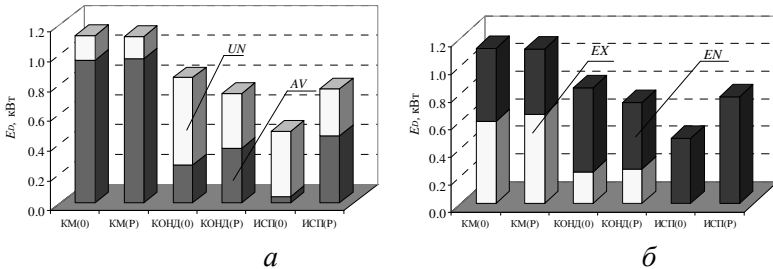


Рис. 4.29. Деструкции в элементах ХМ:
a – эндогенная и экзогенная; *б* – устранимая и неизбежная;

На рис. 4.30 представлен характер распределения $E_{D,k}^{EX,AV}$, $E_{D,k}^{EN,AV}$ и $E_{D,k}^{EN,UN}$ в каждом элементе новой и устаревшей ХМ.

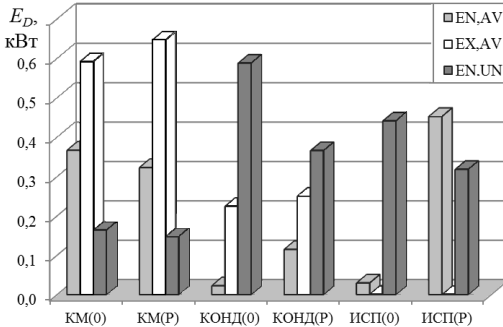


Рис. 4.30. Характер распределения составляющих деструкций эксергии в элементах новой и устаревшей ХМ

Анализ результатов расчета показал, что в компрессоре величина $E_{D,k}^{EX,AV}$ преобладает над остальными составляющими деструкции $E_{D,k}$. Для устаревшей установки она больше, чем для новой, т. к. связана непосредственно с низкой эффективностью испарителя и ее влиянием на остальные элементы. Устранимая часть деструкции, возникающая из-за несовершенства компрессора $E_{D,k}^{EN,AV}$, значительно меньше экзогенной устранимой части $E_{D,k}^{EX,AV}$. Для устаревшей ХМ величина $E_{D,k}^{EN,AV}$ меньше, чем

для новой ХМ. Это связано с уменьшением холодопроизводительности в устаревшей ХМ.

В конденсаторе преобладает эндогенная неустранимая составляющая деструкции эксергии $E_{D,k}^{EN,UN}$. Эндогенная устранимая часть $E_{D,k}^{EN,AV}$ в новой установке значительно ниже, чем в устаревшей ХМ, и мала по сравнению с остальными составляющими деструкции эксергии. Экзогенная устранимая деструкция в конденсаторе $E_{D,k}^{EX,AV}$ возрастает для устаревшей установки в целом за счет низкой теплотехнической эффективности элементов.

В испарителе экзогенная устранимая часть деструкции эксергии $E_{D,k}^{EX,AV}$ близка к 0. Наблюдается резкое увеличение $E_{D,k}^{EN,AV}$ в испарителе устаревшей ХМ, при этом эндогенная неустранимая составляющая деструкции $E_{D,k}^{EN,UN}$ уменьшается.

Стоимости составляющих деструкции эксергии в каждом элементе показаны на рис. 4.31. Из рисунка видно, что при общем увеличении стоимости деструкции эксергии в устаревшей ХМ изменение стоимости различных ее составляющих происходит непропорционально. При этом имеет место увеличение стоимости устранимой и эндогенной составляющей в каждом элементе устаревшей ХМ. Стоимость деструкции эксергии в конденсаторе выше по сравнению с остальными элементами. В устаревшей ХМ устранимая часть деструкции эксергии в конденсаторе увеличивается на 50 %, причем основная доля ее (около 35 %) приходится на экзогенную составляющую, т.е. связана с другими элементами. Аналогичный вывод можно сделать и для компрессора.

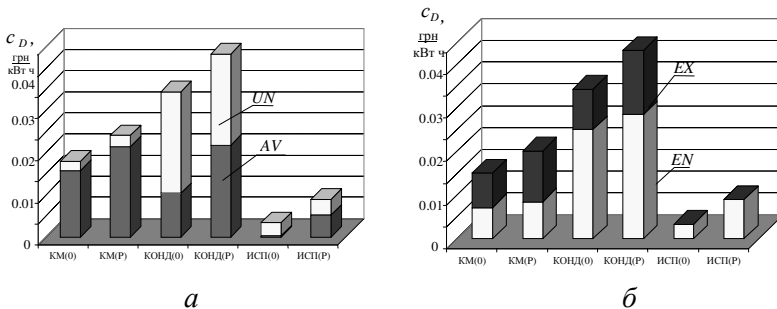


Рис. 4.31. Стоимость деструкции в элементах ХМ
а – устранимой и неизбежной; *б* – эндогенной и экзогенной

Термодинамически и экономически наиболее эффективным элементом ХМ является компрессор, поскольку $E_{D,k}^{EN} < E_{D,k}^{EX}$. Кроме того, стоимость неизбежной части деструкции $E_{D,k}^{UN}$ в нем имеет наименьшее значение по сравнению с остальными элементами. Конденсатор и испаритель можно признать термодинамически несовершенными, так как для них $E_{D,k}^{EN} > E_{D,k}^{EX}$.

Для снижения стоимости деструкции в устаревшей ХМ можно рекомендовать следующие мероприятия: провести реконструкцию испарителя; произвести замену конденсатора (например, перейти от воздушного к водяному его охлаждению), поскольку стоимость неустраняемой деструкции в конденсаторе достаточно высока как в новой, так и в устаревшей ХМ.

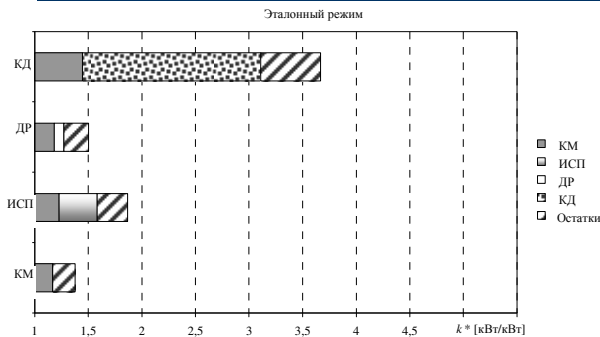
Для определения параметров процессов, оказывающих влияние на $E_{D,k}^{EX,AV}$, $E_{D,k}^{EN,AV}$, $E_{D,k}^{EN,UN}$, следует вернуться к многоэтапной процедуре построения цикла (см. п. 4.2), проводя расчет с использованием коэффициентов структурных связей.

По результатам термoeкономической диагностики ХМ установлено, что стоимость деструкции эксергии в испарителе гораздо ниже, чем в компрессоре и конденсаторе. Это связано с тем, что в предыдущем элементе схемы стоимость единицы эксергии, связанной с «топливом», возрастает как компенсация за необратимые потери в последующем элементе, что подтверждается основными правилами термoeкономии [62, 177]. Компрессор и конденсатор ХМ обладают большей частью экзогенной деструкции эксергии и, соответственно, вбирают в себя стоимость деструкции эксергии других элементов, в то время как испаритель имеет только эндогенную составляющую деструкции, поэтому стоимость деструкции в нем определяется только уровнем его термодинамического совершенства. Несовершенство испарителя в большей мере сказывается на стоимости деструкции в остальных элементах, чем непосредственно на стоимости деструкции в самом испарителе.

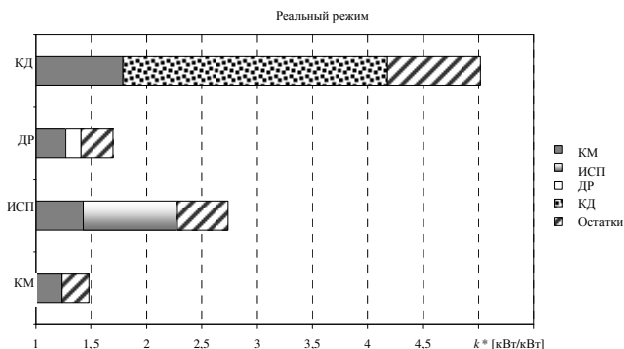
Ниже представлены результаты термoeкономической диагностики данных машин на основе теории эксергетической стоимости. В табл. 4.12 приведены значения входящих и выходящих потоков эксергии для эталонного (новая ХМ) и реального режимов (устаревшая ХМ). На рис. 4.32 – 4.34 приведены основные характеристики этих ХМ.

Таблица 4.12 – Исходные данные для проведения термозкономической диагностики ХМ

Поток	Эталонный режим E , кВт	Реальный режим E , кВт	№ элемента Выход	Т/П	№ элемента Вход	Т/П
1	0,0640	0,0350	2	Т	1	П
2	8,0125	5,7500	1	П	4	Т
3	6,8000	4,7900	4	Т	3	Т
4	1,6700	1,6100	3	Т	2	Т
5	4,7050	2,7800	3	П	0	Т
6	0,0004	0,0004	0	П	4	П
7	0,4560	0,2840	4	П	0	Т
8	2,0990	2,0990	0	П	2	П
9	3,2840	2,9530	2	П	0	Т
10	9,2800	7,0500	0	П	1	Т



a



б

Рис. 4.32.
Удельная энергетическая стоимость в эталонном (*a*) и реальном (*б*) режимах работы ХМ

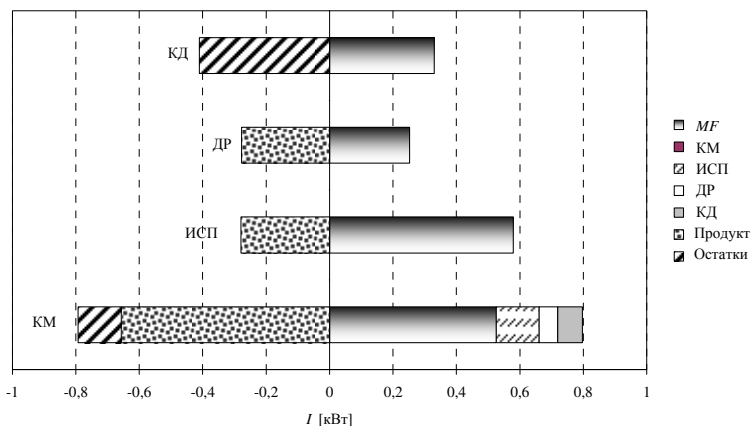


Рис.4.33. Распределение потерь эксергии в элементах ХМ

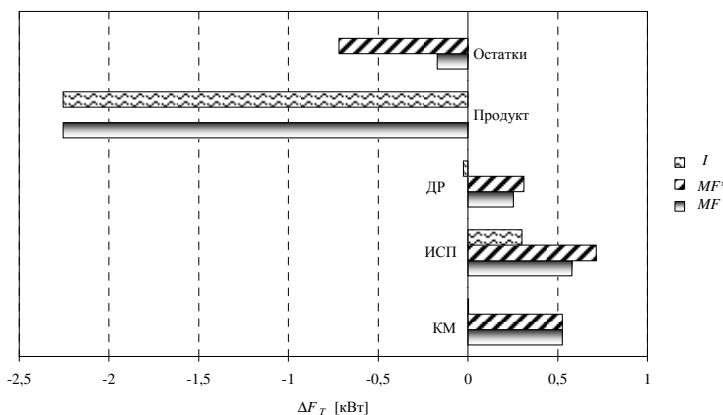


Рис. 4.34. Изменение потребления «топлива» в ХМ

Анализ рис. 4.32 – 4.34 показал, что в испарителе устаревшей установки имеет место высокая величина аномалии MF , что приводит к увеличению величины дисфункции DF компрессора. Высокая эксергетическая стоимость конденсатора (рис 4.32) свидетельствует о том, что воздушное охлаждение конденсатора для данной ХМ является не эффективным.

4.6. Термoeкономическая оптимизация ХМ и ТНУ

Задача термoeкономической оптимизации ХМ рассматривалась в работах В.В. Оносовского [65 – 67, 178, 179]. Предложенная им методика являлась в некотором роде уникальной, поскольку позволила впервые учесть при проектировании ХМ в комплексе с теплотехническими характеристиками установки целый ряд экономических показателей, спрогнозировать эффективность ХМ для различных климатических зон и условий эксплуатации. В работе [180], посвященной задаче термoeкономической оптимизации, авторы успешно адаптировали эту методику применительно к поиску оптимальных температурных напоров для ТНУ различного функционального назначения. Основным недостатком указанных работ является допущение о независимости друг от друга температурных напоров в испарителе и конденсаторе ХМ и ТНУ.

В работах [68, 69] Г. Уолл предложил методику термoeкономической оптимизации ХМ и ТНУ, в которой для описания взаимосвязей между элементами используются множители Лагранжа [177]. В более поздних работах [181 – 183] этот подход был применен В. В. Вычужаниным для оптимизации систем кондиционирования воздуха. На наш взгляд, он не является универсальным, поскольку каждый раз при оптимизации конкретной установки необходимо записывать Лагранжиан.

В работах [58, 71, 184, 185] получила развитие методика структурно-вариантной термoeкономической оптимизации энергопреобразующих систем, позволяющая учесть комплексную взаимосвязь термодинамических, гидравлических и теплообменных процессов в элементах схемы совместно с технико-экономическими показателями установки. Методика является универсальной и может быть адаптирована к любой схеме термотрансформатора, поскольку в ее основе лежит вычисление коэффициентов структурных связей, которые, как известно, обладают свойством инвариантности для заданной структуры схемы.

Нам представлялось целесообразным адаптировать эту методику к термoeкономической оптимизации ХМ и ТНУ. Рассмотренная в Главе 3 методика расчета термогидравлических режимов ХМ и ТНУ была дополнена блоком расчета коэффици-

ентов структурных связей, содержащих экономические показатели установки.

Применительно к рассматриваемой задаче целью структурно-вариантной термоэкономической оптимизации ХМ и ТНУ является нахождение минимума приведенных затрат на создание системы с заданной тепло- или холодопроизводительностью. Фактически, эта задача заключается в определении минимальной удельной стоимости целевого продукта установки.

На рис. 4.35 представлена принципиальная схема структурного термоэкономического анализа ХМ и ТНУ. На схеме показан характер влияния входящего в систему потока эксергии на изменение входящих эксергетических и стоимостных потоков в элементах при варьировании параметра процесса.

Эксергетический баланс всей системы может быть записан, как [58]

$$E_D^{сум}(x_i) = E_{вх}(x_i) - E_{вых}, \quad (4.54)$$

где x_i – варьируемый параметр элемента; $E_D^{сум}$ – суммарные эксергетические потери системы; $E_{вх}$ – первичный поток эксергии, входящий в систему.

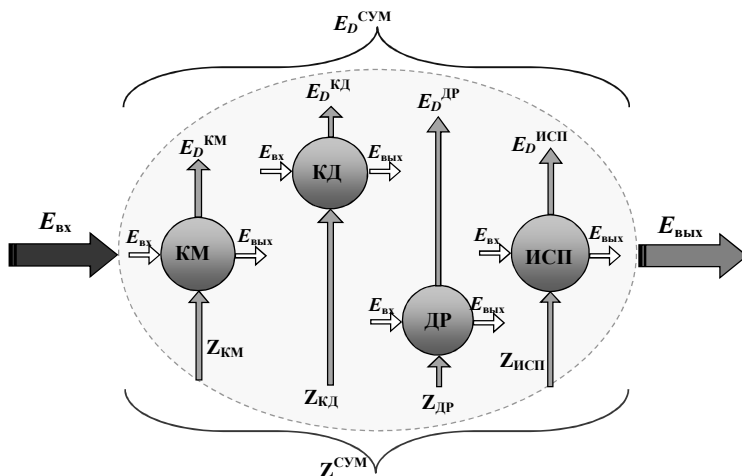


Рис. 4.35. Принципиальная схема структурного термоэкономического анализа ХМ и ТНУ

Стоимость эксплуатации системы, приведенная к году ее службы [185]

$$\Xi_{\text{уст}}(x_i) = \tau_{\text{экс}} \cdot c_3 E_{\text{вх}}(x_i) + a_{\text{д}} \sum_{k=1}^n \bar{Z}_k(x_i) + b, \quad (4.55)$$

где c_3 – удельная стоимость входящего в систему первичного потока (привода компрессора), грн/(кВт ч); $a_{\text{д}}$ – коэффициент восстановительной стоимости (1.36); b – стоимость технического обслуживания, которая не влияет на оптимизацию; \bar{Z}_k – капитальная стоимость k -го компонента системы, состоящей из n компонентов; $\tau_{\text{экс}}$ – время эксплуатации установки в году.

Как уже ранее отмечалось в Главе 1, любое увеличение потребляемой эксергии в элементе должно быть скомпенсировано дополнительным подводом эксергии привода системы. Таким образом, изменение потерь от необратимости в зависимости от некоего выбранного проектного параметра x_i эквивалентно изменению подведенной мощности привода [49, 58, 184].

Дифференцируя по x_i уравнения (4.54) и (4.55), получим

$$\frac{\partial E_{\text{вх}}}{\partial x_i} = \frac{\partial E_D^{\text{сум}}}{\partial x_i}, \quad (4.56)$$

$$\frac{\partial \Xi_{\text{уст}}}{\partial x_i} = \tau_{\text{экс}} \cdot c_3 \frac{\partial E_{\text{вх}}}{\partial x_i} + a_{\text{д}} \sum_{k=1}^n \frac{\partial \bar{Z}_k}{\partial x_i}. \quad (4.57)$$

Представим уравнения (4.56) и (4.57) в виде

$$\frac{\partial \Xi_{\text{уст}}}{\partial x_i} = \tau_{\text{экс}} \cdot c_3 \frac{\partial E_D^{\text{сум}}}{\partial x_i} + a_{\text{д}} \sum_{k=1}^n \frac{\partial \bar{Z}_k}{\partial x_i}, \quad (4.58)$$

где

$$a_{\text{д}} \sum_{k=1}^n \frac{\partial \bar{Z}_k}{\partial x_i} = a_{\text{д}} \sum_{l'=1}^m \frac{\partial \bar{Z}_{l'}}{\partial x_i} + a_{\text{д}} \frac{\partial \bar{Z}_k}{\partial x_i}. \quad (4.59)$$

В (4.59) $\sum_{l'=1}^m \frac{\partial \bar{Z}_{l'}}{\partial x_i}$ определяется, как

$$\sum_{l'=1}^m \frac{\partial \bar{Z}_{l'}}{\partial x_i} = \frac{\partial E_{D,k}}{\partial x_i} \cdot \frac{\partial x_i}{\partial E_{D,k}} \sum_{l'=1}^m \frac{\partial \bar{Z}_{l'}}{\partial x_i} = \frac{\partial E_{D,k}}{\partial x_i} \zeta_{k,i}. \quad (4.60)$$

Индекс l' относится к любым элементам системы за исключением того элемента, который оптимизируется ($l' \neq k$).

В (4.60) коэффициент капитальной стоимости $\zeta_{k,i}$ [58, 71, 185]

$$\zeta_{k,i} = \sum_{l'=1}^m \left(\frac{\partial \bar{Z}_{l'}}{\partial E_{D,k}} \right)_{x_i = \text{var}_{l' \neq k}} \quad (4.61)$$

Коэффициент структурных связей $\pi_{k,i}$ представим, как

$$\pi_{k,i} = \left(\frac{\partial E_D^{\text{сум}}}{\partial x_i} \right) / \left(\frac{\partial E_{D,k}}{\partial x_i} \right) \quad (4.62)$$

Следует отметить, что анализ значений $\pi_{k,i}$ позволяет выявить в схеме так называемые «зависимые» эксергетические потери, вызывающие дополнительное потребление эксергии «топлива» в других элементах. Если $\pi_{k,i} > 1$, то уменьшение подведенной к системе эксергии «топлива» больше, чем уменьшение эксергетических потерь в элементе схемы, т.е. рассматриваемый элемент целесообразно оптимизировать. Если $\pi_{k,i} < 1$, то уменьшение эксергии «топлива» системы меньше, чем уменьшение эксергетических потерь в элементе. В этом случае при оптимизации системы должен быть выбран либо другой варьируемый параметр элемента, либо другой элемент. При $\pi_{k,i} = 0$ повышении эффективности системы не зависит от изменения варьируемого параметра.

Из уравнения (4.62) следует:

$$\frac{\partial E_D^{\text{сум}}}{\partial x_i} = \pi_{k,i} \frac{\partial E_{D,k}}{\partial x_i} \quad (4.63)$$

Подставляя уравнения (4.59) – (4.63) в (4.58), получим

$$\frac{\partial \Xi_{\text{уст}}}{\partial x_i} = \tau_{\text{экс}} \cdot c_3 \frac{\partial E_D^{\text{сум}}}{\partial x_i} + a_{\text{д}} \frac{\partial E_{D,k}}{\partial x_i} \zeta_{k,i} + a_{\text{д}} \frac{\partial \bar{Z}_k}{\partial x_i} \quad (4.64)$$

С учетом (4.63) уравнение (4.64) запишем

$$\frac{\partial \Xi_{\text{уст}}}{\partial x_i} = \tau_{\text{экс}} \cdot c_3 \pi_{k,i} \frac{\partial E_{D,k}}{\partial x_i} + a_{\text{д}} \frac{\partial E_{D,k}}{\partial x_i} \zeta_{k,i} + a_{\text{д}} \frac{\partial \bar{Z}_k}{\partial x_i} \quad (4.65)$$

или

$$\frac{\partial \Xi_{\text{уст}}}{\partial x_i} = \tau_{\text{экс}} \cdot c_{k,i} \frac{\partial E_{D,k}}{\partial x_i} + a_{\text{д}} \frac{\partial \bar{Z}_k}{\partial x_i}, \quad (4.66)$$

где $c_{k,i}$ – удельная стоимость локальной эксергетической потери, грн/кВт,

$$c_{k,i} = c_{\text{э}} \pi_{k,i} + \frac{a_{\text{д}}}{\tau_{\text{экс}}} \zeta_{k,i}. \quad (4.67)$$

В уравнении (4.66) величина $\frac{\partial E_{D,k}}{\partial x_{k,i}}$ устанавливает влияние варьируемого параметра в процессе на потери от необратимости в элементе системы, а величина $\frac{\partial \bar{Z}_k}{\partial x_{k,i}}$ учитывает влияние изме-

нения параметра $x_{k,i}$ на стоимость элемента. Использование уравнения (4.66) позволяет проводить термозкономическую оптимизацию каждого элемента установки отдельно от структуры технологической схемы, в которой он расположен.

Приравнявая к нулю уравнение (4.66), определим эксергетические потери в установке, соответствующие минимуму приведенных затрат \bar{E} , по выражению

$$\left(\frac{\partial E_{D,k}}{\partial x_i} \right)_{\text{опт}} = - \frac{a_{\text{д}}}{\tau_{\text{экс}} c_{k,i}} \cdot \frac{\partial \bar{Z}_k}{\partial x_i}. \quad (4.68)$$

При проведении структурно-вариантной термозкономической оптимизации используем следующие параметры [58]

$$f_1 = - \frac{\tau_{\text{экс}} c_{k,i}}{a_{\text{д}}} \left(\frac{E_{Dk(x_{i+1})} - E_{Dk(x_i)}}{\Delta x_i} \right), \quad f_2 = \left(\frac{\bar{Z}_{k(x_{i+1})} - \bar{Z}_{k(x_i)}}{\Delta x_i} \right). \quad (4.69)$$

Если выполняется условие $f \equiv f_1 - f_2 = 0$, то имеет место оптимальное соотношение приведенных затрат и деструкции эксергии в ХМ или ТНУ.

На практике все чаще возникает необходимость определить рыночную стоимость больших массивов машин и оборудования на предприятиях. Такую массовую оценку нужно провести в сжатые сроки при обеспечении достаточной достоверности и точности. Как показывает опыт, наиболее эффективной является массовая оценка, проводимая с помощью метода корреляционно-регрессионного анализа. При этом по сравнению с обычным способом “поштучной” аналоговой оценки расчет стоимости с помощью математической модели значительно ускоряется – ведь одна математическая модель может быть применена к большой группе однородных машин, а, кроме того,

оценка легко автоматизируется благодаря применению компьютерных технологий [186].

Разработка математической модели начинается с отбора небольшого количества ценообразующих факторов, которые обладают непосредственной ценностью для потребителя. Только отбор параметров с позиций полезностного подхода позволяет получить математическую модель рыночной стоимости, действительно отражающей полезность или ценность объекта для потребителя.

При оптимизации используется функция капитальной стоимости элемента, предложенная Г. Уоллом и представляющая капитальные затраты в элементе в зависимости от его эффективности [68, 69].

Капитальная стоимость компрессора определялась, как

$$\bar{Z}_{\text{км}} = k_{\text{км}} \left(\frac{V_{\text{км}}}{\eta_{\text{max}} - \eta_{\text{км}}} \right) \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right), \quad (4.70)$$

где $k_{\text{км}}$ – стоимость единицы объема компрессора, грн/м³; $V_{\text{км}}$ – объемная подача компрессора м³/с; P_1 , P_2 – давление всасывания и нагнетания соответственно; η_{max} и $\eta_{\text{км}}$ – максимальный и действительный изоэнтропный КПД компрессора.

Капитальная стоимость конденсатора

$$\bar{Z}_{\text{кд}} = k_{\text{кд}} G_w \sqrt{\frac{\bar{\eta}_{\text{кд}}}{1 - \bar{\eta}_{\text{кд}}}}, \quad (4.71)$$

капитальная стоимость испарителя

$$\bar{Z}_{\text{исп}} = k_{\text{исп}} G_s \sqrt{\frac{\bar{\eta}_{\text{исп}}}{1 - \bar{\eta}_{\text{исп}}}}, \quad (4.72)$$

где $k_{\text{кд}}$, $k_{\text{исп}}$ – стоимость единицы массового потока теплоносителя и хладоносителя, грн/(кг/с); G_w , G_s – массовый расход теплоносителя и хладоносителя, (кг/с); $\bar{\eta}_{\text{исп}}$ и $\bar{\eta}_{\text{кд}}$ – коэффициенты теплотехнической эффективности испарителя и конденсатора.

Стоимость электропривода компрессора

$$\bar{Z}_{\text{эл}} = k_{\text{эл}} N_{\text{км}} \frac{\eta_{\text{эл}}}{1 - \eta_{\text{эл}}}, \quad (4.73)$$

где $k_{эл}$ – стоимость единицы энергии, грн/кВт; $N_{км}$ – мощность электропривода, кВт; $\eta_{эл}$ – КПД электропривода.

Стоимость дросселя

$$\bar{Z}_{др} = k_{др} m_{хл}, \quad (4.74)$$

где $k_{др}$ – стоимость единицы массового потока хладагента, грн/(кг/с).

На рис. 4.36 представлена зависимость удельной (отнесенной к 1 кВт) капитальной стоимости элемента в зависимости от его эффективности, полученная с использованием уравнений (4.60 – 4.66).

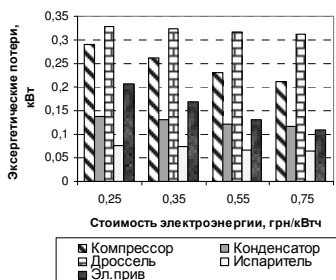
Для расчета изоэнтропного КПД компрессора применялась зависимость [187].

$$\eta_{км} = 0,9343 - 0,04478\pi. \quad (4.75)$$



Рис. 4.36. Изменение удельной капитальной стоимости элемента ТНУ в зависимости от его эффективности

На рис. 4.37 – 4.38 представлены результаты структурно-вариантной термоэкономической оптимизации одноступенчатой ТНУ «вода-вода» с объемной подачей компрессора $0,0032 \text{ м}^3/\text{с}$ (хладагент R134a). Температура низкпотенциального теплоносителя на входе в испаритель $10 \text{ }^\circ\text{C}$, на выходе из испарителя $5 \text{ }^\circ\text{C}$. Температура на входе в конденсатор $50 \text{ }^\circ\text{C}$, на выходе $60 \text{ }^\circ\text{C}$. Массовый расход воды через конденсатор $0,156 \text{ кг/с}$; массовый расход воды через испаритель $0,231 \text{ кг/с}$. В качестве параметра x_i в (4.69) принимались температуры испарения и конденсации в цикле.



a



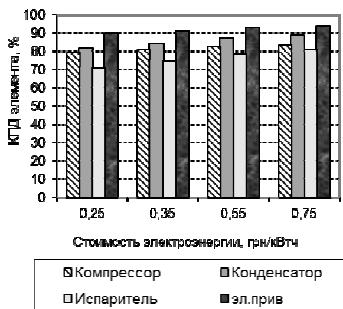
б

Рис. 4.37. Характер изменения эксергетических потерь в элементах ТНУ, соответствующих минимуму приведенных затрат:

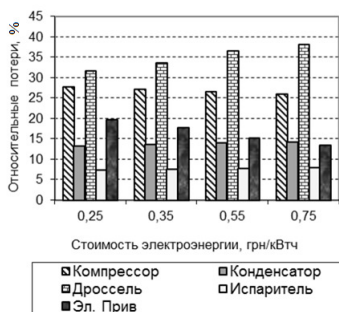
a – в зависимости от цены электроэнергии при $\tau_{\text{экс}} = 4000$ ч;

б – в зависимости от срока эксплуатации ТНУ при $c_3 = 0,35$ грн/(кВт ч)

При заданной цене электроэнергии и сроке эксплуатации установки в год оптимизировались температурные границы цикла, соответствующие минимуму приведенных затрат. Находилось распределение эксергетических потерь по элементам ТНУ, соответствующее этому минимуму.



a



б

Рис. 4.38. Характер изменения КПД элементов (*a*), а также относительных эксергетических потерь в элементах ТНУ (*б*), соответствующих минимуму приведенных затрат, при варьировании цены электроэнергии

Температуры испарения и конденсации, соответствующие оптимальному режиму при заданной цене электроэнергии, получены следующие:

при $c_3 = 0,25$ грн/(кВт ч), $T_0 = 2,945$ °С, $T_k = 62,22$ °С;

$c_3 = 0,35$ грн/(кВт ч), $T_0 = 3,246$ °С, $T_k = 61,86$ °С;

$c_3 = 0,55$ грн/(кВт ч), $T_0 = 3,611$ °С, $T_k = 64,44$ °С;

$c_3 = 0,75$ грн/(кВт ч), $T_0 = 3,818$ °С, $T_k = 61,21$ °С.

С помощью предложенной методики термозкономической оптимизации ХМ рассмотрен вопрос выбора экономичного типа испарителя для действующей водоохлаждающей машины при ее модернизации. Результаты термозкономической диагностики данной ХМ представлены в п. 4.5. Необходимость замены испарителя, как отмечалось ранее, возникла вследствие отложения солей жесткости на поверхности испарителя после 20000 часов ее эксплуатации.

В табл. 4.13 приведены расчетные характеристики модернизируемой ХМ при изменении коэффициента теплотехнической эффективности испарителя $\bar{\eta}_{исп} = 1 - \exp(-NTU)$.

Таблица 4.13- Расчетные характеристики ХМ при изменении $\bar{\eta}_{исп}$

$\bar{\eta}_{исп}$	0,44	0,36	0,28	0,22	0,178
$E_D^{сум}$, кВт	3,091	3,103	3,143	3,168	3,229
$E_{D,исп}$, кВт	0,481	0,556	0,643	0,713	0,766
$Z_{исп}$, грн	4270	3540	2960	2540	2227

Коэффициентом $\zeta_{k,i}$ (4.61) в данном случае пренебрегаем, поскольку изменение варьируемого параметра x_i уже не оказывает влияния на изменение капитальной

стоимости остальных элементов ХМ, а фигурирующий в выражении (4.69) коэффициент амортизации $a_d = 0,1$ (на срок 10 лет).

На рис. 4.39 представлено изменение коэффициента структурных связей $\pi_{k,i}$ и величины капитальных затрат при варьировании $\bar{\eta}_{исп}$.

При высокой эффективности испарителя $\bar{\eta}_{исп} = 0,44$ жесткость структурных связей в схеме ХМ высока ($\pi_{k,i} = 0,18$), имеет место меньшее влияние деструкции эксергии в испарителе на суммарную деструкцию в ХМ (рис. 4.39, а). С термодинамиче-

ских позиций этот вариант предпочтителен, однако по капитальным затратам он наиболее затратный (рис. 4.39, б).

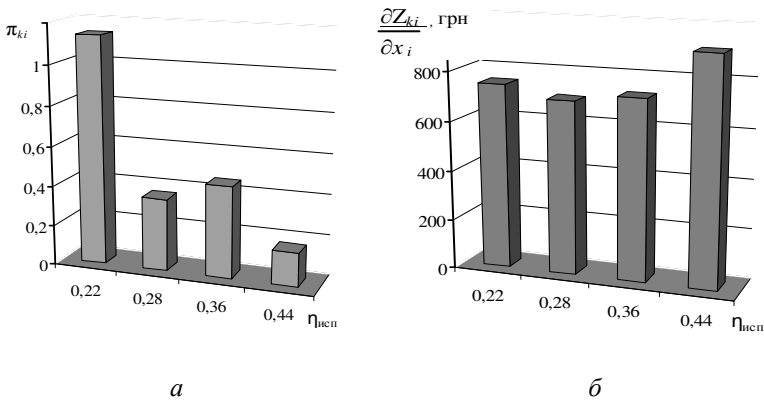


Рис. 4.39. Анализ термoeкономических показателей чувствительности структурной схемы ХМ при варьировании $\bar{\eta}_{исп}$

а – коэффициент структурных связей;

б – изменение капитальных затрат испарителя

Для возможных сроков эксплуатации $\tau_{экс}$ ХМ и стоимости электроэнергии c_3 определены оптимальные значения $\bar{\eta}_{исп}$ (рис. 4.40). Точка пересечения кривых f_1 и f_2 характеризует минимум приведенных затрат на реконструкцию ХМ.

Как видно из рисунков, при дешевой электроэнергии минимум приведенных затрат смещается в сторону более низкой эффективности. Это объясняется тем, что капитальные затраты в этом случае будут преобладать над эксплуатационными.

При повышении цены на электроэнергию стоимость эксплуатационных потерь становится определяющей, что обуславливает выбор более эффективного и дорогого испарителя.

По результатам структурно-вариантной термoeкономической оптимизации была произведена модернизация водоохлаждающей ХМ. Для условий эксплуатации $\tau_{экс} = 5000$ ч и $c_3 = 80$ коп/(кВт·ч) был выбран пластинчатый испаритель с площадью теплообменной поверхности $2,035 \text{ м}^2$, коэффициент теплопередачи $7000 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$, число единиц теплопереноса $NTU = 0,563$.

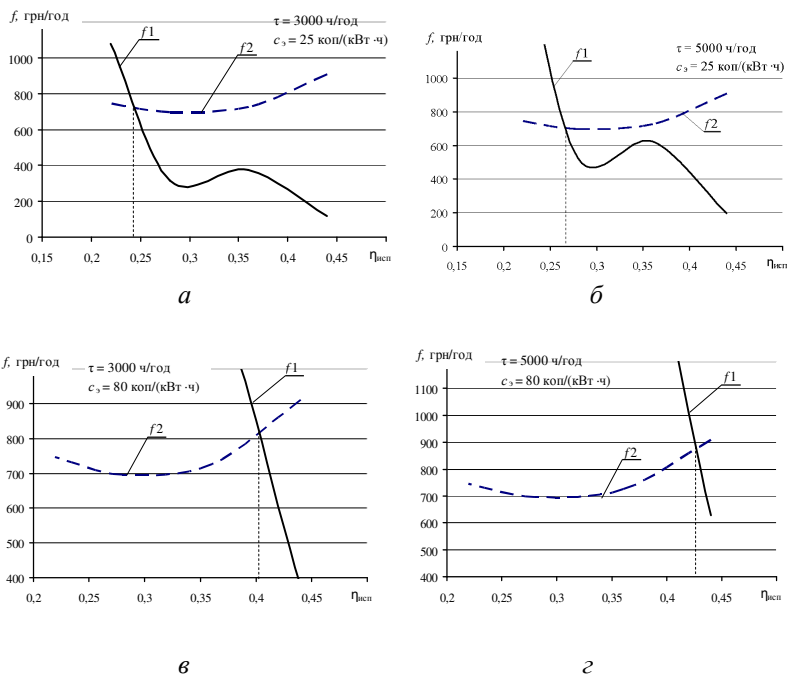


Рис. 4.40. Оптимальные значения теплотехнической эффективности испарителя при:

- a* – время эксплуатации в году $\tau_{\text{экс}} = 3000$ ч и $c_3 = 25$ коп/(кВт·ч);
- б* – $\tau_{\text{экс}} = 5000$ ч и $c_3 = 25$ коп/(кВт·ч); *в* – время эксплуатации в году $\tau_{\text{экс}} = 3000$ ч и $c_3 = 80$ коп/(кВт·ч);
- г* – $\tau_{\text{экс}} = 5000$ ч и $c_3 = 80$ коп/(кВт·ч)

Таким образом, предложенный подход к проведению термозкономической диагностики и оптимизации ХМ и ТНУ позволил комплексно рассмотреть решение нескольких задач:

- нахождение эндогенной и экзогенной составляющих деградации эксергии в элементах установки, выделение устранимой и неизбежной ее частей;
- выявление аномалий в работе всей установки и отдельных ее элементов, в частности;
- определение эксергетической стоимости холода;
- оптимизация режимно-конструктивных характеристик ХМ и ТНУ.

КОМПЛЕКСНЫЙ ПОДХОД К ПРОЕКТИРОВАНИЮ ГЕОТЕРМАЛЬНЫХ ТЕПЛОНАСОСНЫХ УСТАНОВОК

Энергопреобразующие системы с использованием возобновляемых источников теплоты на базе теплонасосного цикла при условии рационального применения обеспечивают заметный эффект энергосбережения. При этом они являются экологически чистыми и независимыми от поставки топлива. Вместе с тем, теплонасосные системы являются сложными, с большим числом взаимодействующих элементов. Их разработка должна проводиться на основе совместного применения методов современной термодинамики, теории тепло- и массопереноса, а также методов системного анализа. Если для изучения процессов в отдельных элементах ТНУ достаточно использования методов термодинамики, теории тепло- и массообмена, то для исследования ТНУ, как системы взаимосвязанных элементов, этих методов явно недостаточно и необходим комплексный подход.

Источником низкопотенциальной теплоты для ТНУ нередко служит грунт приповерхностных слоев земли. В этом случае в состав основных элементов теплонасосной системы входит горизонтальный грунтовый теплообменник (ГТ).

Поскольку в настоящее время не существует стандартных теплообменников для извлечения теплоты из грунта, такие теплонасосные системы должны проектироваться применительно к конкретному объекту с учетом почвенно-климатических условий местности, характера тепло- и хладопотребления объекта, а также многих других факторов.

Для расчета нестационарных процессов тепло- и массопереноса в грунтах различной влажности с учетом климатических условий, замерзания влаги, наличия снежного покрова разработаны и разрабатываются методы математического моделирования. Несмотря на допущения, неизбежные при численной реали-

зации этих методов, в большинстве случаев результаты моделирования, в целом, хорошо подтверждаются данными натурных экспериментов на реальных объектах с ТНУ. Таким образом, можно считать, что существующий математический аппарат для исследования процессов в грунтовом массиве уже сформирован и является вполне работоспособным. Основная задача развития теоретических и прикладных работ в рамках данного научного направления состоит в следующем. Поскольку на сегодняшний день актуальными являются вопросы регулирования теплового режима грунта за счет рациональной организации процессов съема и подвода теплоты от ТНУ, а также вопросы теплоаккумуляции грунта, важную практическую значимость приобретает анализ факторов, влияющих на тепловой режим грунта, и, как следствие, на выбор рациональных режимов эксплуатации ТНУ.

5.1. Моделирование совместных тепловых режимов работы грунтового теплообменника и теплонасосной установки

В почвенно-климатических условиях большей части Украины, где имеет место достаточно продолжительный отопительный период, а температура грунта на глубине заложения грунтового теплообменника (от 1 до 3 м) в зимний период редко превышает 8 °С, существует опасность быстрого истощения теплового потенциала грунта при неправильном выборе термодинамических режимов работы ТНУ и высокой интенсивности его эксплуатации в течение первых 2 – 3 отопительных сезонов. При эксплуатации ГТ в течение отопительного периода температура грунта вблизи него понижается. За летний период грунт может не прогреться до температуры, соответствующей его естественному состоянию (до взаимодействия с ТНУ) перед началом отопительного сезона. В этой ситуации извлечение энергии из грунта в следующий отопительный сезон приведет к еще более значительному понижению его температуры относительно температуры непо потревоженного состояния и еще большему снижению его теплового потенциала. Таким образом, для эффективного применения технологий теплосбора с массива грунта необходимо искать возможные пути снижения тепловой

нагрузки на грунт в течение длительной эксплуатации ТНУ. Кроме того, извлечение теплоты ГТ, заложенным на глубине 0,5 – 1,5 м, оказывает серьезное влияние на биологическую активность почвы, придавая ей свойства, характерные для более северных районов. В этой связи при проектировании систем комплексного теплоснабжения с использованием теплоты грунта одной из актуальных задач является выбор рациональных термодинамических режимов работы ТНУ, которые позволили бы эксплуатировать грунт, как источник энергии в течение длительного времени, не приводя к его истощению и при этом обеспечивая требуемый уровень производства теплоты в ТНУ. В ряде работ это направление исследований получило название анализа тепловой устойчивости грунта [188]. Под устойчивостью, в данном случае, следует понимать способность грунтового массива восстанавливать свою температуру, соответствующую его непотревоженному состоянию. Анализ этого процесса, проведенный в работах [189 –194], позволил определить характер и продолжительность периода релаксации грунта, оценить предельно возможную величину теплосъема с грунтового массива при заданных характеристиках ГТ и выбрать оптимальные условия эксплуатации ТНУ.

Формирование теплового режима приповерхностного грунта, а речь идет о глубинах до 10 м, происходит под влиянием солнечной радиации, температуры наружного воздуха и атмосферных осадков. Приповерхностный грунт подвержен четко выраженным сезонным и суточным колебаниям температуры. Динамика изменения температуры грунта на разных глубинах, а соответственно, и переменный тепловой режим системы теплосбора с массива грунта влияют на изменение режимов работы ТНУ и системы отопления. Кроме того, имеет место и обратная ситуация, когда изменение режимов теплоснабжения объекта, вызывает изменение режимов работы ТНУ, что в свою очередь влияет на характеристики системы теплосбора и температурное поле возле грунтового теплообменника.

Тепловая нагрузка объекта (потребителя теплоты) в течение всего отопительного периода непостоянна. Она изменяется в зависимости от изменения температуры наружного воздуха и режима расходования горячей воды. Особенностью эксплуатации ТНУ в системе отопления является то, что избыток ее теп-

лопроизводительности наблюдается как раз при высоких температурах наружного воздуха, а недостаток – при низких, т.е. тогда, когда температура теплоносителя в системе отопления должна быть достаточно высокой для покрытия максимальной потребности объекта в теплоте. Если ТНУ оснащена компрессором с нерегулируемой объемной подачей хладагента, то при проектировании, возникает задача согласования ее режимных характеристик с режимами теплопотребления объекта, а также с режимами работы системы теплосбора.

Таким образом, при проектировании геотермальных ТНУ необходимо исходить из принципа целостности системы и рассматривать ее подсистемы (непосредственно саму ТНУ, потребителя теплоты и ГТ), как единое целое с учетом взаимосвязей параметров этих подсистем. В этой связи вопрос устойчивости температурного поля грунта к периодическому воздействию процессов съема и подвода теплоты за счет ТНУ может быть корректно решен только с применением комплексного подхода к проектированию геотермальных теплонасосных систем.

Комплексный подход предусматривает совместный расчет ГТ и ТНУ для каждого месяца эксплуатации системы теплохладоснабжения. В отличие от традиционного подхода, когда расчет ГТ производится на некую минимальную или же максимальную величину теплосъема, предлагаемый нами подход предусматривает выбор конструктивных параметров ГТ на основе анализа величин удельного теплосъема с массива грунта для каждого месяца отопительного периода с учетом режима работы ТНУ.

Основные предпосылки к применению комплексного подхода к проектированию геотермальных ТНУ, на наш взгляд, следующие.

Из опыта эксплуатации геотермальных ТНУ известно, что режим постоянного расхода хладоносителя через ГТ способствует повышению коэффициента преобразования ТНУ μ , однако при этом температура хладоносителя на входе в ГТ T_{s2} будет изменяться в зависимости от изменения тепловой мощности ТНУ в течение отопительного периода. Из этого следует вывод, что при проектировании геотермальных ТНУ с постоянным расходом хладоносителя через ГТ нельзя произвольно задаваться величиной T_{s2} . Она должна быть получена на основе совместно-

го расчета ГТ и ТНУ для каждого месяца отопительного периода. Для этого необходимо решение двух взаимосвязанных задач. Первая задача связана с расчетом нестационарного температурного поля массива грунта, в котором заложен ГТ. Вторая задача – определение рациональных термодинамических режимов работы ТН с учетом существующего теплового состояния грунта и режимов тепло- и хладоснабжения объекта. На рис. 5.1. представлен алгоритм совместного расчета ГТ и ТН.

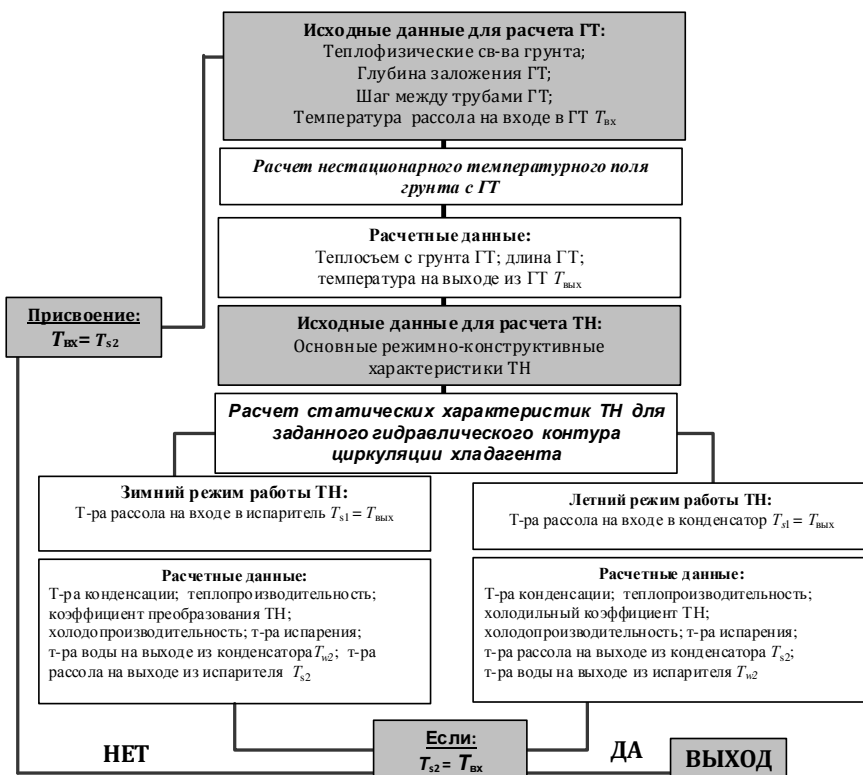


Рис. 5.1. Алгоритм совместного расчета ГТ и ТН

Грунт, как известно, представляет собой капиллярно-пористую структуру, теплопередача в которой одновременно осуществляется за счет теплопроводности внутри частиц твердой фазы в местах их контакта, путем конвекции и теплопроводности в межпоровом пространстве, в результате массопереноса содержащейся в грунте влаги, а также излучением от частицы к частице. Очевидно, что в полной мере учесть влияние всех перечисленных факторов при расчете температурного поля массива грунта не представляется возможным, поскольку это задача исключительной сложности. Вместе с тем, авторы настоящей работы при исследовании процессов в грунте исходили из следующего принципа: усложнение математической модели рационально до некоторого определенного уровня, когда учет дополнительных факторов в модели уже не существенно сказывается на конечном результате при ее численной реализации.

Для моделирования тепловых режимов работы ГТ использовалась математическая модель, представленная в работах [190 – 192]. В этой модели грунт рассматривается как квазиоднородное тело, параметры которого учитывают совокупность влияния теплопроводности, конвекции, влагопереноса в выделенном элементе массива грунта. Математическая модель учитывает взаимное влияние тепловых процессов в массиве грунта и процессов в ГТ, что позволяет проследить характер изменения температуры рассола по тракту ГТ при изменении поля температур в массиве грунта вследствие длительной эксплуатации ТНУ, а также учитывает влияние тепловой интерференции между параллельно проложенными участками трубы ГТ.

Рассол, который движется по трубам ГТ, представляющего собой систему труб, заложенных параллельно на глубине 1,5 м, нагревается за счет аккумулированной землей теплоты. Температура рассола увеличивается по длине трубы, и ее максимальная величина в пределе не может превышать температуру окружающего грунта в конечной точке трубы для рассматриваемого времени года. Таким образом, по длине трубы условия теплообмена изменяются, что делает задачу теплового взаимодействия рассола и грунта трехмерной. Очевидно, что трехмерная задача может быть сведена к серии двумерных задач в вертикальных сечениях грунтового массива, если пренебрегать перетеканием теплоты вдоль трубы и задавать температуру рассо-

ла в каждом из сечений с учетом его подогрева в предшествующих частях трубы. Необходимо учитывать, что соединение труб в ГТ может быть как параллельное, так и последовательное. При параллельном соединении смежных труб в каждом из рассматриваемых сечений температура рассола одинаковая, что позволяет достаточно корректно учитывать взаимное влияние расположения труб на величину теплового потока от грунта и рассчитывать подогрев рассола последовательно по участкам, переходя вдоль движения теплоносителя от одного сечения грунтового массива к другому. При последовательном соединении температуры в соседних трубах отличаются на величину подогрева рассола на длине участка трубы между рассматриваемыми позициями. Поскольку величина подогрева заранее неизвестна, приходится ею задаваться или пренебрегать ее влиянием.

Для простоты анализа остановимся на случае с параллельной укладкой труб.

При формировании математической модели был выбран элемент грунта шириной $s/2 = 0,5$ м и глубиной $H = 10$ м (рис. 5.2). Следует отметить, что вертикальный размер элемента грунта определялся в зависимости от задания условий на нижней границе. Согласно [188] существует так называемый нейтральный слой, для которого температура на глубине от 10 до 20 м остается неизменной в течение года и равна, как правило, среднегодовой температуре наружного воздуха. Положение нейтрального слоя зависит от теплофизических свойств грунта: чем больше теплопроводность грунта, тем глубже расположен нейтральный слой. Поэтому при задании граничных условий первого рода вертикальный размер массива должен быть более 10 м. Этот размер может быть значительно уменьшен без снижения точности расчета, если задавать плотность теплового потока q , идущего от ядра земли к поверхности. По данным [188] величина радиогенной теплоты для зоны Центральной Европы принимается равной $q = 0,1 \div 0,3$ Вт/(м²·К).

На рис. 5.2 представлена схема массива грунта с полиэтиленовым трубопроводом (внешний диаметр $d_n = 0,040$ м, внутренний диаметр $d_{вн} = 0,035$ м), проложенным на глубине $h = 1,5$ м, в качестве грунтового теплообменника. Внутри рассматриваемого ГТ, заложенного с шагом между параллельно уложенными трубами s , прокачивался хладоноситель (30 % рас-

твор этилен гликоля) со скоростью $w = 1$ м/с.

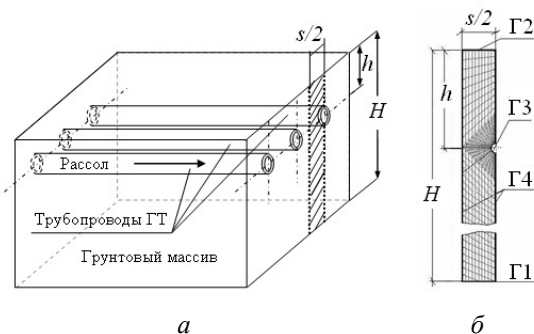


Рис. 5.2. Массив грунта с горизонтальным грунтовым теплообменником: *а* – схема расположения ГТ; *б* – модель построения конечно-элементной сетки

Температурное поле грунта находится путем решения уравнения теплопроводности при граничных условиях (ГУ) второго и третьего рода.

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = a \nabla^2 T, \quad (5.1)$$

где T – температура грунта, °С; τ – время, с; a – температуропроводность грунта, м²/с, при соответствующих начальных (НУ) и граничных условиях (ГУ).

В качестве НУ принималась начальная температура $T_0 = \text{const}$, равная среднегодовой температуре наружного воздуха $T_{\text{ср. год}}$.

Граничные условия были приняты следующие:

- на границе Г1 задано ГУ второго рода $q = \text{const}$;
- на границе Г2 учтены сезонные колебания температуры наружного воздуха и задано ГУ третьего рода

$$\alpha_{\text{нв}} (T_{\Gamma 2} - T_{\text{нв}}) = -\lambda_1 \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_{\Gamma 2}, \quad (5.2)$$

где $\alpha_{\text{нв}}$ – коэффициент теплоотдачи от поверхности грунта к наружному воздуху, Вт/(м²·К); T – температура грунта, °С; $T_{\text{нв}}$ – среднемесячная температура наружного воздуха, изменяющаяся в течение года, °С; λ_1 – эффективная теплопроводность грунта [196], Вт/(м·К).

- на границе Г3 задано ГУ третьего рода

$$\alpha_s (T_{Г3} - \bar{T}_s) = -\lambda_2 \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_{Г3}, \quad (5.3)$$

где α_s – коэффициент теплоотдачи от внутренней стенки трубы к хладоносителю (рассолу), Вт/(м²·К); \bar{T}_s – средняя температура рассола на участке трубопровода, °С; λ_2 – теплопроводность трубы, Вт/(м·К);

$$\text{– на границе Г4 задано } \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_{Г4} = 0. \quad (5.4)$$

Что касается $\alpha_{н.в.}$, то оно в первом приближении значение принималось равным 6 Вт/(м²·К) [195]. Далее, в результате решения нестационарной задачи теплопроводности в двухмерной постановке было получено распределение температуры на поверхности грунта в течение года. После этого проведен уточненный расчет коэффициента теплоотдачи с учетом полученных разностей между температурами окружающей среды и поверхностью грунта для каждого месяца. С использованием известных критериальных соотношений для свободной конвекции [197] находились осредненные по месяцам коэффициенты теплоотдачи от грунта к наружному воздуху $\alpha_{н.в.} = f(\tau)$;

Была решена серия двумерных задач для вертикальных сечений грунтового массива по длине ГТ. При этом трубопровод рассматривался как сумма элементарных участков. В первой итерации температура рассола на участке считалась постоянной и равной температуре на входе в него. В последующих итерациях температура рассола на выходе из элементарного участка уточнялась по известным уравнениям теплового баланса, а полученное значение присваивалось температуре на входе в следующий участок.

Теплофизические свойства рассола определялись по средней температуре рассола на элементарном участке \bar{T}_s . Величина α_s находилась на каждом элементарном участке ГТ.

Для большинства минералов, из которых состоит грунт, теплоемкость сухого грунта равна $c_{сг} = 0,71 \div 0,92$ кДж/(кг·К). При этом большее значение теплоемкости характерно для влажных грунтов.

$$c = (1-\Pi) c_{сг} + \Pi \cdot s c_{в} + \Pi \cdot (1-sat) c_{возд},$$

где c_v – теплоемкость воды, $c_{\text{возд}}$ – теплоемкость воздуха; Π – пористость грунта (от 0,2 до 0,5); sat – объемная доля фазы, определяемая как $sat = \frac{V_{\text{ж}}}{V_{\text{пор}}}$, где $V_{\text{ж}}$ – объем пор, занимаемый жидкой фазой, м^3 ; $V_{\text{пор}}$ – объем пор, равный $V_{\text{пор}} = \Pi V$, где V – объем грунта, м^3 .

При $\Pi=0,3$ и $sat=1$ теплоемкость грунта равна

$$c = (1-0,30) \cdot 0,92 + 0,30 \cdot 4,19 = 1,9 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

Плотность влажного грунта [198]

$$\rho = (1-\Pi) \rho_{\text{сг}} + \Pi sat \rho_{\text{в}} + \Pi \cdot (1-sat) \rho_{\text{возд}}.$$

где $\rho_{\text{сг}}$, $\rho_{\text{в}}$, $\rho_{\text{возд}}$ – плотности сухого грунта, воды и воздуха соответственно. При $\rho_{\text{сг}} = 2500 \text{ кг/м}^3$, $\Pi = 0,3$ и $sat = 1$ плотность $\rho = 2050 \text{ кг/м}^3$.

Теплопроводность влажного грунта определялась аналогично теплоемкости и плотности. Для большинства минералов, составляющих твердую фазу грунта, $\lambda_{\text{сг}} = 0,84 \div 2,52 \text{ Вт/(мК)}$, воды $\lambda_{\text{в}} = 0,59 \text{ Вт/(мК)}$, воздуха $\lambda_{\text{возд}} = 0,021 \text{ Вт/(мК)}$. Величина λ для грунта резко возрастает с увеличением его влажности и существенно зависит от плотности и пористости [241]. При $\lambda_{\text{сг}} = 2 \text{ Вт/(мК)}$, $\Pi=0,3$ и $sat = 1$ теплопроводность грунта равна $\lambda = 1,5 \text{ Вт/(мК)}$.

На рис. 5.3 приведена зависимость температуропроводности грунта a от его пористости и влажности. При $\Pi = 0,3$ и $sat = 1$

$$a = \frac{1,5}{1,9 \cdot 10^3 \cdot 2050} = 3,85 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}.$$

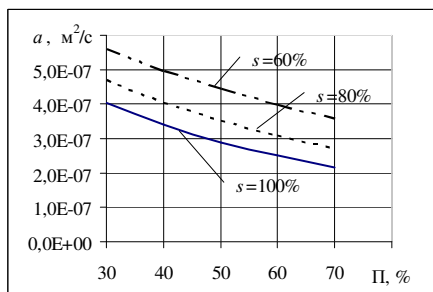


Рис. 5.3. Влияние влажности и пористости грунта на его температуропроводность

Для проверки адекватности выбранного подхода при задании граничных условий физическому процессу распределения температуры в массиве грунта, проведено сопоставление результатов, полученных методом конечных элементов [201] и с использованием эмпирических [199], а также аналитических выражений, предложенных в работе [200].

Зависимости, представляющие собой распределения температуры грунта по месяцам в течение года, которые получены численным методом (сплошная линия) и с использованием эмпирической формулы [199] (пунктирная линия), приведены на рис. 5.4, из которых видно, что имеет место достаточно точное совпадение результатов с разницей в $1\text{ }^{\circ}\text{C}$, несмотря на то, что при задании граничных условий на Γ_2 не учитывалось влияние покрова грунта (снег, растительность и т.п.) и ряда других факторов.

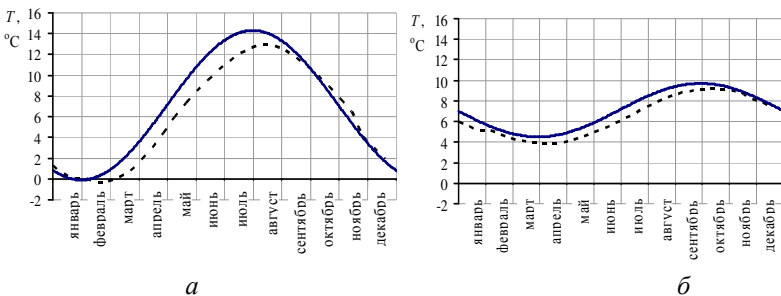


Рис. 5.4. Результаты сопоставления графиков колебаний температуры грунта в течение года, полученных численным и среднестатистическим методами:
а – на глубине 1 м; *б* – на глубине 3 м

Длина трубопровода ГТ с учетом изменения теплосъема с массива грунта по длине теплообменной поверхности ГТ при течении хладоносителя (30 % раствор этиленгликоля) рассчитывалась по следующему алгоритму:

1. Для задания ГУ III рода на внутренней поверхности трубы (граница Γ_3 , рис. 5.2) определяется коэффициент теплоотдачи от хладоносителя на участке ΔL_n . Теплофизические свойства хладоносителя принимаются при средней температуре

$$\bar{T}_s = \frac{T_{s2}^\Delta + T_{s1}^\Delta}{2}, \quad (5.5)$$

где T_{s2}^Δ – температура на входе в участок ГТ длиной ΔL ; T_{s1}^Δ – температура на выходе из участка ГТ длиной ΔL .

В первом приближении температура на входе в ГТ T_{s2} принимается равной температуре T_{s1}^Δ , т.е. $\bar{T}_s = T_{s2}$.

Для расчета коэффициента теплоотдачи от внутренней поверхности ГТ к рассолу используются известные критериальные уравнения для вынужденного течения жидкости в трубах [197].

Если температуры хладоносителя на входе в ГТ в течение года изменяются, то для каждого месяца получаем различные значения коэффициента теплоотдачи на участке ΔL_n .

2. Путем решения нестационарной задачи теплопроводности в двумерной постановке с заданными граничными условиями, используя метод конечных элементов, определяем распределение температуры в выделенном элементе грунта (рис. 5.2), а также значения температур стенки на внутренней поверхности трубы (T_3) в течение отопительного периода. Для нахождения теплового потока с грунта находим осредненные значения температур стенки \bar{T}_{ct} по внутренней поверхности трубы. Значения \bar{T}_{ct} также усредняются и по каждому месяцу отопительного периода.

Тепловой поток, отводимый хладоносителем, определяется по формуле

$$Q_{\Delta L} = \alpha_{гт} (\bar{T}_{ct} - \bar{T}_s) \pi d_1 \Delta L, \quad (5.6)$$

где $\alpha_{гт}$ – коэффициент теплоотдачи от внутренней стенки трубы к рассолу (скорость течения $w=1$ м/с); d_1 – внутренний диаметр трубы, равный 0,032 м.

3. Из уравнения теплового баланса находится температура T_{s1}^Δ на выходе из участка ΔL для каждого месяца

$$Q_{\Delta L_n} = \alpha_{гт} (\bar{T}_{ct} - \bar{T}_s) \pi d_1 \Delta L_n = \frac{\rho w \pi d_1^2}{4} c_p (T_{s1}^\Delta - T_{s2}^\Delta).$$

$$T_{s1}^\Delta = T_{s2}^\Delta + \frac{4Q_{\Delta L_n}}{\rho w \pi d_1^2 c_p}. \quad (5.7)$$

4. Расчет повторяется с п. 1. При этом в (5.5) подставляется полученное значение T_{s1}^{Δ} и определяется уточненное значение $\alpha_{гр}$.

5. Для нахождения величины теплосъема со следующего участка трубы ΔL_{n+1} значение T_{s1}^{Δ} , полученное по (5.7), присваивается значению температуры на входе в следующий участок $T_{s2}^{\Delta} = T_{s1}^{\Delta}$. Далее расчет повторяется с п. 1.

6. Расчет ведется совместно с расчетом статических характеристик ТНУ до выполнения условия, когда сумма теплосъемов с участков ГТ будет покрывать тепловую мощность испарителя ТНУ (холодопроизводительность) или превышать ее для каждого месяца отопительного периода. $Q_0 \geq \sum_{n=1}^i Q_{\Delta L_n}$, а температуры на входе и на выходе из ГТ и из испарителя ТНУ будут равны. Если условие равенства по температурам не выполняется, то статические характеристики ТНУ пересчитываются, а температура на входе в испаритель принимается равной температуре на выходе из ГТ.

7. Полная длина трубопровода ГТ находится, как сумма длин элементарных участков $L = \sum_{n=1}^i \Delta L_n$.

Проведем предварительный анализ теплового потенциала грунта. Рассмотрим следующие возможные режимы подачи хладоносителя в ГТ от ТНУ:

1-й режим. ТНУ работает только в зимний период. В течение всего отопительного периода температура хладоносителя на входе в ГТ принимается постоянной, равной, к примеру, $T_{s2} = -3$ °С. Следует отметить, что данный режим нецелесообразен с точки зрения обеспечения эффективной эксплуатации ТНУ, т.к. поддержание постоянной T_{s2} при снижении теплопроизводительности ТНУ в холодные месяцы отопительного периода сопряжено с понижением температуры испарения, а соответственно и с уменьшением μ . Однако такой прием позволяет провести качественный анализ теплового состояния грунта для каждого месяца отопительного периода;

2-й режим. ТНУ эксплуатируется в отопительный период, обеспечивая постоянную температуру хладоносителя на входе в

ГТ ($T_{s2} = -3^{\circ}\text{C}$), а также в межотопительный период, покрывая нагрузку по кондиционированию объекта ($T_{s2} = 21^{\circ}\text{C}$);

3-й режим. ТНУ работает в зимний период при изменяющейся температуре хладоносителя T_{s2} с октября по март соответственно -1; -2; -3; -4; -4; -3 $^{\circ}\text{C}$, а в летний – с постоянной температурой подачи рассола в ГТ ($T_{s2} = 21^{\circ}\text{C}$). Значения T_{s2} задаются, ориентируясь на величину минимального температурного напора в 5°C между температурой рассола и температурой грунта на расстоянии 0,1 м от ГТ для каждого месяца отопительного периода 2-го режима работы ТНУ.

На рис. 5.5 для трех режимов приведен удельный теплоъем с грунта по месяцам.

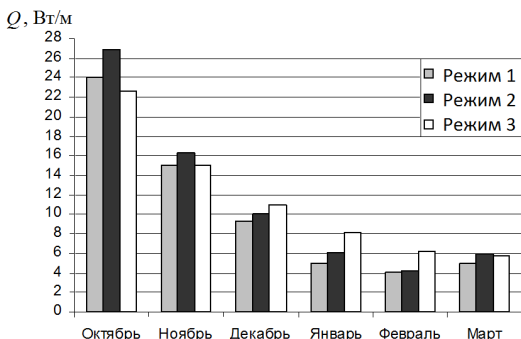


Рис. 5.5. Тепловой поток при работе ТНУ в разных режимах

Как видно из рисунка наибольший теплоъем с грунта имеет место в режиме 2, т.к. сброс теплоты с конденсатора ТНУ, работающей в режиме летнего кондиционирования, в ГТ позволяет сократить период восстановления температурного поля грунта к началу следующего отопительного сезона. Между тем видно, что подавать в ГТ хладоноситель с постоянной температурой $T_{s2} = -3^{\circ}\text{C}$ в течение всего отопительного сезона нерационально, поскольку такой режим сильно «истощает» грунт уже в первый месяц эксплуатации ТНУ. Следовательно, в зимний период, когда растет теплопотребление объекта, удельный теплоъем с грунта ГТ уже невысок. Предпочтительным представляется режим 3, при котором теплоъем в течение отопительного сезона выше, чем в предыдущих режимах. Поэтому при проектировании в первом приближении он и может быть выбран в качестве расчетного.

В последующих приближениях T_{s2} определяется при расчете статических характеристик ТНУ с учетом изменения режимов теплоснабжения объекта при различных температурах наружного воздуха.

Разработанный алгоритм позволяет решать одну из важных проблем проектирования ГТ – выбор наиболее рациональной глубины его заложения.

На рис. 5.6 приведены результаты расчета удельного теплосъема по длине ГТ, размещенного на глубине 1,5 м и 1 м, для режима работы ТНУ при постоянной температуре на входе в ГТ ($T_{s2} = -3\text{ }^{\circ}\text{C}$).

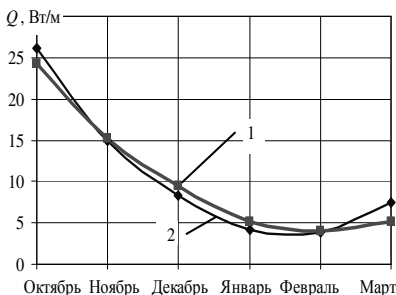


Рис. 5.6. Теплосъем Q с одного метра трубопровода ГТ при $T_{s2} = -3\text{ }^{\circ}\text{C}$:
1 – ГТ на глубине 1,5 м;
2 – ГТ на глубине 1 м

Как можно видеть из рис. 5.6, при размещении ГТ на глубине 1,0 м и прочих равных условиях удельный теплосъем с единицы длины больше в начале и в конце отопительного периода, поскольку в данном случае степень влияния граничных условий на поверхности грунта более существенна. Однако, в период максимального теплопотребления объекта с ноября по февраль удельный теплосъем на глубине 1,5 выше. При выборе глубины заложения ГТ этот фактор является определяющим.

Алгоритм расчета теплосъема Q грунтовым теплообменником, подробно описанный выше, является достаточно громоздким. В связи с этим рассмотрен вопрос получения обобщенного выражения для анализа Q в зависимости от основных определяющих факторов: временного интервала; шага между трубами; глубины заложения трубопровода; температуропроводности грунта; температуры рассола.

Из числа рассматриваемых факторов были исключены глубина заложения ГТ, диаметр и теплофизические свойства

материала труб ГТ. Они принимались фиксированными на основании существующего опыта проектирования ГТ. В частности, глубина заложения геотермального коллектора была принята равной 1,5 м, что является экономически оправданной.

Обработка и анализ результатов численных экспериментов проведен с помощью программного пакета STATGRAF, реализующего метод планирования эксперимента Бокса – Бенкена. Для определения теплосъема с грунта погонным метром трубопровода теплообменника получена следующая регрессионная зависимость

$$Q = 15,1641 - 1,26683\bar{T}_s + 897,932a + 3,26231s - 0,59852\tau_{\text{сут}} - 0,00461224\bar{T}_s^2 - 17,7397T_s a - 0,179098\bar{T}_s s + 0,0087744T_s \tau_{\text{сут}} - 5956,05a^2 + 3,64912as - 2,0935a\tau_{\text{сут}} - 0,222848s^2 - 0,00541846s\tau_{\text{сут}} + 0,00242745\tau_{\text{сут}}^2, \quad (5.8)$$

где $\tau_{\text{сут}}$ – время, сутки.

Зависимость (5.8) справедлива для следующих диапазонов варьируемых факторов: шаг между трубами $s = 0,5 \div 10$ м; температуропроводность $a = 0,035 \div 0,08$ м²/сут.; температура раскола $\bar{T}_s = -6 \div 1$ °С; время эксплуатации ГТ $\tau_{\text{сут}} = 1 \div 180$ сут.

Для указанного диапазона $\tau_{\text{сут}}$ первые сутки эксплуатации ГТ соответствуют 1 октября.

На рис. 5.7 – 5.9 представлены результаты анализа теплосъема Q с использованием предложенной выше зависимости. Максимальный теплосъем с грунта ГТ (рис. 5.7) наблюдается при шаге между трубами $s = 10$ м (одиночная труба) в первые дни эксплуатации ТН. В связи с понижением температуры наружного воздуха в зимние месяцы и дальнейшим отбором теплоты ГТ теплосъем снижается. При этом в случае одиночной трубы разность между начальным и конечным значениями Q (в 1-е и 180-е сутки) больше, чем при меньшем шаге заложения труб ГТ. При шаге от 0,5 до 2 м влияние тепловой интерференции более существенно сказывается в осенние месяцы, чем в зимние. К концу отопительного периода теплосъем резко сни-

жается как одиночной трубой, так и ГТ с частым заложением труб при постоянной температуре рассола в ГТ.

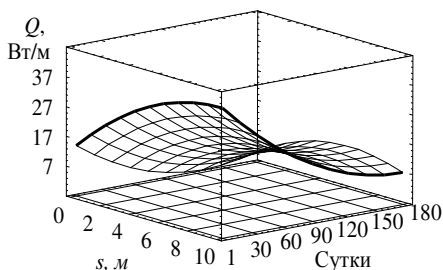


Рис. 5.7. Взаимное влияние на теплосъем с грунта шага между трубами ГТ и временного интервала

Из рис. 5.8, где показан теплосъем с грунта теплообменником при различных температурах рассола в зависимости от температуропроводности грунта a , видно, что при более высоких значениях температуры рассола \bar{T}_s она меньше влияет на величину теплосъема.

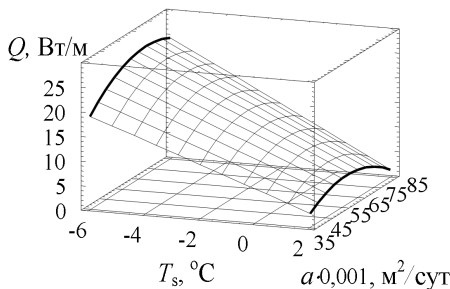


Рис. 5.8. Влияние на теплосъем с грунта ГТ температуры рассола и температуропроводности

Взаимное влияние всех варьируемых факторов на Q приведено на рис. 5.9, из которого видно, что в первые сутки работы ТН при $s_{\max} = 10$ м и $a_{\max} = 0,08$ м²/сут. и температуре рассола $T_s = -6$ °С наблюдается максимальный теплосъем. При повышении температуры рассола существенное влияние на Q оказывает только фактор времени $\tau_{\text{сут}}$, а влияние факторов a и s снижается. Вначале эксплуатации ТН при $a_{\max} = 0,08$ м²/сут. наблюдается большой теплосъем с грунта ГТ по сравнению с $a_{\min} = 0,035$ м²/сут., а к концу эксплуатации меньший. Это объясняется тем, что при более высоких значениях a процесс теплопередачи во времени осуществляется быстрее, и к концу отопи-

тельного периода тепловой потенциал грунта снижается больше, чем при a_{\min} .

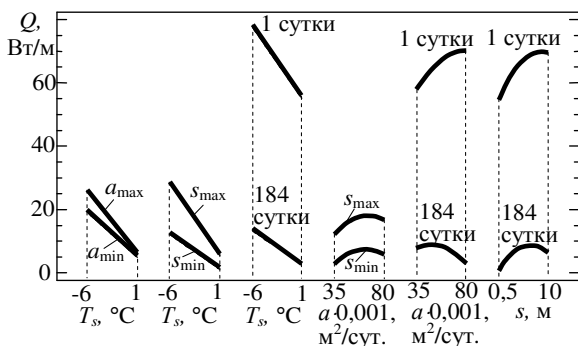


Рис. 5.9. Взаимное влияние различных факторов на теплосъем с грунта ГТ

В зависимости от того, в какой системе отопления предполагается эксплуатация ТНУ, зависит и режим работы ГТ, поскольку тепловая мощность испарителя изменяется с учетом изменения нагрузки конденсатора.

Как известно [202], наиболее характерными для работы в системе отопления ТНУ, являются два режима. Первый режим работы – моновалентный, когда ТНУ покрывает всю нагрузку системы отопления. При этом система отопления создается низкотемпературной с расчетными параметрами теплоносителя 55/45 °С в подающей и обратной магистралях соответственно. Второй режим работы ТНУ – бивалентно-альтернативный, согласно которому ТНУ покрывает отопительную нагрузку и обеспечивает требуемые температуры теплоносителя в подающей и обратной магистрали только до определенной температуры наружного воздуха (точка бивалентности), а далее нагрузку покрывает котел-доводчик. В этом случае система водяного отопления является высокотемпературной с расчетными параметрами теплоносителя 95/70 °С.

В качестве теста для проверки работоспособности предложенной методики расчета ГТ моделировались режимы работы одной и той же ТНУ с различными системами отопления.

При бивалентном режиме работы ТНУ теплотребление объекта при расчетной температуре наружного воздуха составляло 35 кВт, а для моновалентного – 15 кВт. Основные режимно-конструктивные характеристики ТНУ: массовый расход хладагента в ГТ 1,01 кг/с; массовый расход теплоносителя

0,33 кг/с; Объемная подача компрессора 29 м³/ч; поверхность испарителя 6,7 м²; поверхность конденсатора 6,8 м²; длина ГТ 1600 м; глубина заложения 1,5 м. Хладагент ТНУ – R134a.

Температура теплоносителя на входе в конденсатор ТНУ принималась равной температуре в обратной магистрали системы отопления. При этом с использованием рекомендаций [202 – 204] для рассматриваемых систем отопления предварительно были построены графики качественного регулирования. Статические характеристики ТНУ определялись при помощи методики, представленной в работах [145, 189, 192, 203]. При анализе работы ТНУ принимался постоянный расход теплоносителя в обоих режимах.

Расчетные характеристики ТНУ для различных систем отопления приведены на рис. 5.10 и в табл. 5.1. Температуры в таблице представлены в °С.

Длина грунтового теплообменника была определена по выше приведенному алгоритму при условии обеспечения требуемой холодопроизводительности ТНУ по каждому месяцу отопительного периода.

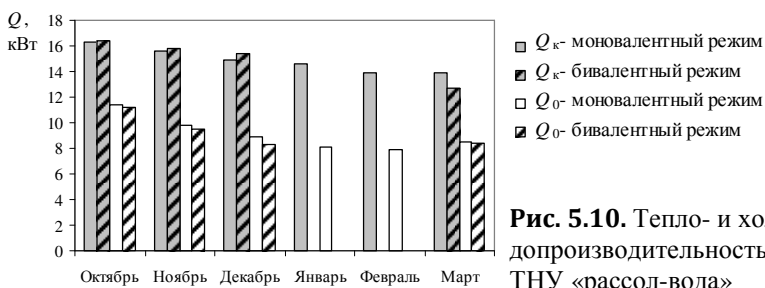


Рис. 5.10. Тепло- и холодопроизводительность ТНУ «рассол-вода»

В расчетах ГТ и ТНУ учитывался режим кондиционирования, при котором в летний период на вход ГТ подается рассол с постоянной расчетной температурой $T_{s2} = 21^{\circ}\text{C}$. При реверсировании холодильного цикла для работы ТНУ в режиме кондиционирования температура конденсации фреона, а следовательно, и T_{s2} практически не подвержены колебаниям и остаются фактически постоянными. Это обусловлено тем, что температура грунта на глубине заложения ГТ в течение трех летних месяцев изменяется незначительно от 16 до 18 °С.

Таблица 5.1 – Термодинамические характеристики ТНУ «рас-сол-вода» при работе в низкотемпературной (верхняя строка) и вы-сокотемпературной (нижняя строка) системах отопления

Параметры	Октябрь	Ноябрь	Декабрь	Январь	Февраль	Март
Среднемесячная температура наружного воздуха	8	-1	-5	-9	-6	0
Температура рассола на входе в испаритель ТНУ	9,22	5,8	2,77	0,57	-0,64	-0,28
	9,22	5,8	2,77	-	-	0,50
Температура рассола на выходе из испарителя ТНУ	7,19	3,99	1,065	-1,007	-2,24	-1,98
	7,23	4,053	1,20	-	-	-1,15
Температура испарения	-1,13	-3,15	-5,41	-6,87	-8,07	-8,14
	-0,99	-2,91	-4,86	-	-	-7,22
Температура теплоносителя на входе в конденсатор	32,0	40,0	42,0	46,0	43,0	38,0
	33,8	43,0	49,0	-	-	42
Температура теплоносителя на выходе из конденсатора	42,90	50,15	51,54	55,12	51,88	46,93
	44,70	53,15	58,56	-	-	51,09
Требуемая температура теплоносителя в подающей магистрали	38,0	47,0	50,0	55,0	51,0	41,0
	39,1	52,4	59,0	71,1	61,9	51,0
Температура конденсации	49,21	56,02	57,06	60,39	57,02	52,10
	51,00	59,02	64,09	-	-	56,35
Температура хладагента после компрессора	92,68	110,25	117,14	128,77	123,32	111,59
	96,04	116,42	132,88	-	-	119,63
Индикаторный КПД	0,7723	0,7423	0,7268	0,7049	0,7108	0,7293
	0,767	0,733	0,703	-	-	0,718
Коэффициент подачи ком-прессора	0,784	0,777	0,773	0,768	0,769	0,774
	0,783	0,775	0,767	-	-	0,771
Коэффициент преобразования ТНУ	3,09	2,43	2,22	1,95	2,05	2,32
	2,96	2,26	1,88	-	-	2,14
Эксергетические потери, кВт	3,48	3,762	3,83	4,23	4,0	3,67
	3,594	4,06	4,65	-	-	4,067
Термодинамическое совершенство, %	28,55	30,68	31,26	30,61	31,25	32,0
	29,7	30,4	29,8	-	-	31,65
Эксергетический КПД, %	28,9	35,8	36,0	35,0	33,6	31,39

Уменьшение холодопроизводительности ТНУ с декабря по март связано с увеличением температурных границ цикла, обусловленных возрастанием теплопотребления объекта в этот период. То, что коэффициент преобразования ТНУ μ в бивалентно-альтернативном режиме работы ТНУ к марту месяцу ниже на 7,75 % по сравнению с моновалентным режимом связано с более высокой температурой (42 °С) теплоносителя, поступающего из системы отопления в конденсатор, чем при моновалентном режиме (38 °С), а параметры теплоносителя оказывают гораздо большее влияние на изменение μ , чем параметры рассола в испарителе.

Изменение режимов работы ТНУ влияет на характеристики ГТ следующим образом. При бивалентно-альтернативном режиме отопления в марте месяце температура рассола на входе в испаритель ТНУ по сравнению с моновалентным режимом на 1,22 °С выше (см. табл. 5.1). Это обусловлено тем, что два зимних месяца отбор теплоты из грунта не осуществляется, и температурный потенциал грунта соответственно не истощается.

Ниже представлены зависимости изменения температуры грунта на глубине 1 м (рис. 5.11 *a*) и 3 м (рис. 5.11 *б*), полученные при заложении ГТ на глубине 1,5 м для моновалентного режима работы ТНУ и непо потревоженного состояния грунта. Как видно из рис. 5.11 *a*, на температуру грунта на глубине 1 м оказывает большое влияние колебание температуры наружного воздуха и отбор тепла грунтовым теплообменником, заложеным на глубине 1,5 м. Аккумуляция тепла в грунте за счет сброса теплоты конденсации ТНУ в летний период на глубине 1 м не наблюдается.

Из рис. 5.11 *a* видно, что характер изменения температуры грунта при работе ТНУ в моновалентном режиме в отопительный период и режиме кондиционирования летом (линия 2) фактически такой же, как при работе ТНУ только в режиме нагрева в отопительный период (линия 3) в течение всего периода эксплуатации ТНУ.

На глубине 3 м (рис. 5.11 *б*) аккумуляция тепла более ощутима, поэтому разность между температурами грунта для указанных режимов эксплуатации больше. При работе ТНУ только в режиме отопления к марту месяцу температура грунта

на глубине 3 м становится ниже на 2 °С по сравнению с его непотревоженным состоянием.

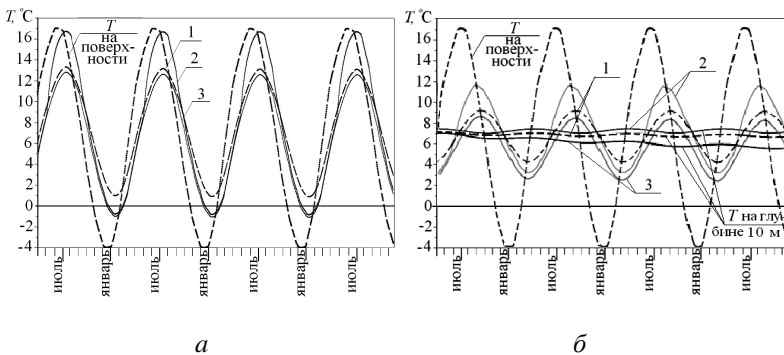


Рис. 5.11. Зависимость температуры грунта на глубине 1 м (а) и 3 м (б) от времени при следующих условиях:

- 1– непотревоженное состояние грунта; 2– при работе ТНУ в моновалентном режиме в отопительный период и в режиме кондиционирования в летний период; 3– при работе ТНУ только в режиме нагрева в отопительный период

В целом, аккумуляция тепла грунтом в летний период работы ТНУ способствует восстановлению его теплового потенциала, т.е. повышает тепловую устойчивость. В качестве иллюстрации этого на рис. 5.11 б показано изменение температуры грунта на глубине 10 м. При работе ТНУ только в режиме отопления к 4-у отопительному сезону температура грунта на глубине 10 м будет на 1,5 °С ниже по сравнению с его непотревоженным состоянием, чего не наблюдается при работе в режиме с кондиционированием.

Как отмечалось выше, предлагаемая методика расчета предполагает учет изменения величины теплосъема с грунта к ГТ с уточнением температуры хладоносителя по его длине.

Рассмотрим, как влияет учет изменения теплосъема с грунта по длине трубопровода на выбор проектной длины ГТ (рис. 5.12): 1– при постоянном теплосъеме по длине ГТ; 2 – при переменном теплосъеме по длине ГТ, но без учета тепловой интерференции; 3 – при переменной величине теплосъема по длине ГТ змеевикового типа с учетом тепловой интерференции между участками трубопровода.

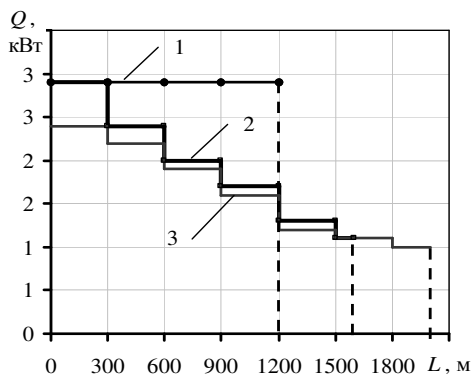


Рис. 5.12. Выбор проектной длины ГТ в зависимости от способа расчета теплообмена с грунта

Как видно из рис. 5.12, для обеспечения требуемой холодопроизводительности ТНУ $Q = 11,4$ кВт (октябрь месяц), проектная длина ГТ может изменяться от $L = 1200$ м до $L = 2000$ м в зависимости от учета влияния соответствующих параметров.

5.2. Восстановление теплового потенциала грунта за счет реверсирования цикла ТНУ

Вопрос восстановления теплового потенциала грунта связан с выбором рациональных режимов при круглогодичной эксплуатации ТНУ. В работах [190, 191] рассмотрен вопрос снижения теплового потенциала грунта при многолетней эксплуатации ТНУ в зимнем режиме. При этом моделировались режимы работы ТНУ как для высокотемпературной, так и для низкотемпературной систем отопления. В работах [192 – 194] исследовался круглогодичный режим работы ТНУ и рассматривались возможные способы восстановления температурного поля грунта.

Одним из путей снижения тепловой нагрузки на грунт при работе ТНУ является отвод теплоты конденсации в ГТ при реверсировании цикла ТН в летний период для покрытия нагрузки холодоснабжения. Технологически это осуществляется за счет периодической прокачки в летний период через ГТ 30% рассола

этиленгликоля, поступающего после конденсатора ТНУ с температурой $18 \div 22 \text{ }^\circ\text{C}$ (рис. 5.13).

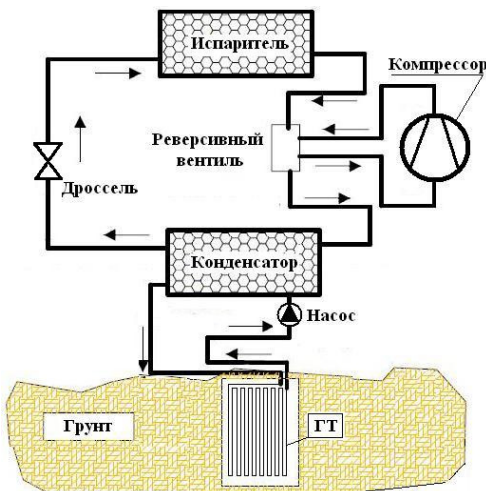


Рис. 5.13. Схема восстановления теплового потенциала грунта за счет реверсирования цикла ТНУ

Для проектного режима отопления были рассчитаны конструктивные характеристики ГТ и ТНУ, а для режима охлаждения решалась задача, в которой при заданных геометрии ГТ, конструкции ТН и требуемых параметров работы системы охлаждения рассчитывалась величина теплопоступления в грунт при охлаждении конденсатора ТН в летний период

Моделирование работы теплового насоса в режиме выработки холода предполагает расчет его статических характеристик для заданного гидравлического контура циркуляции хладагента [192 - 194]. При известной геометрии испарителя, конденсатора, элементов трубной обвязки и заданной объемной подаче компрессора находятся температуры испарения, конденсации, тепловая и холодильная мощности, потребляемая мощность компрессора, холодильный коэффициент и коэффициент преобразования. Решение этой задачи основано на совместном рассмотрении параметров системы охлаждения и характеристик ТНУ, а именно, увязке данных о теплоизбытках в помещениях с холодопроизводительностью ТНУ. Известно, что в зависимости от температуры наружного воздуха $T_{\text{нв}}$ холодопроизводительность ТНУ изменяется противоположно холодильной мощности системы охлаждения. С повышением $T_{\text{нв}}$ мощность системы

охлаждения возрастает, а температура воды, поступающей в приборы охлаждения, снижается. Это приводит к снижению холодопроизводительности и холодильного коэффициента ТНУ. При моделировании статических характеристик ТНУ взаимосвязь параметров системы охлаждения с параметрами ТНУ находилась по методике И. А. Сакуна [204].

Основные режимно-конструктивные характеристики ТНУ принимались следующие: массовый расход рассола через ГТ – 1,01 кг/с; массовый расход воды в системе охлаждения – 0,333 кг/с; теоретическая объемная подача компрессора – 29 м³/ч. Поверхность конденсатора – 6,7 м²; поверхность испарителя – 6,8 м²; длина ГТ – 1600 м. Хладагент R134a.

Температуры воды в подающей и обратной магистралях системы охлаждения определялись при температурах наружного воздуха, осредненных по наиболее жарким пяти дням в каждом летнем месяце.

Граничные условия для расчета температурного поля грунта с заложенным ГТ задавались с учетом динамики изменения температуры наружного воздуха для климатических условий Харьковской области. При моделировании многолетней работы ТНУ и ГТ учитывалось изменение температуры рассола как в летний, так и в зимний период. Предполагалось, что в сентябре, апреле и мае ТНУ не эксплуатировался. Температуры на входе в ГТ для каждого месяца отопительного периода были получены на основе совместного расчета ГТ и ТНУ с учетом теплового состояния грунта и режимов теплопотребления объекта.

На рис. 5.14 и 5.15 приведены результаты совместного расчета параметров ГТ и ТНУ для летнего и зимнего режима.

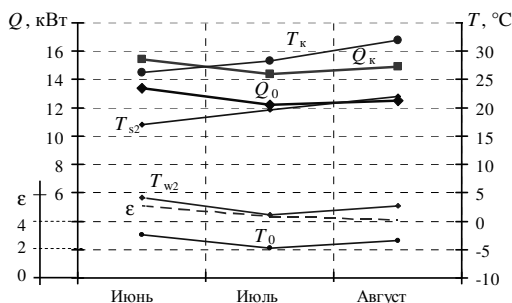


Рис. 5.14. Параметры ГТ и ТНУ для летнего режима:

- T_k – температура конденсации, °C;
- T_{s2} – температура рассола на выходе из конденсатора, °C;
- T_{w2} – температура воды на выходе из испарителя, °C;
- T_0 – температура испарения, °C

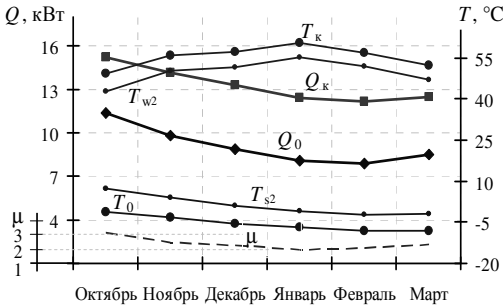


Рис. 5.15. Параметры ГТ и ТН для зимнего режима: T_{s2} – температура рассола на выходе из испарителя, °С; T_{w2} – температура воды на выходе из конденсатора, °С

На рис. 5.16 показано изменение температуры грунта при эксплуатации ТН в разных режимах. Заштрихованные участки показывают изменение температуры грунта за счет сброса теплоты конденсации в ГТ летом. Видно, что сброс теплоты конденсации способствует восстановлению теплового потенциала грунта относительно его естественного состояния, т.е. повышает тепловую устойчивость.

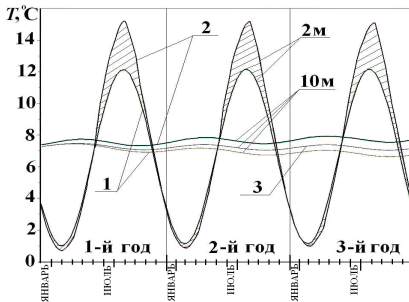


Рис. 5.16. Изменение температуры грунта на разных глубинах в течение 3-х лет эксплуатации ТНУ: 1 – в режиме теплоснабжения, 2 – в реверсивном режиме, 3 – естественное состояние грунта

В табл. 5.2 приведены результаты сравнения значений теплосъема $Q_{ГТ}$ с ГТ и коэффициентов преобразования μ на третий год эксплуатации ТНУ. Рассчитаны два режима работы ТНУ: отопительный и реверсивный. Реверсивный режим отмечен знаком «*».

Таблица 5.2.- Сопоставление значений $Q_{ГТ}$ и μ для различных режимов работы ТНУ

Месяц	X	XI	XII	I	II	III
$Q_{ГТ}$, кВт	11,3	9,6	8,5	7,9	7,6	8,4
$Q_{ГТ}^*$, кВт	11,4	10,4	10,2	9,2	9,1	8,4
μ	3,01	2,34	2,12	1,88	2,02	2,3
μ^*	3,09	2,43	2,22	1,95	2,05	2,32

Сброс теплоты конденсации ТН в летнем режиме эксплуатации способствует восстановлению теплового потенциала грунта относительно его непо потревоженного состояния и незначительно повышает коэффициент преобразования ТН в последующий отопительный сезон. Для существенного повышения коэффициента преобразования объемы поступающей в грунт теплоты должны быть больше, чем теплопроизводительность ТНУ в летнем режиме, поскольку на глубине заложения ГТ, равной 1,5 м, имеют место потери аккумулированной теплоты в окружающую среду. В качестве дополнительного источника теплоступлений в грунт может, к примеру, использоваться геовентиляционный теплообменник, служащий для охлаждения приточного воздуха летом [205].

5.3. Термoэкономический анализ геотермальной ТНУ

Итогом комплексного подхода может являться определение стоимости выработанного тепла с учетом взаимосвязи всех факторов, влияющих на эффективность работы ТНУ в системе теплоснабжения. В качестве примера по расчетным данным (рис. 5.4) для моновалентного режима работы ТНУ, используя методику [68, 69], можно определить стоимость выработанного тепла с учетом режимов работы установки. Это возможно благодаря ведению в уравнения капитальной стоимости элементов ТНУ (4.70) – (4.74) теплотехнических КПД и режимных параметров теплообменного и компрессорного оборудования. Стоимость тепла определяется, как

$$c_T = \frac{\sum_{k=1}^n Z_k + c_{\text{э}} \tau_{\text{экс}} N_{\text{э}}}{Q_k \tau_{\text{экс}}}, \quad (5.9)$$

где подстрочный индекс k показывает количество всех элементов ТНУ, включая ГТ, а i относится к элементам из числа k , таких как насос, вентилятор и т.п. Время работы ТНУ в отопительный период принято равным $\tau_{\text{экс}} = 4320$ ч.

На рис. 5.17 показано изменение стоимости выработанного тепла ТНУ для каждого месяца отопительного периода.

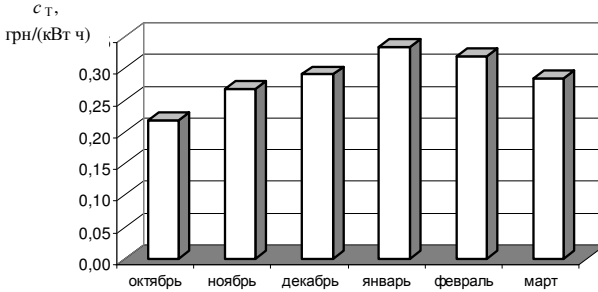


Рис. 5.17. Стоимость тепла c_T для каждого месяца отопительного периода

Как видно из рис. 5.17, стоимость выработанного тепла в значительной степени зависит от месяца эксплуатации ТНУ. В октябре она заметно ниже, чем в январе. Однако к марту стоимость снижается, но остается все же выше, чем в ноябре, когда среднемесячная температура наружного воздуха на 1°C ниже. Такой результат оказался несколько неожиданным, поскольку логично предположить, что при повышении температуры наружного воздуха стоимость выработанного тепла ТНУ должна снижаться, но этого не происходит. Такой характер изменения стоимости вызван изменением мощности N_3 и теплопроизводительности Q_k в течение отопительного периода. Так, к марту Q_k снижается относительно ноября месяца при практически одинаковых значениях N_3 .

Объяснить это можно по результатам термодинамического анализа ТНУ, который позволяет также установить взаимосвязь между термодинамическим совершенством каждого элемента и стоимостью вырабатываемого установкой тепла.

Для установления взаимосвязи между c_T и величиной деструкции эксергии воспользуемся зависимостью мощности привода компрессора от функции $E_{D,\text{сум}}$ и энтропийного КПД установки $\eta_{\text{ЭНТ}}$

$$N_3 = \frac{E_{D,\text{сум}}}{(1 - \eta_{\text{ЭНТ}})} = \frac{\sum_{k=1}^m E_{D,k}}{(1 - \eta_{\text{ЭНТ}})}. \quad (5.10)$$

С учетом (5.10) выражение (5.9) запишется следующим образом

$$c_T = \frac{1}{Q_k \tau_{\text{экс}}} \cdot \left[\sum_{k=1}^n Z_k + \frac{c_{\text{э}} \tau_{\text{экс}}}{(1 - \eta_{\text{энт}})} \sum_{k=1}^m E_{D,k} \right]. \quad (5.11).$$

На рис. 5.18 приведено изменение деструкции эксергии в элементах ТНУ и суммарной ее величины $E_{D,\text{сум}}$.

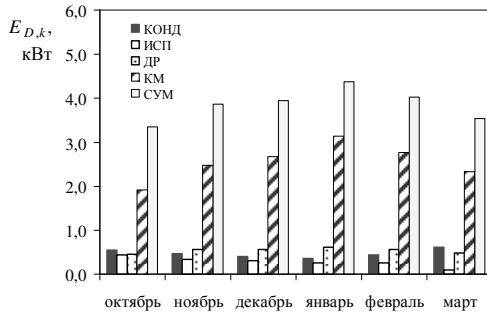


Рис. 5.18. Изменение абсолютных значений деструкции эксергии в течение отопительного сезона

Видно, что характер изменения деструкции эксергии в компрессоре $E_{D,\text{КМ}}$ вносит существенный вклад в величину $E_{D,\text{сум}}$, которая в точности повторяет характер ее изменения (увеличивается к январю и снижается к марту месяцу).

Уменьшение деструкции в испарителе к концу отопительного сезона можно объяснить тем, что отбор теплоты от массива грунта к марту снижается вследствие его истощения. Соответственно уменьшается разность между температурой испарения и температурой рассола на выходе из испарителя, а также теплопроизводительность установки.

Деструкция эксергии в конденсаторе, напротив, к январю снижается, а к марту повышается, что соответственно увеличивает ее вклад в стоимость выработанного тепла.

Таким образом, предложенный комплексный подход к проектированию горизонтального грунтового теплообменника позволил определить условия эффективного использования энергии приповерхностного грунта с учетом взаимного влияния режимов теплоснабжения объекта и отбора теплоты с грунтового массива в течение всего периода эксплуатации ТНУ, а также определить стоимость выработанного установкой тепла.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Вопрос о значении методологии системно-структурного анализа, применяемой при решении задач проектирования, диагностики и оптимизации парокomppressorных термотрансформаторов, является во многом еще дискуссионным. Изложенный в монографии материал не претендует на охват всех проблем анализа термотрансформаторов. Однако очевидно, что некоторые элементы системно-структурного анализа уже сейчас все более широко проникают в практику проектирования холодильных и теплонасосных установок.

Много внимания в книге уделено термоэкономическому анализу. Он позволил установить в общем виде связи между необратимостями тепловых процессов в парокomppressorных термотрансформаторах и изменением их капитальных и эксплуатационных затрат, а в итоге определить эксергетическую стоимость произведенного тепла или холода. Нам представляется, что именно термоэкономический подход наиболее плодотворен и требует дальнейшего развития. Оборудование, созданное с применением методов термоэкономики, должно обладать наиболее высокими качественными показателями. Разработанный метод системного анализа циклов с учетом структурно-топологических особенностей технологических схем парокomppressorных термотрансформаторов позволяет на этапе предпроектного анализа для заданных условий эксплуатации осуществить наиболее рациональную по элементному составу, типу оборудования и виду рабочего вещества компоновку схемы холодильной машины или теплонасосной установки. Предложенная методика структурного термодинамического анализа с использованием критерия сложности технологической схемы и коэффициентов структурных связей позволяет выявить ряд системных закономерностей проявления термогидравлической необратимости в элементах различных схем парокomppressorных термотрансформаторов.

Выводы и практические рекомендации, полученные в результате применения комплексного подхода к проектированию геотермальных теплонасосных установок, относятся к конкретным объектам и условиям их работы. Очевидно, что при

изменении внешних условий эксплуатации теплонасосной установки будут меняться и результаты, однако методический подход останется неизменным.

Важной задачей новых исследований в области системно-структурного анализа термотрансформаторов является выявление взаимосвязей с термодинамикой не только экономических, но и экологических их показателей. В этом направлении проведена большая работа, но в будущем требуется дальнейшее развитие и совершенствование методологии системно-структурного анализа термотрансформаторов.

ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОСНОВНЫХ ТЕРМИНОВ

Анергия – энергия, которая в заданных условиях не может быть превращена в работу (например, энергия равновесной окружающей среды).

Анергия теплоты – часть теплового потока, которая не может быть превращена в работу при обратимом взаимодействии с окружающей средой.

Баланс эксергетический – сопоставление суммарных потоков эксергии на выходе и входе системы (эффeкт и затраты).

Декомпозиция – научный метод, позволяющий заменить решение одной большой задачи решением серии меньших взаимосвязанных задач. Декомпозиция, как процесс разделения, позволяет рассматривать любую исследуемую систему, как сложную, состоящую из отдельных взаимосвязанных подсистем, которые, в свою очередь, также могут быть разделены на части. В качестве систем могут выступать не только материальные объекты, но и процессы, явления и понятия.

Деструкция эксергии (потери от необратимости) – диссипация, необратимое рассеяние энергии в системе или ее части.

Коэффициент структурный – безразмерный коэффициент, равный отношению изменения какого-либо параметра всей технической системы к изменению этого же параметра в одном из элементов системы. Служит мерой влияния данного элемента на систему в целом.

Негэнтропия – свойство термодинамической системы, позволяющее противодействовать выравниванию ее параметров с параметрами окружающей среды. Используется в термоэкономике при определении стоимости целевого продукта установки. Она вводится в анализ производственных структур с целью перераспределения стоимости внешней необратимости, связанной с диссипативным элементом, между остальными элементами системы. Поток негэнтропии рассматривается как «топливо» для элементов, в которых процесс происходит с увеличением энтропии рабочего вещества, и как «продукт» для элементов, в которых энтропия рабочего вещества в процессе уменьшается.

Окружающая среда – равновесная часть окружения технической системы, интенсивные параметры которой не меняются при энергетическом взаимодействии с технической системой (Она характеризуется нулевой эксергией).

Оптимизация технической системы термоэкономическая – эксергетическая оптимизация, проводимая путем минимизации целе-

вой функции, в качестве которой берутся приведенные затраты на единицу эксергии получаемого продукта.

Оптимизация термодинамическая – оптимизация технической системы при использовании в качестве целевой функции эксергетического КПД.

Производственная структура (функциональная схема) – схема распределения эксергетических потоков по их целевому назначению («топливо», «продукт») среди взаимодействующих технологических элементов или установок системы для определения стоимости конечного продукта.

Термоэкономическая модель – система уравнений, которая описывает процесс формирования стоимости целевого продукта системы.

Эксергетический метод – метод анализа, оптимизации и синтеза технических систем преобразования вещества, рассматриваемых во взаимодействии с их окружением, основанный на использовании термодинамики совместно с элементами теории систем и экономики.

Эксергия потока вещества представляет собой количество работы, которая может быть получена от потока вещества, если осуществить обратимый переход от состояния, характеризуемого давлением и температурой, отличными от параметров окружающей среды, в состояние равновесия с окружающей средой. В общем случае она равна сумме механической, термической и химической эксергий потока вещества.

Эксергия теплового потока – максимально полезная работа, которая может быть получена за счет теплоты, отводимой от горячего источника к холодному, при условии, что холодным источником является окружающая среда. Эксергия теплового потока не связана с массой вещества.

Эксергия термодинамической системы – максимально возможная полезная работа (работоспособность), которую термодинамическая система производит при обратимом переходе в состояние полного равновесия с окружающей средой.

Эксергия транзитная – часть потока эксергии, проходящая через техническую систему и не участвующая в целевых процессах преобразования (определяется наименьшими значениями одного и того же вида эксергии потоков на входе и выходе).

Эксергетическая стоимость – количество ресурсов, выраженных в единицах эксергии, для получения единицы продукта.

Функциональный анализ – формализованный подход к определению целевого предназначения системы в целом и каждого ее компонента в отдельности.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Коробко Б. П. Энергетика України на базі альтернативних і відновлювальних джерел енергії. Стан і перспективи розвитку/ Б. П. Коробко, М. М. Жовнір // Ринок інсталяційний. – 2001. – №3. – С.7 – 9.
2. Родионов Л. М. О перспективах развития и применения нетрадиционных возобновляемых источников энергии // Строительные материалы, оборудование, технологии XXI века. – 2000. – №10. – С. 30 – 31.
3. Сторонський Б. Н. Перспективи масштабного застосування теплових установок // Ринок інсталяційний. – 2002. – №5.– С. 12 – 14.
4. Желіба Ю.О. Энергосбережения при виробництві та споживанні холоду // Холод.– 2004. – №2. – С. 39 – 43.
5. Тсатсаронис Дж. Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации стоимости энергопреобразующей системы. Дж. Тсатсаронис. – Одесса: Негоциант. – 2002. – 152 с.
6. Мартыновский В. С. Циклы, схемы и характеристики трансформаторов. – М.: Энергия, 1979. – 288 с.
7. Коздоба Л. А. Критерии эффективности тепловых и комплексных тепловых систем//Промышленная теплотехника. – 2000. – Т.22. – №5-6. – С.22 – 28.
8. Torres C. Structural Theory and Thermoeconomic Diagnosis Part 1. On Malfunction and Dysfunction Analysis /C. Torres, A. Valero, L. Serra, J. Royo/ Energy Conversion and Management. – 2002. - Vol. 43, № 9. – P. 1503-1518.
9. On the Thermoeconomic Approach to the Diagnosis of Energy System Malfunctions. Part 2. Malfunction Definitions and Assessment/A. Valero, L. Correas, A. Zaleta, A. Lazzaretto, V. Verda, M. Reini, V. Rangel / Energy International Journal. – 2004. – № 29. – P. 1889 -1907.
10. Бродянский В. М. Эксергетический метод и его приложения/ В. М. Бродянский, В. Фратшер, К. Михалек. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 288 с.
11. Дехтярев В. Л. Термодинамический анализ и некоторые возможности усовершенствования реальных циклов холодильных и энергохолодильных установок// Холодильная техника и технология. – 1975. – № 20. – С. 13-19.
12. Boer D. Exergy and Structural Analysis of an Absorption Cooling Cycle and the Effect of Efficiency Parameters/ D. Boer // International Journal of Thermodynamics. – Vol. 8 (4). – 2005. – P. 191-198.
13. Effect of Internal Heat Recovery in Ammonia-Water Absorption Cooling Cycles: Exergy and Structural Analysis/ D. Boer, B. H. Gebreslassie, M. Medrino, M. Nogue / International Journal of Thermodynamics. – 2009. – Vol. 12 (1). – P.17 - 27.
14. Мельцер Л. З. Методы термодинамической оценки теоретических и действительных циклов холодильных машин/ Л. З. Мельцер // Холодильная техника и технология. – 1968.– № 6. – С. 27 - 32.

15. Мартыновский В. С. О степени термодинамического совершенства теплоэнергетических и холодильных установок/ В.С. Мартыновский, Л.З. Мельцер/ Холодильная техника. – 1955. – № 1. – С. 42 – 44.
16. Таубман Е. И. Анализ и синтез теплотехнических систем/ Е. И. Таубман. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 176 с.
17. Калинина Е. И. Основные положения методики термозкономического анализа комплексных процессов/ Е. И. Калинина, В. М. Бродянский/ Изв. вузов СССР. Энергетика. – 1973. – № 12. – С. 57 – 63.
18. Сорин М. В. Зависимость КПД систем преобразования энергии и вещества от КПД составляющих ее элементов/ М. В. Сорин, В. М. Бродянский/ Изв. вузов СССР. Энергетика. – 1990. – №4. – С. 75-83.
19. Морозюк Т. В. Водоаммиачные термотрансформаторы (теория, анализ, синтез, оптимизация): дис....доктора техн. наук: 05.14.06/Т.В. Морозюк, Одесса. – 2001. – 384 с.
20. Сорин М. В. Применение обобщенной зависимости КПД системы от КПД ее элементов/ М. В. Сорин, В. М. Бродянский / Изв. вузов СССР. Энергетика. – 1990. – №6. – С. 82-89.
21. Гохштейн Д. П. По поводу статьи «О степени термодинамического совершенства теплоэнергетических и холодильных установок»/Д.П. Гохштейн// Холодильная техника. – 1955. – № 1. – С. 45.
22. Андреев Л. П. Обобщенное уравнение связи КПД энергоиспользующей системы и КПД ее элементов/Л.П. Андреев// Изв. вузов СССР. Энергетика. – 1982. – №3. – С. 77 – 82.
23. Андреев Л. П. Оценка термодинамической эффективности теплового хозяйства свеклосахарного завода// Промышленная теплотехника. – 1984. – Т. 6, № 6. – С. 41 – 45.
24. Андреев Л. П. Расчет термодинамических показателей тепловых схем ТЭС и АЭС/ Л. П. Андреев, В. Р. Никульшин, Т. Г. Заярная// Промышленная теплотехника. – 1988. – Т. 10, № 6. – С. 88 – 92.
25. Андреев Л. П. Обобщенное уравнение связи степени термодинамического совершенства энергоиспользующей системы и ее элементов/ Л. П. Андреев, В. Р. Никульшин, А. М. Андриющенко// Труды Одесского политехнического университета. – 2005. - №1(23). – С. 39 – 43.
26. Каневец Г. Е. Об оптимальном распределении эксергетических потерь /Г. Е. Каневец, Л. К. Вукович, В. Р. Никульшин/ Изв. вузов СССР. Энергетика. – 1979. – №9. – С. 112 – 116.
27. Ноздренко Г. В. Использование эксергетической функции при математическом моделировании теплоэнергетических установок/Г.В. Ноздренко// Изв. вузов СССР – Энергетика. – 1976. – №10. – С. 139 – 143.
28. Ноздренко Г. В. Алгоритм расчета показателей эффективности теплоэнергетических установок при эксергетическом анализе// Изв. сибирского отделения АН СССР. Технические науки. – 1982. – № 3, Вып. 1. – С. 127 – 131.
29. Ноздренко Г. В. Структурный анализ энерготехнологических блоков электростанций/Г. В. Ноздренко// Изв. вузов СССР. Энергетика. – 1988. – №12. – С. 74 – 77.

30. Бобров Д. А. Топологический метод термозкономического анализа сложных энерготехнологических систем/ Д. А. Бобров, С. В. Цилин, В. В. Кафаров, Д.А. Бобров// Теоретические основы химической технологии. – 1985. – Т. XIX, № 4. – С. 525 – 532.
31. Долгополов И. С. Топологоэксергетический подход при исследовании эксергетической эффективности способов соединения элементов физико-технологических систем (часть 1)/ И. С. Долгополов, В. Т. Тучин, О. Е. Кравец// Математическое моделирование. – 2009. – № 1 (20). – С. 73 – 77.
32. Долгополов И. С. Новые узлы разделения в топологоэксергетическом методе моделирования (ФТС)/ И. С. Долгополов, В. Т. Тучин, О. А. Шрамко// Математическое моделирование. – 2003. - № 1(9). – С. 56 – 60.
33. Энергетические аспекты топологоэксергетического метода описания физико-технологических систем (ФТС). Часть 1 /В. Т. Тучин, И. С. Долгополов, Э. Г. Братуга, У. Н. Тучина// Интегровані технології та енергозбереження. – 2004. – №4. – С. 81 – 89.
34. Энергетические аспекты топологоэксергетического метода описания физико-технологических систем (ФТС). Часть 2 /В. Т. Тучин, И. С. Долгополов, Э. Г. Братуга, У. Н. Тучина// Интегровані технології та енергозбереження. – 2004. – № 4. – С. 36 – 42.
35. Харлампи Д.Х. Структурный термодинамический анализ пароконпрессорной холодильной машины/ Д.Х. Харлампи, В.А. Тарасова // Технические газы. – 2012. – №. 5. – С. 57 – 66.
36. Харлампи Д. Х. Структурный термодинамический анализ холодильной машины/ Д. Х. Харлампи // Сучасні проблеми холодної техніки і технології: VII Міжнар. наук.-техніч. конфер., 14-16 вересня 2011 р.: збірник тез доповідей. – Одеса, 2011. – Ч. I. – С.15 – 17.
37. Шаргут Я. Эксергия / Я. Шаргут, Р. Петела. – М.: Энергия, 1968. – 278 с.
38. Костенко Г. Н. Термодинамически объективная оценка эффективности тепловых процессов// Промышленная теплотехника. – 1983. – Т. 5, № 4. – С. 70 – 75.
39. Сорин М. В. Термодинамические принципы и алгоритм структурно-вариантной оптимизации энерготехнологических систем/ М. В. Сорин, Ю. В. Синявский, В. М. Бродянский // Химическая промышленность. – 1983. – № 8. – С. 4 - 7.
40. Бродянский В. М. Принципы определения КПД технических систем преобразования энергии и вещества/ В. М. Бродянский, М. В. Сорин// Изв. вузов СССР. Энергетика. – 1985. – №1. – С. 60 – 65.
41. Троценко А. В. Термодинамическая идеализация процессов и циклов низкотемпературных систем/А.В. Троценко// Технические газы. – 2008. – №2. – С. 56 - 61.
42. Троценко А. В. Особенности эксергетических потерь в криогенных системах/ А. В. Троценко, М. В. Поддубная// Технические газы. – 2009. – №2. – С. 56 – 59.

43. Троценко А. В. Термодинамический анализ циклов криогенных систем методом исключения потерь/ А. В. Троценко, М. В. Поддубная// Технические газы. – 2009. – № 4. – С. 60 - 64.
44. Троценко А. В. Влияние составляющих эксергетических потерь на характеристики двухпоточных теплообменников/ А. В. Троценко, М. В. Поддубная// Технические газы. – 2010. – № 2. – С. 58 – 62.
45. Морозюк Т. В. Теория разделения деструкции эксергии на внутренне и внешне-зависимые части/ Т. В. Морозюк, Дж. Тсатсаронис// Промышленная теплотехника. – 2006. – Т. 28, № 6. – С. 94-99.
46. Kelly S. Advanced Exergetic Analysis: Approaches for Splitting the Exergy Destruction into Endogenous and Exogenous Parts/ S. Kelly, G. Tsatsaronis, T. Morosuk //Energy. – 2009. – №. 34. – P. 384 -391.
47. Morosuk T. Advanced Exergoeconomic Analysis of Refrigeration Machine: Part 1. Methodology and first evaluation/ T. Morosuk, G. Tsatsaronis /Proc. 2011 Int. Mech. Eng. Congress at Denver (USA). – 2011. – P. 1 – 10.
48. Morosuk T. The “Cycle Method” Used in the Exergy Analysis of Refrigeration Machines/T. Morosuk, G. Tsatsaronis // Proc. 2006. 19th Int. Conf. Effic. Cost. Opt. Sim. Env. Imp. Energy. Syst. at Aghia Pelagia (Greece). – 2006. – Vol. 1. – P. 157 – 163.
49. Dubey M. Thermo-economic Optimization: Deviation in Procedures Followed as a Primitive Approach to Rankine Powered Vapoure Compression Refrigeration System Using R 245 CA/ M. Dubey, S.P.S. Rajput// Journal of Environmental Research And Development. – 2008. – Vol. 3, № 2. – P. 548 – 568.
50. Lozano M. A. Theory of Exergetic Cost / M. A. Lozano, A. Valero// Energy. – 1993. - № 18(9). – P. 939 – 960.
51. Erlach B. Structural Theory as Standard for Thermo-economics/B. Erlach, L. Serra, A. Valero // Energy Conversion and Management. – 1999. – № 40 (15-16). – P. 1627 – 1649.
52. Bejan A. Thermal Design and Optimization/ A. Bejan, G. Tsatsaronis, M. Moran// John Wiley and Sons Inc. – 1996. – P. 113 – 162.
53. Lazzaretto A. On the Calculation of Efficiencies and Costs in Thermal Systems/ A. Lazzaretto, G. Tsatsaronis// Proceeding of ASME advanced energy systems division. AES-39. New York. – 1999. – P. 421 – 430.
54. Kim S. M. Exergoeconomic Analysis of Thermal Systems/ S. M. Kim, S. D. Oh, Y. H. Kwon, H.Y. Kwak// Energy. – 1998. - № 23(5). – P. 393 – 406.
55. 105 Tsatsaronis G. Exergy Costing in Exergoeconomics/ G. Tsatsaronis, L. Lin, J. Pisa// Journal Energy Resource. – ASME, 1993. – № 115. – P. 9 – 16.
56. Frangopoulos C. A. Thermo-economic Functional Analysis and Optimization/ C. A. Frangopoulos // Energy. – 1987. – № 12(7). – P. 563 – 571.
57. Von Spakovsky M. R. Application of Engineering Functional Analysis to the Analysis and Optimization of the CGAM Problem/ M. R. Von Spakovsky // Energy. – 1994. – № 19(3). – P. 343 – 364.
58. Seyydi S. M. A New Approach for Optimization of Thermal Power Based on Exergoeconomic Analysis and Structural Optimization Method: Application to the CGAM Problem/ S. M. Seyyedy, H. Ajam S. Farahat// Energy Conversion and Management. – 2010. – № 51. – P. 2202 – 2211.

59. Бродянский В. М. Эксергетический метод и перспективы его развития/В. М. Бродянский// Теплоэнергетика. – 1988. - № 2. – С. 14 – 17.
60. Филаткин В. Н. Новое в методе термoeкономического анализа хладoeнергетических систем/ В. Н. Филаткин, В. Т. Плотников// Холодильная техника. – 1981. - № 5. – С. 25 – 29.
61. Torres C. On the Cost Formation Process of Residues/ C. Torres, A. Vale-ro, V. Rangel, A. Zaleta// Energy. – 2008. – № 33. – P. 144 – 152.
62. Эль Саид И. М. Применение термoeкономического подхода для анализа и оптимизации испарительно-компрессионной системы опреснения/ И. М. Эль Саид, А. Апленк// Труды американского общества инженеров механиков. Энергетические машины.– 1970. – №1.–С. 32-42.
63. Горленко А. М. Термoeкономический анализ и оптимизация много-целевых энерготехнологических систем /А. М. Горленко// Промышленная энергетика. – 1986. - №9. – С. 2 – 7.
64. Evans R. B. Thermoeconomic Isolation and Essergy Analysis. Energy. – 1980. – №5 (8-9). – P. 805 – 822.
65. Оносовский В. В. Выбор оптимального режима работы холодильных машин и установок с использованием метода термoeкономического анализа/ В. В. Оносовский, А. А. Крайнев// Холодильная техника. – 1978. -№5. – С. 15 – 20.
66. Оносовский В. В. Оптимизация холодильных установок с учетом сезонных колебаний температуры окружающей среды/В.В. Оносовский// Холодильная техника. – 1981. - № 5. – С. 19 – 24.
67. Оносовский В. В. Проектирование холодильных установок на основе динамической оптимизации/ В. В. Оносовский, В. Ф. Лещенко/ Холодильная техника. -1987. -№ 5. – С. 35 – 40.
68. Wall G. Optimization of Refrigeration Machinery/G. Wall// International Journal of Refrigeration. – 1991. – Vol. 14. – P. 336 – 340.
69. Wall G. Thermoeconomic Optimization of a Heat pump System/ G. Wall //Energy Journal. -1986. –Vol. 11, № 11(10). – P. 957 – 967.
70. D’Accadia M.D. Thermoeconomic Optimization of Refrigeration Plant/ M.D. D’Accadia, F. De Rossi //Int. Journal of Refrigeration. –1998.– № 21.– P. 42-54.
71. D’Accadia M. D. Thermoeconomic Optimization of the Condenser in Vapor Compression Heat pump / M. D. D’Accadia, L. Vanoli // Int. Journal of Refrigeration. –2004. – № 27.– P. 433-441.
72. Dincer I. Thermodynamic, exergy an environmental impact/ I.Dincer// Energy Sour. – 2000. – № 22. –P. 723 – 732.
73. Морозюк Т. В. Теория холодильных машин и тепловых насосов/ Т.В. Морозюк. – Одесса: Негоциант, 2006. – 721 с.
74. Эксергoэкономический анализ систем/ Ф. Чеджне, В. Ф. Флорес, Дж. К. Ордонес, Е. А. Ботеро // Теплоэнергетика. – 2001.–№1.– С. 74-79.
75. Морозюк Т. В. О корректном проведении эксергетического анализа/Т.В. Морозюк// Холодильная техника. – 2006. – № 2. – С. 18 – 21.

76. Дубро І. В. Багатокритеріальне моделювання та оцінка альтернатив при переведенні холодильного обладнання на сучасні холодильні агенти: автореф. дис....канд. техн. наук: 05.05.14 / І. В. Дубро; Одеса, 2005. – 20с.
77. Железный В. П. Перспективы и проблемы применения углекислого газа в качестве хладагентов/ В.П. Железный, О.Я. Хлиева, Н.П. Быковец // Холодильная техника. – 2002. – № 8. – С. 5 – 9.
78. Цветков О.Б. Теплофизические аспекты экологических проблем современной холодильной техники / О. Б. Цветков, Ю. А. Лаптев // Химия и компьютерное моделирование. Бутлеровские сообщения. Приложение к спец. выпуску - 2002. - №10. - С. 54 – 57.
79. Проценко В. П. Коэффициент преобразования парокompрессионных тепловых насосов/В. П. Проценко, В. А. Радченко// Теплоэнергетика.–1988.– №5. – С. 51 – 53.
80. Ларкин Д. К. Применение ЭВМ для расчета коэффициента преобразования теплонасосных установок с поршневым компрессором / Д. К. Ларкин, В. П. Проценко // Промышленная энергетика. – 1988. - № 7. – С. 39 – 41.
81. Лоренцен Г. Холод, энергия и окружающая среда/ Г. Лоренцен// Холодильная техника. – 1991. – №5. – С. 3 – 6.
82. Быков А. В. Холодильные машины и тепловые насосы / А. Б. Быков, И. М. Калнинь. – М.: Агропромиздат. – 1988. -287 с.
83. Везиришвили О. Ш. Характеристики парокompрессионных холодильных машин в режиме теплонасосных установок/ О. Ш. Везиришвили // Холодильная техника. – 1984. – №8. – С. 7 – 9.
84. Везиришвили О. Ш. Энергетические характеристики парокompрессионных теплонасосных установок/ О. Ш. Везиришвили // Изв. вузов СССР. Энергетика. – 1989. – №3. – С. 92 – 95.
85. Архаров А. М. Основы энтропийно-статистического анализа реальных энергетических потерь в низкотемпературных и высокотемпературных машинах и установках/ А. М. Архаров, В.В. Сычев// Холодильная техника. – 2005. – № 12. – С. 14 – 23.
86. Архаров А. М. И еще раз об энтропии и о задаче определения реальных (действительных) величин энергетических потерь вследствие необратимости/ А. М. Архаров, В. В. Сычев// Холодильная техника. – 2007. – № 4. – С. 8 – 13.
87. Gordon J. M. Thermodynamic Modeling of Reciprocating Chillers/ J. M. Gordon, K. S. Ng// Journal Applied Physics. – 1994. - № 75. – P. 2769 – 2779.
88. Gordon J. M. Centrifugal chillers: Thermodynamic modeling and diagnostics case study/ J. M. Gordon, K. S. Ng, H. T. Chua// International Journal of Refrigeration. – 1995. - № 18(4). – P. 253 – 257.
89. Половинкин А. И. Законы строения и развития техники/ А. И. Половинкин. – Волгоград.: ВолгПИ, 1985. – 280 с.
90. БСЭ. – [3-е изд]. – М.: Советская энциклопедия, 1976. Т. 23. –1976. – 638 с.

- 91.** Бусленко Н. П. Лекции по теории сложных систем/ Н. П. Бусленко, В. В. Калашников, И. Н. Коваленко. – М.: Советское радио, 1973. – 439 с.
- 92.** Харлампиدي Д. Х. Применение системного подхода при выборе технологической схемы теплонасосной установки/ Д.Х. Харлампиди// Интегровані технології та енергозбереження. – 2008. – №1. – С. 16 – 24.
- 93.** Калнинь И. М. Оценка эффективности термодинамических циклов парокомпрессионных холодильных машин и тепловых насосов/ И. М. Калнинь, К. Н. Фадеков // Холодильная техника. – 2006. – №3. – С. 16 – 24.
- 94.** Refrigeration and Air-Conditioning Technology: Solkane Pocket Manual / Dr. H. Buchwald, J. Hellman, H. Kong, C. Meurer. – Hannover: Heinel Welbeagentur GmbH, 2004. – 285 p.
- 95.** Маяке В. Учебник по холодильной технике / В. Маяке, Ю. Эккерт, Ж. Л. Кошпен. – М.: Московский университет, 1998. – 1138 с.
- 96.** Харлампиди Д. Х. Обобщенная зависимость для расчета коэффициента преобразования теплового насоса/ Д.Х. Харлампиди // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2007. – №5/4(29). – С. 70 – 72.
- 97.** Братуга Э. Г. Обобщенные зависимости для анализа эффективности циклов парокомпрессионных холодильных и теплонасосных установок/ Э.Г. Братуга, Д.Х. Харлампиди, А.В. Шерстюк // Интегровані технології та енергозбереження. – 2009. – №4. – С. 10 - 18.
- 98.** Розенфельд Л. М. Холодильные машины и аппараты / Л. М. Розенфельд, А. Г. Ткачев. – М.: Госторгиздат, 1955. – 584 с.
- 99.** Лоза В. М. Критерий оценки эффективности энергетического оборудования/ В. М. Лоза // Турбины и дизели. – 2007. – № 1. – С.10 – 15.
- 100.** Харлампиди Д.Х. Анализ возможности применения закритического цикла на углекислоте в тепловых насосах// Науковий вісник будівництва. - Харків: ХДТУБА, ХОТВ АБУ, 2003.- Вип.21. – С. 104 - 110.
- 101.** Харлампиди Д.Х. К вопросу оптимизации режимных параметров теплового насоса работающего по закритическому циклу/ Д.Х. Харлампиди // Науковий вісник будівництва. - Харків: ХДТУБА, ХОТВ АБУ, 2004.- Вип.25. – С. 123 – 130.
- 102.** Харлампиди Д. Х. Выбор термодинамического цикла и технологической схемы теплонасосной установки на основе оценки критерия сложности/ Д. Х. Харлампиди// Интегровані технології та енергозбереження.– 2006.– №4.– С. 3 – 11.
- 103.** Харлампиди Д. Х. Системно-структурный анализ технологических схем паркомпрессорных термотрансформаторов/ Д.Х. Харлампиди // Технические газы. – 2010. – №4. – С. 26 – 34.
- 104.** Братуга Э. Г. Влияние неизобарности процессов конденсации и испарения на энергетические показатели холодильных машин и тепловых насосов/ Э.Г. Братуга, Д.Х. Харлампиди, В.Г. Шерстюк // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2006. – №3/3(21). – С. 91 – 93.

- 105.** Братуга Э.Г. Анализ влияния сопротивления соединительных трубопроводов холодильной машины на ее эффективность/ Э.Г. Братуга, Д. Х. Харлампида, В.Г. Шерстюк // Интегровані технології та енергозбереження. – 2007. – №1. – С.16 – 23.
- 106.** Винарский М. С. Планирование эксперимента в технологических исследованиях / М. С. Винарский, М. В. Лурье. – К.: Техніка, 1975. – 168 с.
- 107.** Нимич Г. В. Современные системы вентиляции и кондиционирования воздуха / Г. В. Нимич, В. А. Михайлов, Е. С. Бондарь. – К.: Аванпост Прим, 2003. – 626 с.
- 108.** Зеликовский И. Х. Малые холодильные машины: справочник / И. Х. Зеликовский Л. Г. Каплан. – [3 - е изд. перераб. и доп]. – М.: Агропромиздат, 1989. – 672 с.
- 109.** Братуга Э. Г. Влияние эффективности регенератора на энергетические показатели холодильных машин и тепловых насосов/ Э.Г. Братуга, Д.Х. Харлампида, А.В. Шерстюк // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2009. – №10(68) – С. 26 - 30.
- 110.** Харлампида Д.Х. К вопросу оптимизации режимных параметров теплового насоса работающего по закритическому циклу/ Д.Х. Харлампида // Науковий вісник будівництва. - Харків: ХДТУБА, ХОТВ АБУ, 2004.- Вип.25. – С. 123 – 130.
- 111.** Мацевитый Ю.М. Обобщенные зависимости для анализа сверхкритических циклов холодильных машин и тепловых насосов/ Ю.М. Мацевитый, Э.Г. Братуга, Д.Х. Харлампида// Проблемы машиностроения. -2011. - Т. 14, №1. – С.13 – 22.
- 112.** Харлампида Д. Х. Термодинамический анализ сверхкритических циклов холодильных машин и тепловых насосов/ Д.Х. Харлампида, А.В. Шерстюк, Э.Г. Братуга //Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2011. – № 8(90). – С. 43 – 48.
- 113.** Братуга Э. Г. Оптимальные условия реализации сверхкритических циклов холодильных машин и тепловых насосов/ Э. Г. Братуга, А. В. Шерстюк, Д. Х. Харлампида //Технические газы. – 2011. – №. 6. – С. 9 – 14.
- 114.** Liao S. M. A Correlation of Optimal Heat Rejection Pressures in Transcritical Carbon Dioxide Cycles / S. M. Liao, T. S. Zhao, A. Jakobsen // Applied Thermal Engineering. – 2000. – Vol. 20. – P. 831–841.
- 115.** Chen Y. The Optimum High Pressure for CO₂ Transcritical Refrigeration Systems with Internal Heat Exchangers / Ying Chen, Junjie Gu // International Journal of Refrigeration. –2005. – Vol. 28, № 8. – P. 1238–1249.
- 116.** Sarkar J. Optimization of a Transcritical CO₂ Heat pump Cycle for Simultaneous Cooling and Heating Applications / J. Sarkar, Souvik Bhattacharyya, M. Ram Gopal // International Journal of Refrigeration. –2004. – Vol. 27, № 8. – P. 830–838.
- 117.** Sarkar J. Simulation of a Transcritical CO₂ Heat pump Cycle for Simultaneous Cooling and Heating Applications / J. Sarkar, Souvik Bhattacharyya,

- M. Ram Gopal / International Journal of Refrigeration.. – 2006 – Vol. 29, № 5. – P. 735–743.
- 118.** Kauf F. Determination of Optimum High Pressure for Transcritical CO₂ – Refrigeration cycles / F. Kauf // International Journal of Thermal Science. – 1999. – Vol. 38 (4). – P. 325–330.
- 119.** Sarkar J. Review on Cycle Modifications of Transcritical CO₂ Refrigeration and Heat pump Systems/ J. Sarkar // Journal Advanced Research Mechanical Engineering. – 2010. –Vol. 1, № 1. – P. 22–29.
- 120.** Tao Y. B. Experimental Study on the Performance of CO₂ Residential Air-Conditioning System with an Internal Heat Exchanger / Y. B. Tao, Y. L. He, W. Q. Tao, Z. G. Wu // Energy Conversion and Management. – 2010. – Vol. 51. – P. 64–70.
- 121.** Адлер Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю. П. Адлер, Е. В. Маркова, Ю. В. Грановский. – М.: Наука. – 1976. – 280 с.
- 122.** The Performance of a Transcritical CO₂ Cycle with an Internal Heat Exchanger for Hot Water Heating / Sung Goo Kim, Yoon Jo Kim, Gilbong Lee, Min Soo Kim// International Journal of Refrigeration. – 2005. –Vol. 28, № 7. – P. 1064–1072.
- 123.** Exergetic Analysis of Carbon dioxide Vapour Compression Refrigeration Cycle using the New Fundamental Equation of State/ K. Srinivasan, Y. K. Lim, J. C. Ho, N. E. Wijesundera // Energy Conversion and Management. – 2003. – Vol. 44. - № 20. – P. 3267 – 3278.
- 124.** Comparative Analysis of an Automotive Air Conditioning Systems Operating with CO₂ and R-134a / J. Steven Brown, Samuel F. Yana-Motta, Piotr A. Domansky// International Journal of Refrigeration. – 2002. – Vol. 25. –P. 19–32.
- 125.** Fartaj A. Second Law Analysis of the Transcritical CO₂ Refrigeration Cycle/ A. Fartaj, D. Ting, W. Yang// Energy Conversion and Management. – 2004. – Vol. 45. – P. 2269 – 2281.
- 126.** Ozgur A. Second Law Analysis of Two-stage Compression Transcritical CO₂ Heat pump Cycle/ A. Ozgur, H. C. Bayrakci// International Journal of Energy Research. – 2008. – № 32. – P. 1202 – 1209.
- 127.** М. А. Азиз. Анализ термодинамической эффективности с использованием теплоты конденсации/ М. А. Азиз, В. П. Гаврилкин// Холодильная техника и технология. – 1987. - № 44. – С.69 – 72.
- 128.** Choi J. Y. Generalized Pressure Drop Correlation for Evaporation and Condensation in Smooth and Micro-fin tubes/ J. Y. Choi, M. A. Kadzinski, P. A. Domanski // IIF – IIR – Commission: Conf. Paderborn, Germany, 2001 May 5- 10. – 8. p. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM); 12см. – Систем. требования: Pentium; Windows 95, 98, 2000, XP; Adobe Reader 5.
- 129.** Братуга Э.Г. Влияние гидравлических сопротивлений на энергетическую эффективность цикла холодильной машины в зависимости от сложности ее технологической схемы/ Э.Г. Братуга, Д.Х. Харлампида, В.Г.

- Шерстюк // Труды Одесского политехнического университета. – 2007. – №1(27). – С. 98 – 104.
- 130.** Харлампи Д. Х. Влияние структурной сложности технологической схемы на термодинамическое совершенство теплонасосных установок/ Д. Х. Харлампи //Технические газы. –2009. – №3. – С. 45 – 53.
- 131.** Kharlampidi D.Kh. The system-structural analysis of a thermodynamic efficiency of the technological schemes of refrigerating and heat pumps installations/ D.Kh. Kharlampidi //Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources: VIII Minsk International Seminar, 12-15 September 2011. - Minsk, Belarus, 2011. – Vol.2. - P.120 -127.
- 132.** http://www.climat.uz/pdf/wsan-ee_82-282_r-407c.pdf.
- 133.** Gordon J.M. Cool Thermodynamics. The Engineering and Physics of Predictive, Diagnostic and Optimization Methods for Cooling Systems/ J. M. Gordon, K. C. Ng. - Cornwall. England: MPG Books Ltd. – 2001.– 276 p.
- 134.** Nelson I. Semi-Empirical Screw Compressor Chiller Model/ I. Nelson, C. H. Culp, R. D. Graves// Proceeding of the Sixteenth Symposium on Improving Building Systems in Hot and Hummed Climates. Plano, USA, 2008 December 15 – 17. – 7 p. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM); 12см. – Систем. требования: Pentium; Windows 95, 98, 2000, XP; Adobe Reader 5.
- 135.** Харлампи Д. Х. Расчетно – экспериментальное исследование специализированных теплонасосных установок: дис... кандидата техн. наук: 05.14.06 / Д. Х. Харлампи. – Харьков, 2000. – 187 с.
- 136.** Володин В.И. Влияние гидродинамики тракта обвязки теплового насоса на его тепловую эффективность / В. И. Володин, С. В. Здитовецкая // Труды БГТУ. Сер. III. Химия и технология неорганических веществ. – 2005. – Вып. XIII. – С. 166–169.
- 137.** Smith S. J. Pressure Drop of HFS Refrigerants inside Evaporator and Condenser coils as Determined by CFD/ S. J. Smith, L. Shao, S. B. Riffat// Applied Energy. – 2001. – Vol. 70(2). – P. 169 – 178.
- 138.** Lemmon E. W. NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties – REFPROP Version 7.0/ E. W. Lemmon, M. O. McLinden, M. L. Huber// NIST Standard Reference Database 23. - National Institute Standards and Technology. –USA, Boulder, Colorado. - 2002 – 155 p.
- 139.** Lemmon E. W. NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties – REFPROP Version 8.0/ E. W. Lemmon, M. L. Huber, M. O. McLinden// NIST Standard Reference Database 23. - National Institute Standards and Technology. –USA, Boulder, Colorado. - 2007 – 51 p.
- 140.** Доманский П. А. Статус КВО с заменой R22 / П. А. Доманский./ Известия Санкт-Петербургского государственного университета низкотемпературных и пищевых технологий. – 2008.- №1. – С. 28 – 36.
- 141.** Волгин Г.И. Расчет бытового кондиционера с тепловым насосом/ Г. И. Волгин, П. Г. Семенов //Холодильная техника. – 1984. – №4. – С. 22 – 24.
- 142.** Гоголин А.А. Осушение воздуха холодильными машинами/ А. А. Гоголин. – М.: Госторгиздат, 1962. – 103 с.

- 143.** Керимов Н.А. Математическая модель теплового насоса, разработанного на базе кондиционера БК-1500 и алгоритм ее реализации на ЭВМ/ Н. А. Керимов, Г.М. Кулиев, О.М. Эйбатов //Специальное проектно-конструкторское и технологическое бюро бытовых кондиционеров. – Баку, 1989. – 11с. – Рус. Деп. в Информэлектро 25.10.89 г., № 217 – эт 89.
- 144.** Dubiri A.E. A Steady-state Computer Simulation Model for Air-to-air Heat pumps/ A.E. Dubiri //ASHRAE Transactions. – 1982. – №88. – part 2. – P. 973 – 987.
- 145.** Харлампики Д.Х. Особенности расчета реверсивных кондиционеров - тепловых насосов/ Д.Х. Харлампики // Науковий вісник будівництва. - Харків: ХДТУБА, ХОТВ АБУ, 2002.- Вип.17. - С.167 - 175.
- 146.** Харлампики Д.Х. Расчет реверсивного кондиционера-теплового насоса при переводе его на альтернативные хладагенты/ Д.Х. Харлампики, Э.Г. Братуга, А.В. Шерстюк // Інтегровані технології та енергозбереження. – 2012. – №3. – С. 78 – 83.
- 147.** Системы вентиляции и кондиционирования. Теория и практика: учебное пособие / В.А. Ананьев, Л. Н. Балужева, А. Д. Гальперин, А. К. Городов, М. Ю Еремин, С. М. Звягинцева, В. П. Мурашко, И. В. Седых. – М.: Евроклимат, Арина, 2000. – 416с.
- 148.** Ciconkov R. Work Characteristics of Reciprocating Compressor for Refrigeration System Developed with Computer Simulation /R. Ciconkov V. Ciconcov// International Congress of Refrigeration, Beijing, 2007. –9 P. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM); 12см. – Систем. требования: Pentium; Windows 95, 98, 2000, XP; Adobe Reader 5.
- 149.** Богословский В. Н. Теплофизика аппаратов утилизации тепла систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха/ В. Н. Богословский, М. Я. Поз. – М.: Стройиздат. – 1983. – 320 с.
- 150.** Кошкин Н. Н. Холодильные машины / Н. Н. Кошкин, И. А. Сакун, Е. М. Бамбушек и др.; под общ. ред. И. А. Сакуна. – Л.: Машиностроение, 1985. – 510 с.
- 151.** Yan Y.-Y. Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R-134a in a Small Pipe/Y.-Y. Yan, T.-F. Lin // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 1998.– Vol. 41. – P. 4183 – 4194.
- 152.** Yan Y.-Y. Condensation Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R-134a in a Small Pipe /Y.-Y. Yan, T.-F. Lin // International Journal of Heat and Mass Transfer. –1999. –Vol. 42. – P. 697 – 708.
- 153.** Чернявский С. А. Разработка и исследование регулируемого дроссельного устройства: автореф. дис...канд. техн. наук: 05.04.03/ С. А. Чернявский; Махачкала, 2006. – 16 с.
- 154.** Kim Y. J. Development of Performance-Analysis Program for Vapor-Compression Cycle based on Thermodynamic Analysis / Y. J. Kim, I. S. Park // Journal of Industrial and Engineering Chemistry. - 2000 – Vol. 6 (6). – P 385 – 394.

- 155.** Thermodynamic Performance Analysis of Multi-Airconditioning Systems/ Y. J. Kim, I. S. Park, B. Youn, S. H. Kil, B. H. Song, H. H. Kim// Journal of Industrial and Engineering Chemistry. – 2004. – Vol. 10 (2). – P. 220-233.
- 156.** Steady-State Simulation of Vapor-Compression Heat Pump/ T. B. Herbas, E. C. Berlink, C. A. T. Uriu, R. P. Marques, J. A. R. Parise// International Journal of Energy Research. – 1993. – Vol. 17. – P. 801 – 816.
- 157.** Сотников А.Г. Автономные и специальные системы кондиционирования воздуха. Теория, оборудование, проектирование, испытание, эксплуатация/ А. Г. Сотников. – С-Петербург: АТ Publishing, 2005. – 240 с.
- 158.** Эколого-энергетические аспекты перевода действующих холодильных машин и тепловых насосов на современные хладагенты/ Д.Х. Харлампи, Э.Г. Братуга, А.В. Шерстюк, Е.Г. Крупова //Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Вісник НТУ «ХПИ». – 2012. – №7. – С. 129 – 135.
- 159.** Wilson D. P. Thermodynamic Properties of a New Stratospherically Safe Working Fluid Refrigerant R134a/ D. P. Wilson, R. S. Basu// ASHRAE Transactions. – 1988. – Vol. 94(2). – P. 2095 – 2117.
- 160.** An improved Equation of State for R134a/ C.C. Piao, M. Noguchi, H. Sato, K. Watnabe// ASHRAE Transactions. – 1994. – Vol. 100(1). – P. 358 – 365.
- 161.** Братуга Э. Г. Влияние гидродинамики внутритрубных процессов на эффективность тепловых насосов и холодильных машин/ Э.Г. Братуга, В. Г. Шерстюк, Д. Х. Харлампи // Проблемы промышленной теплотехники: V междунар. конф., 22 – 26 мая 2007 г.: труды конф.– Киев, 2007. – С. 238 – 240.
- 162.** Харлампи Д.Х. Термoeкономическая диагностика парокompрессорной холодильной машины/ Д.Х. Харлампи, В.А. Тарасова // Технические газы. – 2013. – №. 1. – С. 30- 39
- 163.** Харлампи Д.Х., Тарасова В.А., Харлампи Х.Э. Вопросы структурного термодинамического анализа парокompрессионных термотрансформаторов// Вестник Казанского технологического университета, 2013.– Т 16, № 5 – С. 82-88.
- 164.** Morosuk T. Entropy-cycle Method for Analysis of Refrigeration Machine and Heat pump/Т. Morosuk, R. Nikulshin, L. Morosuk//Thermal Science. – 2006. – Vol. 10, № 1. – P. 111 – 124.
- 165.** Никульшин Р. К. Термодинамический анализ регенеративных циклов парокompрессионных холодильных машин энтропийно-цикловым методом/ Р. К. Никульшин, Л. И. Морозюк, В. В. Соколовская, А. А. Клименко// Холодильна техніка і технологія. – 2011. – № 2 (130). – С. 20 – 24.
- 166.** Kalaiselvam S. Exergy Analysis of Scroll Compressors Working with R22, R407C and R417A as Refrigerant for HVAC System/ S. Kalaiselvam, R. Sarvanan// Thermal Science. – 2009. – Vol. 13, № 1. – P. 175 – 184.
- 167.** Андреев Л. П. Эксергетические характеристики эффективности теплообменных аппаратов/ Л. П. Андреев, Г.Н. Костенко// Изв. вузов СССР. Энергетика. – 1965. – № 3. – С. 53-60.

- 168.** Piacentino A. Scope-Oriented Thermoeconomical Analysis of Energy Systems. P. I. Looking for a Non-Postulated Cost Accounting for the Dissipative Devices of a Vapour Compression Chiller. Is it Feasible?// A. Piacentino, F. Cardona// *Applied Energy*. - 2010. – Vol. 87. – P. 943 – 956.
- 169.** Tapia C. F. Computer-Aided Design and Optimization of Heat Exchangers/ C. F. Tapia, M. J. Moran// *Computer-Aided Engineering of Energy Systems*. – Optimization ASME, 1986. – Vol. 1. – P. 99 – 103.
- 170.** Морозюк Т. В. Углубленный эксергетический анализ – современная потребность оптимизации энергопреобразующих систем/ Т. В. Морозюк, Дж. Тсатсаронис // *Промышленная теплотехника*. – 2005. – Т. 27, № 2. – С. 88 – 92.
- 171.** Hepbasli A. A Key Review on Exergetic Analysis and Assessment of Renewable Energy Resources for a Sustainable Future/ A. Hepbasli// *Renewable and Sustainable Energy Reviews*.– 2008.– №12 – P. 593 – 661.
- 172.** Бродянский В.М. Доступная энергия Земли и устойчивое развитие систем жизнеобеспечения. 2. Ресурсы Земли// *Технические газы*. –2011. – №3. – С. 48 – 63.
- 173.** D'Accadia M. D., De Rossi F. Thermoeconomic analysis and diagnosis of a refrigeration plant// *Energy Conversion and Management*. – 1998.– № 39. – P. 1223 – 1232.
- 174.** Santos J., Nascimento M., Lora E., Reyes A. M. On the Negentropy Application in Thermoeconomics: A Fictitious or an Exergy Component Flow? // *International Journal of Thermodynamics*. – 2009. – Vol. 12, № 4. – P. 163 – 176.
- 175.** Ломцов П.Б. Діагностика енергетичної ефективності холодильних і тепло насосних систем: Автореф. на здоб. канд. тех. наук. 05.05.14, Одеса 2003. –19 с.
- 176.** Torres C. On the Cost Formation Pprocess of the Residues// In *Proceedings of the 19th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Enviromental Impact of Energy Systems*. Crete, Greece, July 12-14, 2006, p. 415-424.
- 177.** Эль-Саид И.М. Термoeкономика и проектирование тепловых систем/ И. М. Эль-Саид, Р. Б. Эванс// *Труды американского общества инженеров механиков. Энергетические машины*. – 1970. – № 1. – С. 22 – 31.
- 178.** Оносовский В. В. Оптимизация холодильной установки с оборотным водоснабжением/ В. В. Оносовский, В. Ф. Лещенко // *Холодильная техника*. – 1987. – № 8. – С. 31 – 35.
- 179.** Оносовский В. В. Пути снижения затрат на эксплуатацию одноступенчатых холодильных установок/ В. В. Оносовский, А. А. Крайнев/ *Холодильная техника*. – 1980. – № 5. – С. 11 – 16.
- 180.** Мацевитый Ю. М. Термoeкономический анализ теплонасосной системы теплоснабжения/ Ю. М. Мацевитый, Н. Б. Чиркин, М. А. Кузнецов// *Проблемы машиностроения*. – 2010. – Т. 13. – № 1. – С. 42 – 51.
- 181.** Вычужанин В. В. Техничo-экономическая оптимизация судовой центральной системы комфортного кондиционирования/ В. В. Вычужанин //

Збірник наукових праць Національного університету кораблебудування. – 2008. – № 6 (423). – С. 86 – 89.

182. Вычужанин В. В. Управление системами комфортного кондиционирования воздуха по расчетным эксергетическим характеристикам/ В. В. Вычужанин // Холодильная техника. – 2006. – № 1. – С. 48 – 52.

183. Вычужанин В. В. Эксергетическая технико-экономическая модель абсорбционной холодильной машины/ В. В. Вычужанин // Холодильна техніка і технологія. – 2011. – № 2 (130). – С. 5 – 7.

184. Kizilkan O. Investigation of Subcooling and Superheating Effects in Refrigeration Systems in Term of Thermoeconomics/ O. Kizilkan, R. Selbas, A. Sencan// Journal Faculty Architecture Gazi University. – 2006. – Vol. 21, № 2. – P. 387 – 393.

185. Selbas R. Thermoeconomic Optimization of Subcooled and Superheated Vapor Compression Refrigeration Cycle/ R. Selbas, O. Kizilkan, A. Sencan// Energy. – 2006. - № 31 (12). – P. 1772 – 1792.

186. Ковалев А.П. Массовая оценка оборудования : методика и модели. Часть 1/ А.П. Ковалев, Е.В. Курова // Вопросы оценки. –2003. – №2.– С. 14-18.

187. Mansour M. K. Thermoeconomic Optimization for a Finned-tube Evaporator Configuration of a Roof Top Bus Air-conditioning System/ M. K. Mansour, M. N. Musa, M. N. W. Hassan// International Journal of Energy Research. – 2008. – № 32. – P. 290 – 305.

188. Васильев Г. П. Теплохладоснабжение зданий и сооружений с использованием низкопотенциальной энергии поверхностных слоев Земли/ Г. П. Васильев. – М.: Издательский дом «Граница», 2003. – 176 с.

189. Костиков А. О. Влияние теплового состояния грунта на эффективность работы теплонасосной установки с грунтовым теплообменником / А. О. Костиков, Д.Х. Харлампиدي // Энергетика: економіка, технології, екологія. - 2009. -№1. –С. 32 - 40.

190. Тарасова В.А. Моделирование тепловых режимов совместной работы грунтового теплообменника и теплонасосной установки/В.А. Тарасова, Д.Х. Харлампиди, А.В. Шерстюк // Восточно-европейский журнал передовых технологий. - 2011. -№ 5/8(53). – С. 34 -40.

191. Харлампиди Д. Х. Комплексный подход к проектированию грунтового теплообменника теплонасосной установки/ Д.Х. Харлампиди, А.А. Редько, В. А. Тарасова // Нова тема. -2011. - №3. – С. 31 – 34.

192. Тарасова В.А. Восстановление теплового потенциала грунта за счет реверсирования цикла теплового насоса// В.А. Тарасова, Д.Х. Харлампиди // Холодильная техника и технология. - 2011. - №. 6(134). – С.66-71.

193. Мацевитый Ю.М. Восстановление теплового потенциала грунта за счет выбора рациональных режимов работы теплонасосной системы/ Ю.М. Мацевитый, В.А. Тарасова, Д.Х. Харлампиди // XIV Минский международный форум по теплообмену, 10-13 сентября 2012 г. – Минск, 2012. – 10 с. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM); 12см. – Систем. требования: Pentium; Windows 95, 98, 2000, XP; Adobe Reader 5.

- 194.** Мацевитый Ю.М. Восстановление теплового потенциала грунта за счет выбора рациональных режимов работы теплонасосной системы/ Ю.М. Мацевитый, В.А. Тарасова, Д.Х. Харлампиди // XIV Минский международный форум по тепломассообмену, 10-13 сентября 2012 г.: тезисы докладов и сообщений. – Минск, 2012. –Т.1, ч. 2 -С.736- 739.
- 195.** Конструкції будівель і споруд. Теплова ізоляція будівель: ДБН В.2.6-31:2006. – Київ: Мінбуд України, 2006. – 68 с.
- 196.** Нерпин С. В. Физика почвы / С. В. Нерпин А. Ф. Чудновский. – М.: Наука, 1967. – 584 с.
- 197.** Исаченко В.П., Теплопередача/ В. П. Исаченко В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – М.: Энергия, 1975.- 488 с.
- 198.** Wang C.Y, Beckermann C. A two- phase mixture model of liquid- gas flow and heat transfer in capillary porous media-1. Formulation/ C.Y. Wang, C. Beckermann // Int. J. Heat Mass Transfer.– 1993.–V.36, №11. – P. 2747–2758.
- 199.** Использование энергии грунта в теплонасосных геосистемах энергоснабжения/ А.Е. Денисова, А.С. Мазуренко, Ю.К. Тодорцев, В.А. Дубковский// Энерготехнологии и ресурсосбережение. – 2000. – № 1. – С. 27- 30.
- 200.** Тихонов А. Н. Уравнения математической физики/ А. Н. Тихонов, А. А. Самарский. – М.: Наука, 1966. – 620 С.
- 201.** Сегерлинд Л. Применение метода конечных элементов/ Л. Сегерлинд. –М.: Мир, 1979.–392 с.
- 202.** Хайнрих Г. Теплонасосные установки для отопления и горячего водоснабжения / Г. Хайнрих, Х. Найорк, В. Нестлер. – М.: Стройиздат, 1985. – 351с.
- 203.** Редько А. А. Анализ режимов работы геотермальных теплонасосных установок / А. А. Редько, Д.Х. Харлампиди // Нова тема. – Киев: Киевский национальный университет строительства и архитектуры, 2008. – №4. С. 21 -25.
- 204.** Сакун И. А. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин/ И. А. Сакун. – Л.: Машиностроение, 1987. – 190 с.
- 205.** Клепанда А. С. Эффективность геовентиляционного теплообменника-предкондиционера/ А. С. Клепанда, Э. Б. Филиппов, Г. Б. Черепенников, Л. С. Богданович// Холодильная техника, 1994.– № 1. – С. 27 – 29.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ	3
СПИСОК УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ	5
ВВЕДЕНИЕ	7

Глава 1

СОВРЕМЕННЫЕ МЕТОДЫ ПРИКЛАДНОЙ ТЕРМОДИНАМИКИ ДЛЯ АНАЛИЗА, ОПТИМИЗАЦИИ И ДИАГНОСТИКИ ТЕРМОТ- РАНСФОРМАТОРОВ	9
1.1. Структурный термодинамический анализ термотранс- форматоров.....	10
1.1.1. Аналитический подход.....	11
1.1.2. Теоретико-графовый подход.....	16
1.1.3. Топологический подход.....	17
1.1.4. Топологоэксергетический подход.....	19
1.1.5. Метод коэффициентов структурных связей.....	20
1.1.6. Метод устранения эксергетических потерь.....	24
1.1.7. Метод разделения деструкции эксергии на внешне зависимые и внутренне зависимые части.....	26
1.2. Термозкономический анализ и диагностика термот- рансформаторов.....	30
1.2.1. Термозкономический анализ.....	30
1.2.2. Термозкономическая диагностика.....	35
1.3. Экологические аспекты при анализе термотрансфор- маторов.....	37
1.4. Термодинамические комплексы для анализа эффектив- ности термотрансформаторов	39
1.5. Энтропийно-статистический метод анализа термот- рансформаторов.....	41

Глава 2

СИСТЕМНЫЙ АНАЛИЗ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ЦИКЛОВ С УЧЕТОМ СТРУКТУРНО-ТОПОЛОГИЧЕСКИХ ОСОБЕННОСТЕЙ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРОВ	44
---	----

2.1. Влияние структурной сложности технологических схем холодильных машин и теплонасосных установок на их термодинамическую эффективность	46
2.1.1. Методика оценки сложности технологической схемы ТНУ	46
2.1.2. Выбор технологической схемы ТНУ на основе оценки критерия сложности	50
2.2. Обобщенные зависимости для анализа термодинамической эффективности циклов парокompрессорных холодильных машин и теплонасосных установок	60
2.3. Системный анализ сверхкритических циклов ХМ и ТНУ	68
2.3.1. Оценка влияния варьируемых факторов на параметры сверхкритических циклов	68
2.3.2. Определение предельных температурных границ сверхкритического цикла ХМ и ТНУ	80
2.3.3. Влияние нелинейной связи между параметрами сверхкритического цикла на эффективность ХМ и ТНУ	83
2.3.4. Термодинамическое тестирование сверхкритических циклов ХМ и ТНУ	88

Глава 3

ТЕРМОГИДРАВЛИЧЕСКАЯ НЕОБРАТИМОСТЬ В ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СХЕМАХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН И ТЕПЛОАСОСНЫХ УСТАНОВОК	96
3.1. Влияние неизобарности процессов в гидравлическом контуре хладагента на эффективность ХМ и ТНУ	97
3.1.1. Методика построения цикла ХМ и ТНУ, деформированного термогидравлической необратимостью	97
3.1.2. Учет реальной величины внутренней диссипации энергии при параметризации циклов ХМ и ТНУ. Анализ показателей совершенства современных ХМ и ТНУ	102
3.1.3. Влияние сопротивления соединительных трубопроводов ХМ и ТНУ на энергетическую эффективность	112

3.1.4. Методика расчета характеристик реверсивного теплового насоса при переводе его на альтернативные хладагенты.....	115
3.2. Влияние термогидравлической необратимости на термодинамическое совершенство усложненных циклов и схем ХМ и ТНУ.....	123
3.2.1. Анализ показателей чувствительности для схем ХМ и ТНУ.....	123
3.2.2. Системно-структурный термодинамический анализ термогидравлической необратимости в усложненных схемах ХМ и ТНУ.....	133

Глава 4

ТЕРМОЭКОНОМИЧЕСКАЯ ДИАГНОСТИКА И ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРОКОМПРЕССОРНЫХ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРОВ.....	147
4.1. Энтропийно-цикловая методика структурного термодинамического анализа ХМ.....	149
4.2. Методика структурной термоэкономической диагностики парокomppressorной ХМ.....	167
4.3. Формирование эксергетической стоимости холода на основе термоэкономических моделей.....	172
4.4. Термоэкономическая диагностика на основе теории об эксергетической стоимости.....	190
4.5. Термоэкономическая диагностика действующей ХМ.....	199
4.6. Термоэкономическая оптимизация ХМ и ТНУ.....	207

Глава 5

КОМПЛЕКСНЫЙ ПОДХОД К ПРОЕКТИРОВАНИЮ ГЕОТЕРМАЛЬНЫХ ТЕПЛОНАСОСНЫХ УСТАНОВОК.....	218
5.1. Моделирование совместных тепловых режимов работы грунтового теплообменника и теплонасосной установки.....	219
5.2. Восстановление теплового потенциала грунта за счет реверсирования цикла ТНУ.....	240
5.3. Термоэкономический анализ геотермальной ТНУ.....	244
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	247
ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОСНОВНЫХ ТЕРМИНОВ.....	249
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	251

Наукове видання

Мацевитий Юрій Михайлович,
Братута Едуард Георгійович,
Харлампіді Дионіс Харлампійович,
Тарасова Вікторія Олександрівна

**СИСТЕМНО-СТРУКТУРНИЙ АНАЛІЗ
ПАРОКОМПРЕСОРНИХ
ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРІВ**

(Російською мовою)

Підписано до друку 23. 06. 2014 р. Формат 60×84/16
Папір офсетний. Гарнітура Times ET. Друк цифровий.
Умов. друк. арк.: 14,75. Наклад 300 прим. Замов.
Надруковано: ФЛП Диковський В.С.