

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

**Ю. М. Мацевитый, Д. Х. Харлампи**  
**В. А. Тарасова, М. А. Кузнецов**

**ИННОВАЦИОННЫЕ СИСТЕМЫ**  
**ТЕРМОТРАНСФОРМАЦИИ.**  
**АНАЛИЗ. СИНТЕЗ. ОПТИМИЗАЦИЯ**

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

**Харьков 2018**

УДК 621.577; 621.564  
ББК 31.38  
С 40

**Рецензенты:**

**Лавренченко Георгий Константинович** – доктор технических наук, профессор, заслуженный деятель науки и техники Украины, президент Восточно-европейской ассоциации производителей технических газов «СИГМА», генеральный директор ООО «Институт низкотемпературных энерготехнологий», главный редактор журнала «Технические газы»

**Соловей Виктор Васильевич** – доктор технических наук, профессор, лауреат Государственной премии Украины в области науки и техники, ведущий научный сотрудник отдела 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 № 4 от 15. 03. 2018 г.*

**Издание книги приурочено к 100-летию Национальной академии наук Украины**

С 40 **Инновационные системы термотрансформации. Анализ. Синтез. Оптимизация**  
/ Ю. М. Мацевитый, Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова, М. А. Кузнецов. – Харьков:  
ЧП «Технологический Центр», 2018. – 192 с.

Монография посвящена развитию теоретических основ совершенствования технологий термотрансформации для их конкурентоспособного внедрения в проектируемые и модернизируемые системы тепло- и хладоснабжения. В работе широко используются современные методы термоэкономического анализа и оптимизации термотрансформаторов, рассмотрены вопросы синтеза их технологических схем. Разработаны оригинальные методики тестирования термодинамического совершенства современных холодильных машин и тепловых насосов, а также оценки их технико-экономических и экологических показателей при работе в системах тепло- и хладоснабжения. Предложены методики термоэкономической оптимизации парокompрессорных термотрансформаторов, использующих в качестве хладагента вещества природного происхождения.

Книга рассчитана на инженерных и научных работников в области энергетики и низкотемпературной техники, представляет интерес для аспирантов и студентов соответствующих специальностей.

Ил. 112. Табл. 21. Библиогр.: 153 назв.

**ISBN 978-617-7319-15-2**

© Ю. М. Мацевитый, Д. Х. Харлампиди,  
В. А. Тарасова, М. А. Кузнецов, 2018

# СПИСОК УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

---

## Физические величины

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

$C$  – стоимость, грн; \$

$COP_h$  – коэффициент преобразования ТНУ

$E$  – поток эксергии, кВт

$\bar{F}$  – количество теплоты, Гкал; кВт·ч

$G$  – массовый расход, кг/с

$i$  – удельная энтальпия, кДж/кг

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

$N$  – мощность, кВт

$P$  – давление, бар

$\bar{P}$  – количество электроэнергии, кВт·ч

$Q$  – тепловой поток, кВт

$s$  – удельная энтропия, кДж/(кг·К)

$T$  – температура, град

$V$  – объем,  $\text{м}^3$ ; объемный расход,  $\text{м}^3/\text{с}$

$W$  – скорость,  $\text{м}^2/\text{с}$

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

$\varepsilon$  – холодильный коэффициент

$\eta$  – коэффициент полезного действия

$\lambda$  – коэффициент теплопроводности,  $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$

$\mu$  – коэффициент динамической вязкости, Па·с

$\nu_k$  – коэффициент кинематической вязкости,  $\text{м}^2/\text{с}$

$\xi$  – коэффициент сопротивления трения

$\pi_{сж}$  – степень сжатия (отношение давлений в цикле)

$\rho$  – плотность,  $\text{кг}/\text{м}^3$

$\tau$  – время, с; ч

$\phi$  – относительная влажность, %

## **Сокращения**

ВТНУ – воздушная теплонасосная установка

ВХМ – воздушная холодильная машина

ГО – газоохладитель

ГТ – грунтовый теплообменник

ДЕТ – детандер

ДР – дроссель

ДТ – доводчик теплоты

ИСП – испаритель

КД – конденсатор

КМ – компрессор

ОПП – охладитель перегретого пара

ПС – промежуточный сосуд

РТ – регенеративный теплообменник

СЕР – сепаратор

ТН – тепловой насос

ТНУ – теплонасосная установка

ТО – теплообменник

ХМ – холодильная машина

ЭД – электродвигатель

ЭЖ – эжектор

GWP – global warming potential (потенциал глобального потепления)

ODP – ozon depletion potential (потенциал разрушения озона)

## **Подстрочные индексы**

дт – доводчик теплоты

др – дроссель

исп – испаритель

кд – конденсатор

км – компрессор

ос – окружающая среда

ха – хладагент

## ВВЕДЕНИЕ

---

Рациональное использование топливно-энергетических ресурсов при генерации теплоты представляет собой одну из глобальных мировых проблем, успешное решение которой будет иметь определяющее значение не только для дальнейшего развития мирового сообщества, но и для сохранения среды его обитания. Одним из перспективных путей решения этой проблемы является применение энергосберегающих систем термотрансформации, использующих нетрадиционные возобновляемые источники энергии, а также «сбросную» теплоту промышленных и коммунально-бытовых предприятий. Получаемая в процессе термотрансформации теплота более высокого потенциала может быть с успехом использована в системах тепло- и хладоснабжения как жилых, общественных и промышленных зданий, так и ряда технологических процессов в различных отраслях промышленности и сельского хозяйства.

Работа таких систем характеризуется высокой энергетической эффективностью, экологической чистотой, высокой надежностью, возможностью комбинированного производства теплоты и холода в единой установке, универсальностью по тепловой мощности и по виду используемой низкопотенциальной энергии, пожаробезопасностью и практически полной автоматизацией режима работы. Этим обусловлено их широкое применение в теплоэнергетике большинства развитых стран мира.

Сегодня в мире в различных технологических процессах используются инновационные технологии, обеспечивающие значительное повышение качества произведенной продукции, востребованной рынком. По отношению к системам термотрансформации под инновационными следует понимать теплонасосные и холодильные системы, имеющие высокую эффективность термодинамических процессов, экологически безопасные и экономически конкурентоспособные. По нашему глубокому убеждению, для обеспечения указанных качеств эти системы должны быть спроектированы с использованием современных методов термоэкономического анализа и оптимизации термотрансформаторов. На сегодняшний день эти методы являются наиболее эффективными, позволяя указать пути сокращения стоимости установки, как при её создании, так и при последующей эксплуатации.

В монографии нашли отражение результаты исследований, проведенных в Институте проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного Национальной академии наук Украины, по разработке и совершенствованию методов рационального проектирования теплонасосных и холодильных систем с использованием рабочих веществ природного происхождения. Отражены оригинальные методики выбора термоэкономически обоснованных режимов эксплуатации термотрансформаторов.

Авторы хотели бы выразить глубокую признательность рецензентам – *Георгию Константиновичу Лавренченко*, доктору технических наук, профессору, заслуженному деятелю науки и техники Украины, президенту Восточно-

европейской ассоциации производителей технических газов «СИГМА», генеральному директору ООО «Институт низкотемпературных энерготехнологий» (г. Одесса, Украина), главному редактору журнала «Технические газы» и *Виктору Васильевичу Соловью*, доктору технических наук, профессору, лауреату Государственной премии Украины в области науки и техники, ведущему научному сотруднику отдела водородной энергетики Института проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины (г. Харьков, Украина) за сделанные замечания при работе над подготовкой монографии.

Хотелось бы также выразить благодарность Государственному фонду фундаментальных исследований Министерства науки и образования Украины за помощь в издании данной книги.

*Монография содержит результаты исследований, проведенных по гранту Президента Украины в рамках конкурсного проекта Ф74/26150 «Разработка вакуумно-испарительного термотрансформатора для системы охлаждения ТЭС и АЭС» Государственного фонда фундаментальных исследований Министерства науки и образования Украины.*

## ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА РАЦИОНАЛЬНЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ТЕПЛОНАСОСНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

---

### 1.1. Аспекты проектирования и внедрения теплонасосных установок

При проектировании и внедрении теплонасосных установок (ТНУ) необходимо учитывать как факторы, влияющие на их энергетическую эффективность, так и основные показатели и факторы, влияющие на конкурентоспособность тепловых насосов (ТН) в сравнении с традиционными теплогенераторами и определяющие рациональность внедрения ТН в каждом конкретном случае.

Основными факторами, влияющими на энергетическую эффективность теплонасосной системы теплоснабжения, являются: энергетическая эффективность собственно теплового насоса, качество монтажа установки, вид отопительной системы, уровень требуемых температур теплоносителя, уровень изоляции ограждающих конструкций и региональные климатические условия.

Показателем энергетической эффективности преобразования энергии в тепловом насосе является коэффициент  $COP_h$  (*heat pump coefficient of performance*) [1 – 4], представляющий собой отношение тепловой энергии, выработанной в ТН и отданной потребителю в единицу времени (теплопроизводительности теплового насоса  $Q_{ТН}$ , кВт), к подводимой извне электрической мощности для реализации термодинамического цикла ТН (потребляемой мощности привода компрессора теплового насоса  $N_{км}$ , кВт)

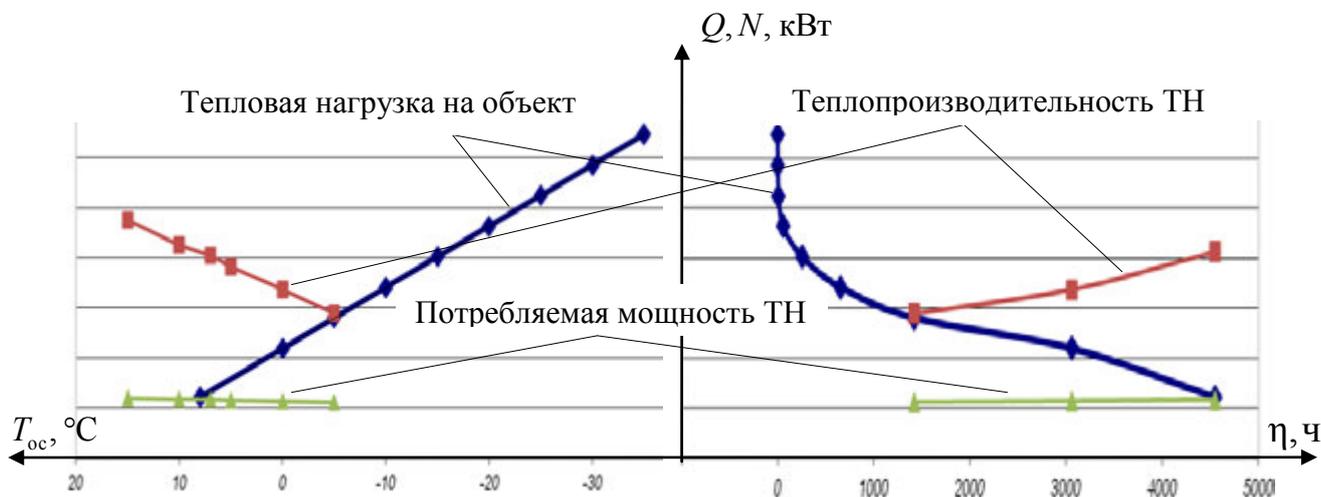
$$COP_h = \frac{Q_{ТН}}{N_{км}} = \frac{Q_0 + N_{икм}}{N_{км}}, \quad (1.1)$$

где  $Q_0$  – тепловая энергия, отобранная от низкопотенциального источника в единицу времени, кВт;  $N_{икм}$  – индикаторная мощность компрессора ТН (мощность, потребляемая в реальном компрессоре на сжатие рабочего тела), кВт.

Значение  $COP_h$  зависит от большого количества факторов и, в первую очередь, от температур источника низкопотенциальной теплоты и направляемого к потребителю теплоносителя.

Значение  $COP_h$  зависит, кроме того, от типа и функционального назначения теплового насоса. Если рабочие температуры в технологических процессах поддерживаются на определенном постоянном уровне и источником низкопотенциальной теплоты для тепловых насосов служит, например, грунт или грунтовые воды, температура которых мало зависит от колебаний параметров окружающей среды, то для оценки энергетической эффективности ТН в рабочем диапазоне правомочна формула (1.1).

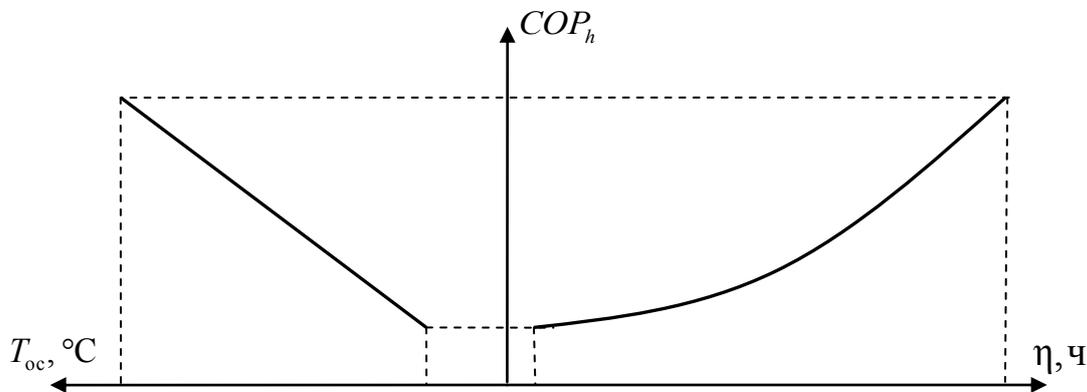
Для коммунальных же потребителей, например, уровень требуемых тепловых нагрузок на отапливаемые объекты напрямую зависит от изменяющейся во времени температуры окружающей среды  $T_{oc}$ . Теплопроизводительность тепловых насосов типа «воздух – вода» или «воздух – воздух», согласно принципу их работы, также значительно зависит от температуры окружающей среды. При снижении температуры окружающей среды, когда потребность отапливаемого здания в теплоте растёт, теплопроизводительность этих ТН падает (рис. 1.1).



**Рис. 1.1.** Зависимость тепловой нагрузки на объект и технических характеристик ТН типа «воздух – вода» или «воздух – воздух» от изменения  $T_{oc}$  и времени стояния её уровня в течение отопительного сезона  $\tau$

Количество часов с заданной среднесуточной температурой окружающей среды приводится в таблицах климатических данных [5, 6] для каждого конкретного региона.

Характер зависимости  $COP_h$  тепловых насосов типа «воздух – вода» или «воздух – воздух», рассчитанных для каждой температуры окружающей среды по формуле (1.1), от изменения температуры окружающей среды показан на рис. 1.2.



**Рис. 1.2.** Характер зависимости  $COP_h$  ТН типа «воздух – вода» или «воздух – воздух» от изменения  $T_{oc}$  и времени стояния её уровня в течение отопительного сезона  $\tau$

Из графиков, представленных на рис. 1.1 и 1.2, видно, что  $COP_h$  и теплопроизводительность тепловых насосов уменьшаются со снижением температуры окружающей среды, приводящей как к повышению температуры используемого потребителем теплоносителя, так и к снижению температуры низкопотенциального источника. В этом случае более правильно говорить об энергетической эффективности ТН за некоторый промежуток времени (год, отопительный сезон и др.).

Для такой оценки используется среднеинтегральный коэффициент преобразования теплового насоса за определенный промежуток времени. В зарубежной литературе этот коэффициент обозначают  $SCOP_h$  (*seasonal coefficient of performance*),  $SPF$  (*seasonal performance factor*) или  $HSPF$  (*heating seasonal performance factor*) [7] и определяют из выражения [8]

$$SCOP_h = HSPF = \frac{\sum_{i=1}^m (Q_{Ti} \eta_i)}{\sum_{i=1}^m (N_{Tni} B_{Tni} \eta_i) + \sum_{i=1}^m (Q_{дTi} \eta_i)}, \quad (1.2)$$

где  $m$  – число промежутков времени за отопительный сезон, когда производились замеры температуры;  $Q_{Ti}$  – тепловая нагрузка на здание в  $i$ -й промежуток времени, кВт;  $\tau_i$  – число часов в  $i$ -м промежутке времени, ч;  $N_{Tni}$  – входная электрическая мощность теплового насоса в  $i$ -й промежуток времени, кВт;  $B_{Tni}$  – коэффициент частичной загрузки ТН в  $i$ -й промежуток времени;  $Q_{дTi}$  – количество вспомогательной теплоты в  $i$ -й промежуток времени, кВт.

В числителе формулы (1.2) указывается потребность здания в теплоте за отопительный сезон, кВт·ч, а в знаменателе – сумма количества электроэнергии, затраченной тепловым насосом, и количества произведенной вспомогательным теплогенератором теплоты за этот же период при работе по бивалентной схеме, кВт·ч [8]. Величины  $B_{Tni}$  и  $Q_{дTi}$  зависят от соотношения  $Q_{Ti}$  и теплопроизводительности ТН  $Q_{Tni}$  в  $i$ -й промежуток времени. Если в  $i$ -й промежуток времени  $Q_{Ti} > Q_{Tni}$ , то значение  $Q_{дTi}$  равно разности между ними, а  $B_{Tni} = 1$ . Если  $Q_{Ti} < Q_{Tni}$ , то значение  $B_{Tni}$  равняется их соотношению, в то время как дополнительный подогрев не требуется и  $Q_{дTi} = 0$ . В случае если  $Q_{Ti} = Q_{Tni}$ , то  $B_{Tni} = 1$ , а  $Q_{дTi} = 0$  [8].

## 1.2. Показатели и факторы, влияющие на конкурентоспособность теплонасосных установок

Рациональность внедрения теплового насоса как альтернативы традиционным теплогенераторам заключается в каждом конкретном случае в правильной и объективной оценке эффективности такого замещения как по расходу первичного энергоносителя, так и по уровню приведенных затрат, которые определяют срок окупаемости значительных капитальных вложений на внедрение ТН и тем самым влияют на его конкурентоспособность.

Сопоставление энергетической эффективности теплогенераторов различных типов обычно проводится по обобщённому критерию – коэффициенту ис-

пользования первичной энергии [9, 10], представляющему собой отношение от-данной потребителю энергии к теплотворной способности замещаемого топли-ва (обычно это условное топливо с теплотворной способностью 29,31 ГДж/кг).

Базируясь на этом показателе, за экономическую меру целесообразности замещения традиционных теплогенераторов теплонасосными принимается эконо-мия первичного топлива, замещаемого тепловой энергией ТН, оцениваемая из выражения

$$\Delta G = 0,1428 \bar{F} \left( \frac{1}{k_{\text{тр}}} - \frac{1}{k_{\text{ТН}}} \right),$$

где  $\Delta G$  – разность расходов топлива при выработке некоторого количества теп-лоты  $\bar{F}$ , Гкал, по традиционной технологии и с помощью теплового насоса, т;  $k_{\text{тр}}$  и  $k_{\text{ТН}}$  – коэффициенты использования первичной энергии традиционного и теплонасосного способов генерации теплоты.

Очевидно, что экономия топлива будет при условии, если  $k_{\text{ТН}} > k_{\text{тр}}$ .

Методика определения коэффициентов использования первичной энергии достаточно подробно изложена в работе [10].

Например, для парокомпрессорного ТН с электрическим приводом коэф-фициент использования первичной энергии определяется как

$$k_{\text{ТН}} = COP_h \eta_{\text{тт}} \eta_{\text{эс}} \eta_{\text{лэп}} \eta_{\text{тпп}} \eta_{\text{соб}}.$$

Здесь учитывается соответственно энергетическая эффективность цикла теплового насоса  $COP_h$ , КПД транспорта топлива  $\eta_{\text{тт}}$ , КПД нетто электростан-ции  $\eta_{\text{эс}}$ , КПД транспорта электроэнергии  $\eta_{\text{лэп}}$ , эффективность транспорта теп-лоты к потребителю  $\eta_{\text{тпп}}$  и расход энергии на собственные нужды  $\eta_{\text{соб}}$ .

Коэффициенты использования первичной энергии для различных теплогенераторов, рассчитанные по формулам, приведенным в работе [10], представ-лены в табл. 1.1.

**Таблица 1.1.** Коэффициенты использования первичной энергии

Теплогенератор	Коэффициент использования первичной энергии, $k$
Электронагреватель	0,25 – 0,32
Квартирный теплогенератор	0,36 – 0,54
Домовая котельная	0,39 – 0,47
Районная котельная	0,61 – 0,69
Парокомпрессорный ТН с электроприводом	0,79 – 1,23

Анализ рассчитанных значений коэффициента  $k$  показывает, что использо-вание парокомпрессорных тепловых насосов с электроприводом позволяет сни-зить затраты топлива на теплоснабжение:

- в 1,3 - 1,8 раз по сравнению с крупными районными котельными;
- в 2,0 - 2,6 раз по сравнению с мелкими котельными и индивидуальными теплогенераторами;

– в 3,2 - 3,8 раз по сравнению с электронагревателями.

Несмотря на высокую экономичность тепловых насосов, потенциальных покупателей и инвесторов сдерживают при их внедрении довольно высокие первоначальные затраты на их приобретение и монтаж по сравнению с капиталовложениями в традиционные системы теплоснабжения с использованием газовых, электрических, дизельных или твердотопливных котлов.

В табл. 1.2 представлены экономические показатели при внедрении и эксплуатации теплогенераторов различных типов – традиционных и теплового насоса одинаковой установленной тепловой мощности при стоимости энергоносителей для бытовых потребителей в Украине осенью 2017 г.

**Таблица 1.2.** Экономические показатели при внедрении и эксплуатации теплогенераторов различных типов – котлов и теплового насоса

	Дизельный котел	Газовый котел	Электрический котел	Твердотопливный котел	Тепловой насос
Тепловая мощность, кВт	24	24	24	24	24
Стоимость оборудования, \$	1000	700	600	900	10000
Затраты на монтаж, подвод энергоносителя, разрешительную документацию, \$	350	12000	350	350	7500
Суммарные капитальные затраты Кап <sub>і</sub> , \$	1350	12700	950	1250	17500
Стоимость энергоносителя	0,7963 \$ за 1 л	0,2577 \$ за 1 м <sup>3</sup>	0,0622 \$ за 1 кВт·ч	0,1852 \$ за 1 кг	0,0622 \$ за 1 кВт·ч
Годовые эксплуатационные затраты Эксп <sub>і</sub> , \$ в год	9933	3501	6795	3829	1941

Из данных, представленных в табл. 1.2, видно, что суммарные капитальные затраты на внедрение теплового насоса в 13, 14 и 18,4 раз выше, чем первоначальные затраты на внедрение соответственно дизельного, твердотопливного и электрического котлов. При этом они примерно на 40 % выше, чем капитальные затраты на внедрение газового котла, даже при отсутствии газификации и необходимости затрат значительных сумм на подвод газа.

Поэтому ключевым фактором при оценке конкурентоспособности теплонасосной техники является срок окупаемости высоких капитальных затрат на её внедрение по сравнению с более низкими первоначальными затратами на внедрение традиционных теплогенераторов, который определяется как

$$\tau_{\text{октн}} = \frac{\text{Кап}_{\text{тн}} - \text{Кап}_i}{\text{Эксп}_i - \text{Эксп}_{\text{тн}}} \quad (1.3)$$

В числителе выражения (1.3) показано увеличение капитальных затрат при внедрении теплового насоса вместо *i*-го котла, а в знаменателе – ежегодная экономия денежных средств при работе ТН по сравнению с ежегодными эксплуатационными затратами *i*-го котла.

Подстановка данных из табл. 1.2 в выражение (1.3) показывает, что вследствие экономичности работы теплового насоса существенная переплата при первоначальных затратах на его внедрение вместо дизельного котла окупается за 2,0 года, вместо газового котла – за 3,1 года, вместо электродкотла – за 3,4 года и вместо твердотопливного котла – за 8,6 лет. Все эти сроки значительно ниже, чем расчетный срок службы ТН до капитального ремонта компрессора, который составляет минимум 15 – 20 лет.

Это свидетельствует о целесообразности внедрения теплонасосной техники в экономику Украины при существующих тарифах на энергоносители. При этом, если для электроэнергии, производимой в Украине в основном на угольных ТЭС и АЭС, не прогнозируется резкого повышения тарифов, то стоимость органического топлива в Украине, как и в мире, постоянно растет, что будет способствовать снижению срока окупаемости теплонасосных установок и тем самым еще большему повышению их конкурентоспособности.

### **1.3. Техничко-экономическая методика рационального выбора теплонасосного оборудования с учетом заданных производителем характеристик**

Существующие методики по оптимальному проектированию и выбору рациональных режимов эксплуатации термодинамических систем, применяемые при проектировании и выборе режимов эксплуатации ТНУ, базируются, в основном, на проведении традиционных технико-экономических расчетов, в основе которых лежит метод энергетического баланса [11 – 16].

При этом задача оптимизации конструкции и режимов эксплуатации ТНУ решается в следующей последовательности [17]:

- для ТНУ заданного функционального назначения составляется принципиальная схема, оценивается теплопроизводительность, выбирается источник низкопотенциальной теплоты, принимаются рабочие температуры теплоносителей и некоторые начальные значения температурных напоров и изменений температуры теплоносителей низкого и высокого температурного потенциала в теплообменных аппаратах;

- из термодинамического расчета цикла определяются значения тепловых нагрузок теплообменных аппаратов, требуемая производительность компрессора, насосов и вентиляторов, по которым проводится подбор оборудования ТНУ в соответствии с заводскими техническими характеристиками;

- для выбранного оборудования и заданного режима работы проводится технико-экономический расчет, заканчивающийся определением значения приведенных затрат;

- после этого меняется один или несколько определяющих параметров и расчет повторяется;

- вариант, обеспечивающий минимальные приведенные затраты, считается оптимальным.

Применение традиционных технико-экономических расчетов предполагает индивидуальный подход к каждой конкретно рассматриваемой ТНУ и не

предусматривает получения однозначного аналитического решения по выбору наиболее рационального варианта теплового насоса из модельного ряда того или иного производителя. В то же время, одна из основных проблем на пути рационального выбора предлагаемого на рынке теплонасосного оборудования заключается в правильном подборе его теплопроизводительности.

Если уровень температуры низкопотенциального источника достаточно высок, то требуемая тепловая отопительная нагрузка может быть полностью покрыта тепловым насосом. Очевидно, что выбирать тепловой насос на покрытие максимальной тепловой нагрузки с экономической точки зрения нерационально, т.к. время стояния минимальной температуры окружающей среды в течение отопительного сезона относительно небольшое. Поэтому если при низких температурах окружающей среды теплопроизводительности теплонасосной установки недостаточно для покрытия требуемой тепловой нагрузки на здание, то используется схема отопления, включающая в себя ТНУ и дополнительный подогреватель – доводчик теплоты (ДТ), например, электрический котёл. Доводчик теплоты используется для покрытия пиковых нагрузок на здание и может работать параллельно с ТНУ или отдельно. Такая схема отопления называется бивалентной [3, 18], а равенство тепловой нагрузки на объект и теплопроизводительности ТНУ, – точкой бивалентности. Ниже температуры окружающей среды, соответствующей точке бивалентности,  $T_{\text{бв}}$  должен включаться доводчик теплоты.

Для обеспечения экономной работы системы отопления производительность доводчика теплоты определяется как разность тепловой нагрузки на объект и производительности теплового насоса, причём последняя, как правило, уменьшается по мере снижения температуры окружающей среды. Возникает задача целесообразного распределения отопительной тепловой нагрузки между тепловым насосом и доводчиком теплоты. Ключевым вопросом здесь является вычисление температуры  $T_{\text{бв}}$ , оптимальное значение которой определяет рациональный выбор теплопроизводительности ТНУ.

Для анализа и усовершенствования (с позиции минимизации приведенных затрат) бивалентных теплонасосных систем отопления разработана технико-экономическая методика, позволяющая проводить рациональный выбор предлагаемого на рынке теплонасосного оборудования типа «воздух – вода» или «воздух – воздух» по заданным заводом-изготовителем техническим характеристикам с учетом колебаний температуры окружающей среды  $T_{\text{oc}}$  и переменных тепловых нагрузок на систему в течение отопительного сезона для конкретного региона [19, 20].

Основной методикой является представление целевой функции приведенных затрат бивалентной системы отопления в виде интерполяционного полинома от временных координат  $\tau_{\text{бв}}$ , соответствующих температурам  $T_{\text{бв}}$  для каждой конкретной модели ТН из рассматриваемого модельного ряда при заданной тепловой нагрузке на здание. При этом  $\tau_{\text{бв}}$  принимается в качестве оптимизируемого фактора.

С использованием данной методики для условного объекта ЖКХ с расчёт-

ной тепловой нагрузкой  $Q_T^p = 100$  кВт проведен рациональный выбор из предлагаемых на рынке тепловых насосов типа «воздух – вода» фирмы Clivet модельного ряда WSAN-EE 122 – 282 для варианта схемного решения с параллельным включением ТН и доводчика теплоты (электророкотла).

При проведении расчетов принято, что объект расположен в Харьковском регионе Украины. Температура воздуха в помещении  $T_{\text{п}}$  принята равной  $18$  °С, а расчетная температура окружающей среды  $T_{\text{oc}}^p$  для Харькова – минус  $23$  °С [21].

Данные о зависимости теплопроизводительности и потребляемой мощности ТН Clivet WSAN-EE 122 – 282 от температуры окружающей среды, которые приводятся в каталоге фирмы-производителя [22], представлены в табл. 1.3.

**Таблица 1.3.** Зависимость теплопроизводительности  $Q_{\text{TH}i}$  и потребляемой мощности  $N_{\text{TH}i}$  ТН Clivet WSAN-EE 122 – 282 от температуры окружающей среды  $T_{\text{oc}}$

Модель теплового насоса	$T_{\text{oc}}, \text{°C}$	-5	0	5	7	10	15
Clivet WSAN-EE 122	$Q_{\text{TH}122}$	25,6	29,4	33,1	35,0	36,8	41,1
	$N_{\text{TH}122}$	9,19	9,19	9,23	9,26	9,3	9,42
Clivet WSAN-EE 162	$Q_{\text{TH}162}$	34,7	38,9	43,5	45,9	48,3	54,3
	$N_{\text{TH}162}$	12,2	12,3	12,4	12,5	12,5	12,6
Clivet WSAN-EE 202	$Q_{\text{TH}202}$	40,9	48,0	54,6	57,8	60,8	67,7
	$N_{\text{TH}202}$	15,7	16,0	16,3	16,5	16,7	17,0
Clivet WSAN-EE 242	$Q_{\text{TH}242}$	51,1	58,8	66,4	70,3	74,1	83,1
	$N_{\text{TH}242}$	19,8	20,2	20,6	20,8	20,9	21,1
Clivet WSAN-EE 282	$Q_{\text{TH}282}$	57,8	67,3	76,4	80,9	85,2	95,3
	$N_{\text{TH}282}$	22,3	22,9	23,3	23,5	23,7	24,1

Тепловая нагрузка на объект связана с температурой окружающей среды  $T_{\text{oc}}$  линейной зависимостью [23]

$$Q_T = Q_T^p \frac{T_{\text{п}} - T_{\text{oc}}}{T_{\text{п}} - T_{\text{oc}}^p}$$

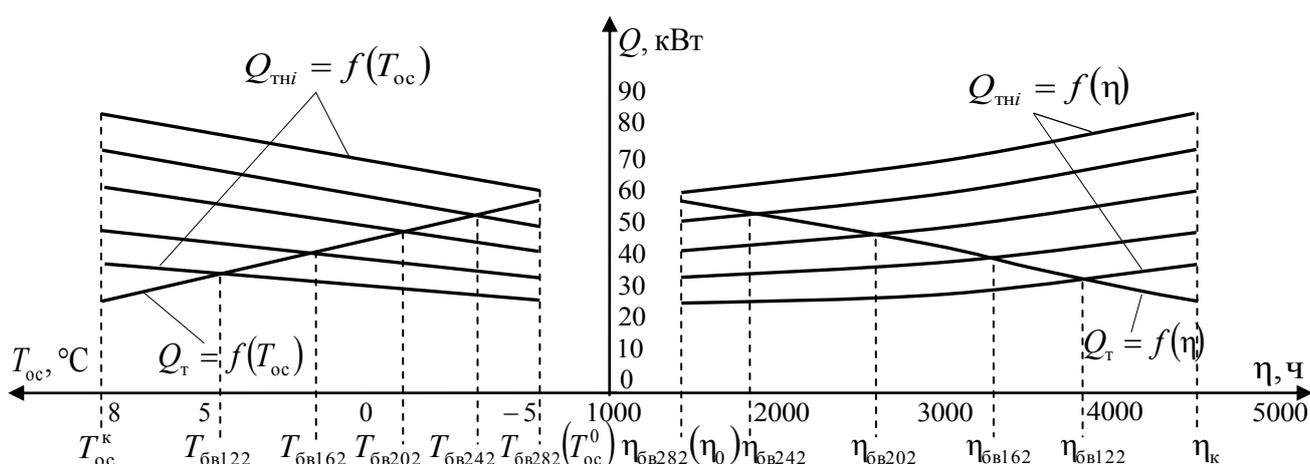
и рассмотрена при температурах окружающей среды от  $T_{\text{oc}}^0 = -5$  °С до  $T_{\text{oc}}^k = 8$  °С – диапазоне наиболее эффективной работы тепловых насосов типа «воздух – вода» фирмы Clivet моделей WSAN-EE в рамках отопительного сезона (для г. Харькова отопительный сезон длится при температурах окружающей среды  $T_{\text{oc}} \leq 8$  °С). Принимается, что при температурах окружающей среды ниже  $-5$  °С работает только доводчик теплоты, установленная теплопроизводительность которого подбирается из соображения покрытия пиковой тепловой нагрузки на объект. После достижения окружающим воздухом температуры  $T_{\text{об}}$  доводчик теплоты отключается и работает только тепловой насос.

Часто в целях снижения капитальных затрат подбирается доводчик теплоты с меньшей установленной мощностью, смирившись с тем, что в кратковре-

менные часы пиковых нагрузок температура на объекте будет ниже комфортной. В любом случае, значение установленной (максимальной) тепловой мощности доводчика теплоты и, соответственно, его стоимость в дальнейшем не учитываются, поскольку они считаются неизменными и не влияют на рациональный выбор теплового насоса.

По результатам расчета построен линейный график зависимости тепловой нагрузки на объект от температуры окружающей среды  $Q_T = f(T_{oc})$  (рис. 1.3). По представленным в [5, 6] климатическим данным для Харьковского региона (какое количество часов за отопительный сезон держится та или иная среднесуточная температура окружающей среды), также построен график зависимости тепловой нагрузки на объект от времени стояния уровня температур окружающей среды в течение отопительного сезона  $Q_T = f(\tau)$  (рис. 1.3).

Зависимость теплопроизводительности тепловых насосов Clivet моделей WSAN-EE 122 – 282, выбранных для анализа, от температуры окружающей среды  $Q_{THi} = f(T_{oc})$  (см. табл. 1.3) и от времени стояния её уровня в течение отопительного сезона  $Q_{THi} = f(\tau)$  также представлена на рис. 1.3. На рисунке снизу вверх показаны графики теплопроизводительности следующих моделей ТН фирмы Clivet: WSAN-EE 122, WSAN-EE 162, WSAN-EE 202, WSAN-EE 242 и WSAN-EE 282.



**Рис. 1.3.** Зависимость тепловой нагрузки на объект и теплопроизводительности ТН Clivet WSAN-EE 122 – 282 от температуры  $T_{oc}$  и времени стояния её уровня в отопительном сезоне  $\tau$

Графики  $Q_{THi} = f(T_{oc})$  пересекаются с прямой  $Q_T = f(T_{oc})$  в точках, проекции которых на ось  $T_{oc}$  соответствуют температурам  $T_{bvi}$  для каждого теплового насоса из рассматриваемого модельного ряда.

Каждой температуре  $T_{bvi}$  соответствуют определенные временные координаты  $\tau_{bvi}$  – проекции пересечения кривых  $Q_{THi} = f(\tau)$  и  $Q_T = f(\tau)$  на ось  $\tau$ . Для определения значений  $\tau_{bvi}$  для каждого ТН из рассматриваемого модельного ряда кривые  $Q_T = f(\tau)$  и  $Q_{THi} = f(\tau)$  должны быть описаны интерполяционными функциями в виде полиномов по известным значениям функции и аргумента в узловых точках:

$$\begin{aligned}
Q_{\tau} &= -1,808 \cdot 10^{-6} \eta^2 + 6,642 \cdot 10^{-4} \eta + 58,800; \\
Q_{\text{TH122}} &= 5,891 \cdot 10^{-7} \eta^2 - 3,223 \cdot 10^{-4} \eta + 24,870; \\
Q_{\text{TH162}} &= 8,543 \cdot 10^{-7} \eta^2 - 1,266 \cdot 10^{-3} \eta + 34,775; \\
Q_{\text{TH202}} &= 9,326 \cdot 10^{-7} \eta^2 + 1,512 \cdot 10^{-4} \eta + 38,805; \\
Q_{\text{TH242}} &= 1,245 \cdot 10^{-6} \eta^2 - 8,805 \cdot 10^{-4} \eta + 49,841; \\
Q_{\text{TH282}} &= 1,366 \cdot 10^{-6} \eta^2 - 3,254 \cdot 10^{-4} \eta + 55,508.
\end{aligned}
\tag{1.4}$$

Приравнивание функции  $Q_{\tau} = f(\tau)$  с каждой из функций  $Q_{\text{TH}i} = f(\tau)$  позволяет получить ряд уравнений, решение которых определяет значение временной координаты  $\tau_{\text{бви}}$  для каждого теплового насоса из рассматриваемого модельного ряда.

Полученные значения  $\tau_{\text{бви}}$  представлены в табл. 1.4. Приведенные там же значения температур  $T_{\text{бви}}$ , которым они соответствуют, определяются по рис. 1.3, носят информативный характер и в дальнейших расчетах не используются.

В табл. 1.4 также представлена стоимость каждого теплового насоса из рассматриваемого модельного ряда, которая приводится в каталоге фирмы-производителя (цены указаны в гривнах по курсу 8 грн/\$).

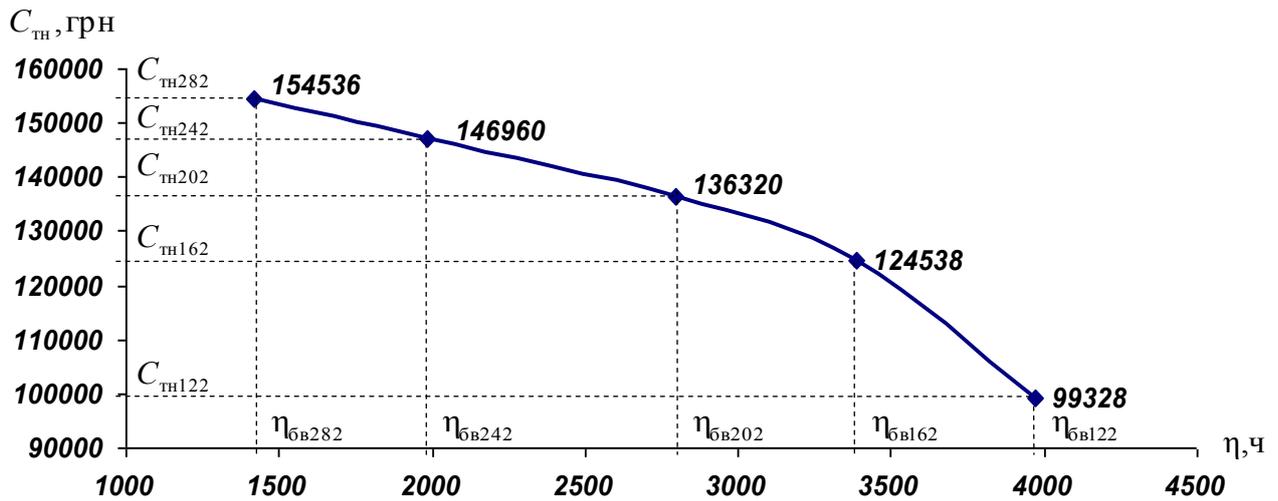
**Таблица 1.4.** Значения временных координат  $\tau_{\text{бви}}$  и стоимости тепловых насосов Clivet WSAN-EE 122 – 282

Марка ТН	Температура $T_{\text{бви}}$ , °C	Временная координата $\tau_{\text{бви}}$ , ч, соответствующая $T_{\text{бви}}$	Стоимость ТН $C_{\text{TH}i}$ , грн
Clivet WSAN-EE 122	4,5	3974	99328
Clivet WSAN-EE 162	1,5	3388	124528
Clivet WSAN-EE 202	-1,1	2796	136320
Clivet WSAN-EE 242	-3,7	1985	146960
Clivet WSAN-EE 282	-5*	1420*	154536

\* Теплопроизводительности ТН Clivet WSAN-EE 282 достаточно для покрытия тепловой нагрузки на объект в течение всего рассматриваемого периода времени ( $\tau_0 - \tau_k$ ) (см. рис. 1.3), поэтому за температуру  $T_{\text{бв282}}$  этого ТН и за соответствующую ей временную координату  $\tau_{\text{бв282}}$  принимаются минимальные значения температуры  $T_{\text{ос}}^0$  и временной координаты ( $\tau_0 = 1420$  ч) в данном периоде.

По данным, приведенным в табл. 1.4, построен график зависимости стоимости рассматриваемых моделей ТН от временных координат  $\tau_{\text{бви}}$ , лежащих на оси времени  $\tau$ , т.е.  $C_{\text{TH}} = f(\tau)$  (рис. 1.4), который описывается следующей интерполяционной функцией

$$C_{\text{TH}} = -1,907 \cdot 10^{-9} \eta^4 + 1,571 \cdot 10^{-5} \eta^3 - 0,0474 \eta^2 - 48,794 \eta + 143590,891. \tag{1.5}$$



**Рис. 1.4.** Зависимость стоимости ТН Clivet WSAE-EE 122 – 282 от временных координат  $\tau_{бvi}$

В выбранной моноэнергетической теплонасосной схеме отопления доводчиком теплоты является электродвигатель, коэффициент преобразования которого можно принять за 1. В этом случае количество теплоты  $\bar{F}_{дт}$ , затраченное ДТ на покрытие заданной тепловой нагрузки на объект за рассматриваемый период времени, равняется количеству электроэнергии  $\bar{P}_{дт}$ , затраченной ДТ на покрытие данной нагрузки за этот же период. При параллельной работе ТН и ДТ значения величин  $\bar{P}_{дт}$  и  $\bar{F}_{дт}$  равны площади, ограниченной кривыми  $Q_T = f(\tau)$  и  $Q_{ТНi} = f(\tau)$  (см. рис. 1.3), а также временной координатой  $\tau_0$ , соответствующей температуре окружающей среды  $T_{oc}^0 = -5 \text{ }^\circ\text{C}$ , и определяются из выражения

$$\bar{P}_{дти} = \bar{F}_{дти} = \int_{\tau_0}^{\tau_{бvi}} (Q_T - Q_{ТНi}) d\tau. \quad (1.6)$$

Подстановка в (1.6) функциональных выражений для  $Q_T$  и  $Q_{ТНi}$  (1.4), а также соответствующих значений временных координат  $\tau_{бvi}$  (см. табл. 1.4), и интегрирование их с учетом того, что для Харьковского региона  $\tau_0 = 1420 \text{ ч}$  [5], позволяет определить численные значения  $\bar{P}_{дти}$  для каждого из рассматриваемых вариантов соотношения теплопроизводительности ДТ и ТН.

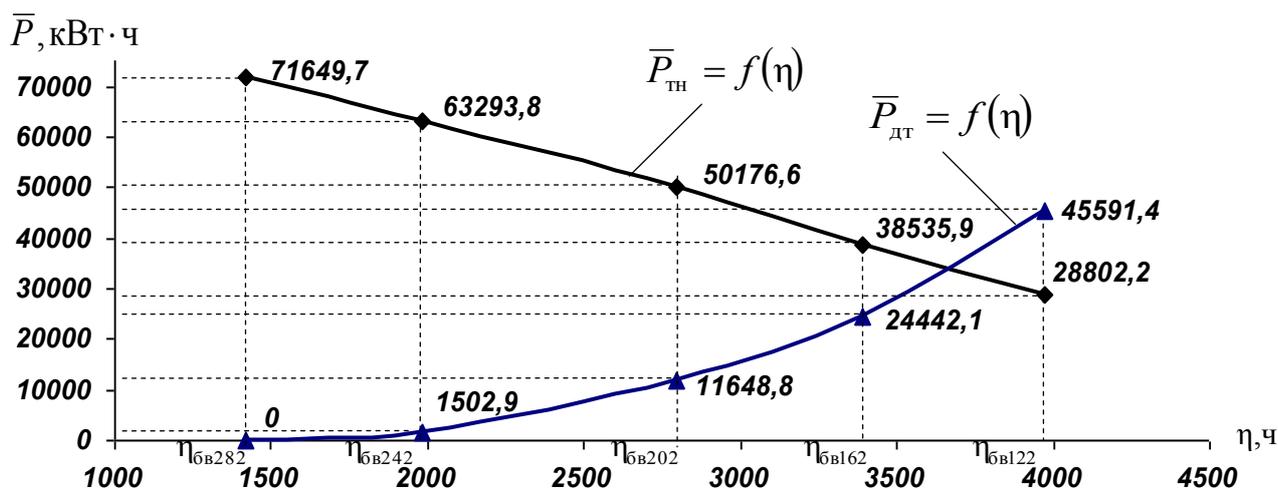
Количество электроэнергии  $\bar{P}_{ТНi}$ , затраченной каждым рассматриваемым тепловым насосом на покрытие заданной тепловой нагрузки на объект в течение отопительного сезона, вычисляется как

$$\bar{P}_{ТНi} = \int_{\tau_0}^{\tau_{бvi}} \frac{Q_{ТНi}}{SCOP_{h_{ТНi}(\tau_0 - \tau_{бvi})}} d\tau + \int_{\tau_{бvi}}^{\tau_k} \frac{Q_T}{SCOP_{h_{ТНi}(\tau_{бvi} - \tau_k)}} d\tau, \quad (1.7)$$

где  $SCOP_{h_{ТНi}(\tau_0 - \tau_{бvi})}$  и  $SCOP_{h_{ТНi}(\tau_{бvi} - \tau_k)}$  – среднеинтегральные коэффициенты преобразования ТН в отопительном сезоне на отрезках соответственно  $(\tau_0 - \tau_{бvi})$  и  $(\tau_{бvi} - \tau_k)$  (см. рис. 1.3), которые рассчитываются без учета  $Q_{дти}$  по выражению (1.2), исходя из данных, представленных в табл. 1.3 и 1.4 для каждого ТН из рассматриваемого модельного ряда.

Подставка в (1.7) соответствующих функциональных выражений для  $Q_T$  и  $Q_{THi}$  (1.4) и интегрирование их с учетом того, что для Харьковского региона  $\tau_k = 4550$  ч [5], позволяет определить количество электроэнергии, затраченной каждым ТН из рассматриваемого модельного ряда на покрытие заданной нагрузки на объект в течение отопительного сезона.

По результатам расчетов построены графики зависимости количества электроэнергии, затраченной ДТ и ТН Clivet WSAE-EE 122 – 282 на покрытие заданной тепловой нагрузки на объект за рассматриваемый период времени, от временных координат  $\tau_{\text{бvi}}$ , лежащих на оси времени  $\tau$ , т.е.  $\bar{P}_{\text{дт}} = f(\tau)$  и  $\bar{P}_{\text{тн}} = f(\tau)$  (рис. 1.5).



**Рис. 1.5.** Зависимость количества электроэнергии, затраченной ДТ и ТН Clivet WSAE-EE 122 – 282, от временных координат  $\tau_{\text{бvi}}$

Представленные на рис. 1.5 графики описываются следующими интерполяционными функциями:

$$\begin{aligned} \bar{P}_{\text{дт}} &= 1,284 \cdot 10^{-9} \eta^4 - 1,265 \cdot 10^{-5} \eta^3 + 0,052 \eta^2 - 89,630 \eta + 53308,513; \\ \bar{P}_{\text{тн}} &= 1,296 \cdot 10^{-9} \eta^4 - 1,319 \cdot 10^{-5} \eta^3 + 0,047 \eta^2 - 85,192 \eta + 130458,050. \end{aligned} \quad (1.8)$$

Принятые в качестве целевой функции приведенные затраты определяются из выражения

$$PZ = (\bar{P}_{\text{дт}}(\eta) + \bar{P}_{\text{тн}}(\eta)) c_3 n_{\text{сез}} + C_{\text{тн}}(\eta), \quad (1.9)$$

где  $c_3$  – тариф на электроэнергию, грн/(кВт·ч);  $n_{\text{сез}}$  – количество отопительных сезонов.

После подстановки в (1.9) функциональных выражений для  $\bar{P}_{\text{дт}}(\tau)$ ,  $\bar{P}_{\text{тн}}(\tau)$  (1.8) и  $C_{\text{тн}}(\tau)$  (1.5) при тарифе на электроэнергию  $c_3 = 1,13604$  грн/(кВт·ч) и количестве отопительных сезонов  $n_{\text{сез}} = 7$  получена зависимость целевой функции приведенных затрат от времени  $\tau$

$$PZ = 1,861 \cdot 10^{-8} \eta^4 - 1,897 \cdot 10^{-4} \eta^3 + 0,740 \eta^2 - 1341,437 \eta + 1604954,059,$$

приведенная на рис. 1.6.

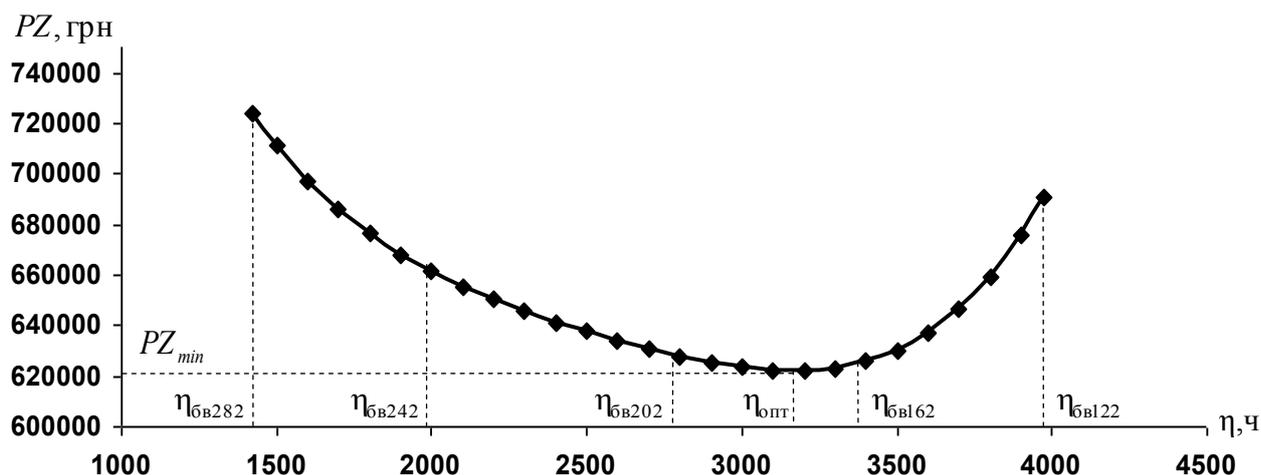


Рис. 1.6. Зависимость приведенных затрат от временной координаты  $\tau$

Из рис. 1.6 видно, что приведенные затраты достигают минимума при временной координате  $\tau_{\text{опт}} = 3169$  ч, что позволяет выбрать наиболее рациональный с точки зрения минимизации приведенных затрат тепловой насос из представленного в табл. 1.4 модельного ряда – Clivet WSAE-EE 162, временная координата которого  $\tau_{\text{бв162}} = 3388$  ч ближе всего по значению к  $\tau_{\text{опт}}$ .

Таким образом, данная методика позволяет осуществлять выбор рациональной модели воздушного теплового насоса из модельного ряда завода-изготовителя по заданным техническим характеристикам для применения в бивалентных системах отопления с учетом изменения коэффициента преобразования ТН за отопительный период и местных климатических особенностей при обеспечении минимального уровня приведенных затрат.

#### 1.4. 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 поставок топлива. Вместе с тем, теплонасосные системы состоят из большого числа взаимодействующих элементов. Поэтому 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 и тепломассообмена, 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 теплообмен-

ник (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 холодопотребления объекта, а также многих других факторов.

Для расчета нестационарных процессов тепло- и массопереноса в грунтах различной влажности с учетом климатических условий, замерзания влаги и наличия снежного покрова разработаны методы математического моделирования. Несмотря на допущения, неизбежные при численной реализации этих методов, в большинстве случаев результаты моделирования, в целом, хорошо подтверждаются данными натурных экспериментов на реальных объектах с ТНУ. Можно считать, что существующий математический аппарат для исследования процессов в грунтовом массиве уже сформирован и является вполне работоспособным. Таким образом, основная задача развития теоретических и прикладных работ состоит в регулировании теплового режима грунта за счет рациональной организации процессов съема и подвода теплоты теплонасосной установкой с учетом его теплоаккумулирующей способности. Поэтому практическую значимость приобретает анализ факторов, влияющих на тепловой режим грунта, и, как следствие, на выбор рациональных режимов эксплуатации ТНУ.

#### **1.4.1. 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 теплосъема 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 теплохладоснабжения с использованием теплоты грунта од-

ной из актуальных задач является выбор рациональных термодинамических режимов работы ТНУ, которые позволили бы эксплуатировать грунт в качестве источника низкопотенциальной 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 «анализ тепловой устойчивости грунта» [24]. Под устойчивостью, в данном случае, следует понимать способность грунтового массива восстанавливать свою температуру, соответствующую его непо потревоженному состоянию. Анализ этого процесса, проведенный в работах [25 – 30], позволил определить характер и продолжительность периода релаксации грунта, оценить предельно возможный теплосъем 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 окружающей среды 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 теплосъема с массива грунта влияют на изменение режимов работы ТНУ и системы отопления. Кроме того, имеет место и обратная ситуация, когда изменение режимов теплопотребления объекта, вызывает изменение режимов работы ТНУ, что в свою очередь влияет на характеристики системы теплосъема и температурное поле возле ГТ.

Тепловая нагрузка объекта (потребителя теплоты) в течение отопительного периода непостоянна. Она изменяется в зависимости от колебаний температуры окружающей среды и режима расходования горячей воды. Особенностью эксплуатации ТНУ в системе отопления является то, что избыток её теплопроизводительности наблюдается как раз при высоких температурах окружающей среды, 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 регулируемой объемной подачей хладагента, то при проектировании возникает задача согласования её режимных характеристик с режимами теплопотребления объекта, а также с режимами работы системы теплосъема.

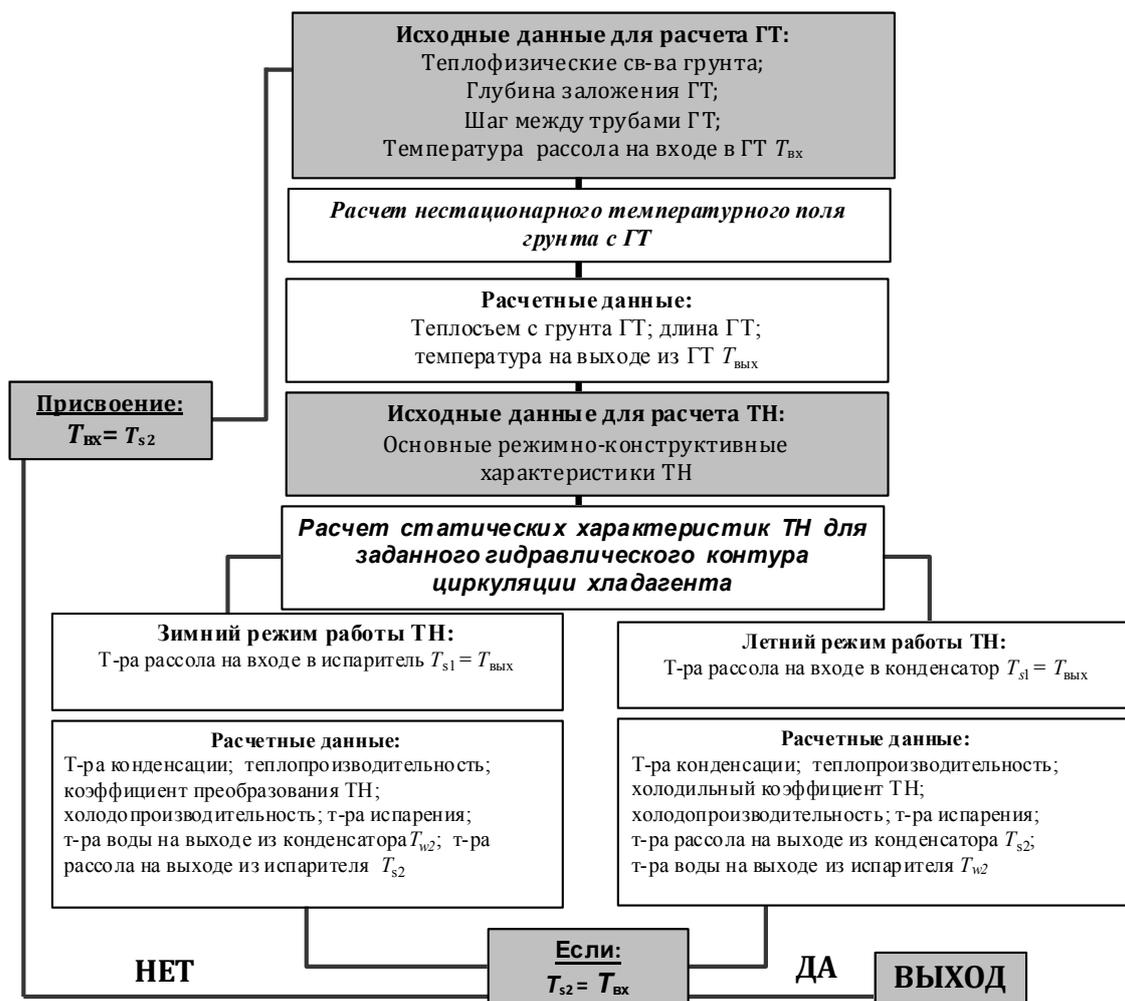
Таким образом, при проектировании геотермальных ТНУ необходимо исходить из принципа целостности системы и рассматривать её подсистемы (непосредственно саму ТНУ, потребителя теплоты и ГТ), как единое целое с учетом взаимосвязей параметров этих подсистем. В этой связи вопрос устойчивости температурного 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 проводится на некое минимальное или

же максимальное значение величины теплосъема, предлагаемый авторами подход предусматривает выбор конструктивных параметров ГТ на основе анализа 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 взгляд авторов, следующие.

Из опыта эксплуатации геотермальных ТНУ известно, что режим постоянного расхода хладоносителя через ГТ способствует повышению коэффициента преобразования ТНУ, 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 значением  $T_{s2}$ . Это значение должно быть получено на основе совместного 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 теплохладоснабжения объекта. На рис. 1.7 представлен алгоритм совместного расчета ГТ и ТН.



### Рис. 1.7. 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, а также в результате массопереноса содержащейся в грунте влаги. Очевидно, что в полной мере учесть влияние всех перечисленных факторов при расчете температурного поля массива грунта не представляется возможным ввиду исключительной сложности этой задачи. Вместе с тем, авторы настоящей работы при исследовании процессов в грунте исходят 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 её численной реализации.

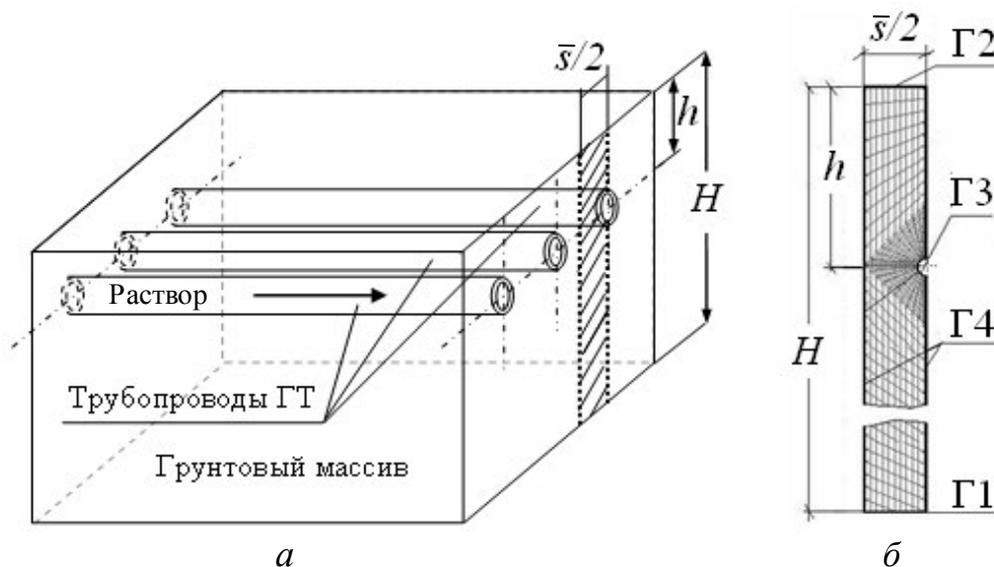
Для моделирования тепловых режимов ГТ используется математическая модель, представленная в работах [26 – 28]. В этой модели грунт рассматривается как квазиоднородное тело, в параметрах которого учитывается совокупность влияния теплопроводности, конвекции и влагопереноса в выделенном элементе массива грунта, взаимное влияние тепловых процессов в массиве грунта и процессов в ГТ, что позволяет проследить характер изменения температуры хладоносителя по тракту ГТ при изменении поля температур в массиве грунта вследствие длительной эксплуатации ТНУ, а также влияние тепловой интерференции между параллельно проложенными участками трубы ГТ. В качестве хладоносителей в ГТ нашли распространение растворы, имеющие низкую температуру замерзания, – рассолы (водные соляные растворы хлористого натрия  $\text{NaCl}$  или хлористого кальция  $\text{CaCl}_2$ ) и антифризы (водные растворы этиленгликоля, пропиленгликоля или глицерина).

Хладоноситель, который движется внутри ГТ, представляющего собой систему труб, заложенных параллельно на глубине 1,5 м, нагревается за счет аккумулированной землей теплоты. Температура раствора увеличивается по длине трубы, и её максимальное значение 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 раствора 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 раствора 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 раствора одинаковая, что позволяет достаточно корректно учитывать взаимное влияние расположения труб на тепловой поток от грунта и рассчитывать подогрев раствора последовательно по участкам, переходя вдоль движения хладоносителя от одного сечения грунтового массива к другому. При последовательном соединении температуры в соседних трубах отличаются на величину подогрева раствора на длине участ-

ка трубы между рассматриваемыми позициями. Поскольку величина подогрева заранее неизвестна, приходится ею задаваться или пренебрегать её влиянием.

Для простоты анализа целесообразно остановиться на случае с параллельной укладкой труб. На рис. 1.8, *a* представлена схема массива грунта с полиэтиленовым трубопроводом (внутренний диаметр  $d_{\text{тр1}} = 0,035$  м, внешний диаметр  $d_{\text{тр2}} = 0,040$  м), проложенным на глубине  $h = 1,5$  м, в качестве грунтового теплообменника. Внутри ГТ, заложенного с шагом между параллельно уложенными трубами  $\bar{s}$ , прокачивается хладоноситель (30 % раствор этиленгликоля) со скоростью  $W = 1$  м/с.



**Рис. 1.8.** Массив грунта с горизонтальным грунтовым теплообменником: *a* – схема расположения ГТ; *б* – вертикальное сечение элемента грунтового массива

При формировании математической модели выбран элемент грунта шириной  $\bar{s}/2 = 0,5$  м и глубиной  $H = 10$  м (рис. 1.8, *б*). Следует отметить, что вертикальный размер элемента грунта здесь определяется в зависимости от задания условий на нижней границе. Согласно [24] 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 окружающей среды. 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 из недр Земли к поверхности. По данным [24] величина радиогенной теплоты, выделяющейся при распаде радиоактивных элементов, содержащихся в недрах Земли, для зоны Центральной Европы принимается равной  $q = 0,1 \div 0,3$  Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Температурное поле грунта находится путем решения уравнения теплопроводности при граничных условиях (ГУ) второго и третьего рода

$$\frac{\partial T}{\partial \eta} = a \nabla^2 T,$$

где  $T$  – температура грунта, °С;  $\tau$  – время, с;  $a$  – температуропроводность грунта, м<sup>2</sup>/с, при соответствующих начальных и граничных условиях.

В качестве начального условия принимается начальная температура поверхности грунта  $T_{гр0} = \text{const}$ , приравненная среднегодовой температуре окружающей среды  $T_{ос}^{\text{ср.год}}$ .

Граничные условия (ГУ) принимаются следующие:

– на границе Г1 задается ГУ второго рода

$$q = \text{const};$$

– на границе Г2 учитываются сезонные колебания температуры окружающей среды и задается ГУ третьего рода

$$\alpha_{\text{возд}}(T_{Г2} - T_{ос}) = -\lambda_{гр} \left( \frac{\partial T}{\partial n} \right)_{Г2},$$

где  $\alpha_{\text{возд}}$  – коэффициент теплоотдачи от поверхности грунта к наружному воздуху, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $T$  – температура грунта, °С;  $T_{ос}$  – среднемесячная температура окружающей среды, изменяющаяся в течение года, °С;  $\lambda_{гр}$  – эффективная теплопроводность грунта [31], Вт/(м·К);

– на границе Г3 задается ГУ третьего рода

$$\alpha_s(T_{Г3} - \bar{T}_s) = -\lambda_{тр} \left( \frac{\partial T}{\partial n} \right)_{Г3},$$

где  $\alpha_s$  – коэффициент теплоотдачи от внутренней стенки трубы к хладоносителю (раствору), Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\bar{T}_s$  – средняя температура раствора на участке трубопровода, °С;  $\lambda_{тр}$  – теплопроводность трубы, Вт/(м·К);

– на границе Г4 задается

$$\left( \frac{\partial T}{\partial n} \right)_{Г4} = 0.$$

Что касается  $\alpha_{\text{возд}}$ , то его значение в первом приближении принимается равным 6 Вт/(м<sup>2</sup>·К) [32].

Далее, в результате решения нестационарной задачи теплопроводности в двумерной постановке находится распределение температуры на поверхности грунта в течение года. После этого проводится уточненный расчет коэффициентов теплоотдачи с учетом полученных разностей между температурами окружающей среды и поверхности грунта для каждого месяца с использованием известных критериальных соотношений для свободной конвекции [33]. Затем определяются осредненные по месяцам коэффициенты теплоотдачи от грунта к наружному воздуху  $\alpha_{\text{возд}} = f(\tau)$ .

После этого решается серия двумерных задач для вертикальных сечений грунтового массива по длине ГТ. При этом трубопровод рассматривается как сумма элементарных участков. В первой итерации температура раствора на участке считается постоянной и равной температуре на входе в него. В последующих итерациях температура хладоносителя на выходе из элементарного

участка уточняется по известным уравнениям теплового баланса, а полученное значение присваивается температуре на входе в следующий участок.

Теплофизические свойства раствора определяются по его средней температуре  $\bar{T}_s$  на элементарном участке. Величина  $\alpha_s$  находится 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:

$$c = (1 - \Pi) c_{сг} + \Pi (sat/100) c_{в} + \Pi (100 - sat) c_{возд},$$

где  $c_{в}$ ,  $c_{возд}$  – теплоемкость воды и воздуха соответственно;  $\Pi$  – пористость грунта (от 0,2 до 0,5);  $sat$  – насыщенность влагой, определяемая как  $sat = V_{ж}/V_{пор} \cdot 100\%$ , где  $V_{ж}$  – объем пор, занимаемый жидкой фазой, м<sup>3</sup>;  $V_{пор}$  – объем пор, равный  $V_{пор} = \Pi V$ , где  $V$  – объем грунта, м<sup>3</sup>.

При  $\Pi = 0,3$  и  $sat = 100\%$  теплоемкость грунта равна

$$c = (1 - 0,30) \cdot 0,92 + 0,30 \cdot 4,19 = 1,9 \text{ кДж/(кг·К)}.$$

Плотность влажного грунта [34]

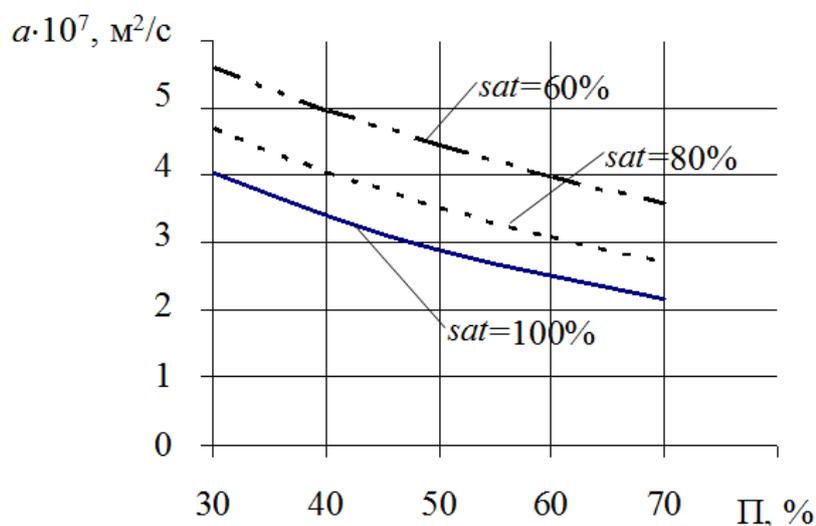
$$\rho = (1 - \Pi) \rho_{сг} + \Pi (sat/100) \rho_{в} + \Pi (100 - sat) \rho_{возд},$$

где  $\rho_{сг}$ ,  $\rho_{в}$ ,  $\rho_{возд}$  – плотность сухого грунта, воды и воздуха соответственно. При  $\rho_{сг} = 2500$  кг/м<sup>3</sup>,  $\Pi = 0,3$  и  $sat = 100\%$  плотность  $\rho = 2050$  кг/м<sup>3</sup>.

Теплопроводность влажного грунта определяется аналогично теплоемкости и плотности. Для большинства минералов, составляющих твердую фазу грунта, теплопроводность сухого грунта  $\lambda_{сг} = 0,84 \div 2,52$  Вт/(м·К), воды  $\lambda_{в} = 0,59$  Вт/(м·К), воздуха  $\lambda_{возд} = 0,021$  Вт/(м·К). Величина  $\lambda_{гр}$  для грунта резко возрастает с увеличением его влажности и существенно зависит от плотности и пористости [34]. При  $\lambda_{сг} = 2$  Вт/(м·К),  $\Pi = 0,3$  и  $sat = 100\%$  теплопроводность грунта равна  $\lambda_{гр} = 1,5$  Вт/(м·К).

На рис. 1.9 приведена зависимость температуропроводности грунта  $a$  от его пористости и насыщенности влагой. При  $\Pi = 0,3$  и  $sat = 100\%$

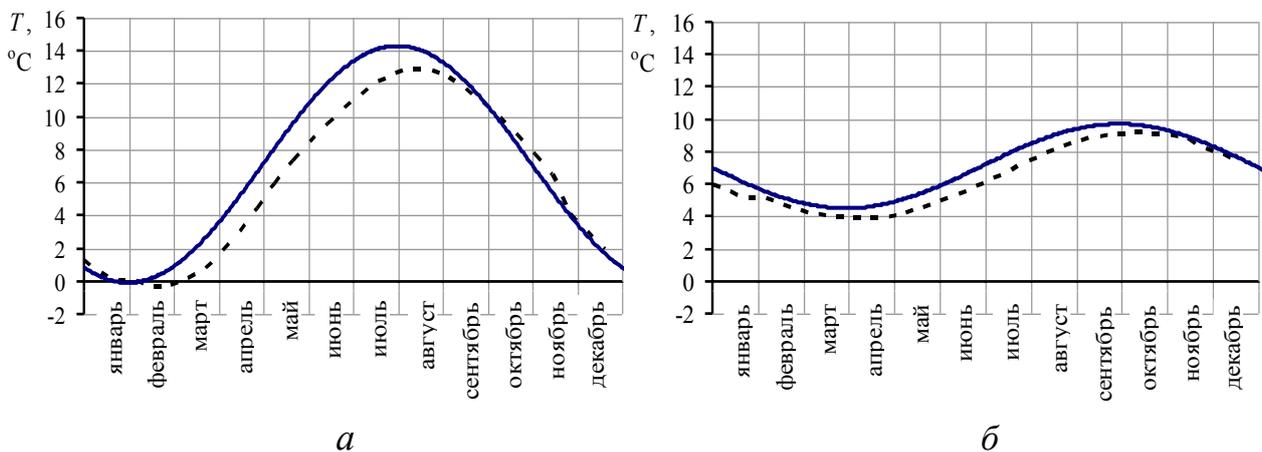
$$a = \frac{\lambda_{гр}}{c\rho} = \frac{1,5}{1,9 \cdot 10^3 \cdot 2050} = 3,85 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}.$$



**Рис. 1.9.** Влияние  $sat$  и пористости грунта на его температуропроводность

Для проверки адекватности заданных граничных условий физическому процессу распределения температуры в массиве грунта проведено сопоставление результатов, полученных методом конечных элементов [35] и с использованием эмпирических [36], а также аналитических выражений, предложенных в работе [37].

Зависимости, представляющие собой распределения температуры грунта по месяцам в течение года, которые получены численным методом (сплошная линия) и с использованием эмпирической формулы [36] (пунктирная линия), приведены на рис. 1.10, *а* и *б*, 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  $\Gamma_2$  не учитывается влияние покрова грунта (снег, растительность и т.п.) и ряда других факторов.



**Рис. 1.10.** 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) рассчитывается по следующему алгоритму:

1. Для задания ГУ III рода на внутренней поверхности трубы (граница  $\Gamma_3$ , см. рис. 1.8) определяется коэффициент теплоотдачи от хладоносителя на участке  $\Delta L_n$ . Теплофизические свойства хладоносителя принимаются при средней температуре

$$\bar{T}_s = \frac{T_{s2}^{\Delta} + T_{s1}^{\Delta}}{2}, \quad (1.10)$$

где  $T_{s2}^{\Delta}$  и  $T_{s1}^{\Delta}$  – температура раствора соответственно на входе и выходе участка ГТ длиной  $\Delta L_n$ .

В первом приближении температура раствора на входе в ГТ  $T_{s2}$  принимается равной температуре  $T_{s1}^{\Delta}$ , т.е.  $\bar{T}_s = T_{s2}$ .

Для расчета коэффициента теплоотдачи от внутренней поверхности ГТ к хладоносителю используются известные критериальные уравнения для вынужденного течения жидкости в трубах [33].

Если температура хладоносителя на входе в ГТ в течение года изменяется, то для каждого месяца получаются различные значения коэффициента теплоотдачи  $\alpha_s$  на участке  $\Delta L_n$ .

2. Путем решения нестационарной задачи теплопроводности в двумерной постановке с заданными граничными условиями, используя метод конечных элементов, определяются распределение температуры в выделенном элементе грунта (см. рис. 1.8), а также значения температур внутренней стенки трубы ( $\Gamma_3$ ) в течение отопительного периода. Для нахождения теплового потока с грунта рассчитываются средние значения температур внутренней стенки трубы  $\bar{T}_{ct}$ , которые затем также усредняются и по каждому месяцу отопительного периода.

Тепловой поток, отводимый хладоносителем, определяется по формуле

$$Q_{\Delta L_n} = \alpha_s (\bar{T}_{ct} - \bar{T}_s) \pi d_{tp1} \Delta L_n.$$

3. Из уравнения теплового баланса

$$Q_{\Delta L_n} = \alpha_s (\bar{T}_{ct} - \bar{T}_s) \pi d_{tp1} \Delta L_n = \frac{\rho W \pi d_{tp1}^2}{4} c_p (T_{s1}^{\Delta} - T_{s2}^{\Delta})$$

находится температура  $T_{s1}^{\Delta}$  на выходе из участка  $\Delta L_n$  для каждого месяца

$$T_{s1}^{\Delta} = T_{s2}^{\Delta} + \frac{4Q_{\Delta L_n}}{\rho W \pi d_{tp1}^2 c_p}. \quad (1.11)$$

4. Расчет повторяется с п. 1. При этом в (1.10) подставляется полученное значение  $T_{s1}^{\Delta}$  и определяется уточненное значение  $\alpha_s$ .

5. Для нахождения теплосъема с грунта по длине следующего участка трубы  $\Delta L_{n+1}$  значение  $T_{s1}^{\Delta}$ , полученное по (1.11), присваивается температуре 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 по длине участков ГТ будет покрывать тепловую мощность (холодопроизводительность) испарителя ТНУ или превышать её для каждого месяца отопительного периода  $Q_0 \geq \sum_{n=1}^i Q_{\Delta L_n}$ , а температуры хладоносителя на входе и на выходе ГТ и 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  $L = \sum_{n=1}^i \Delta L_n$ .

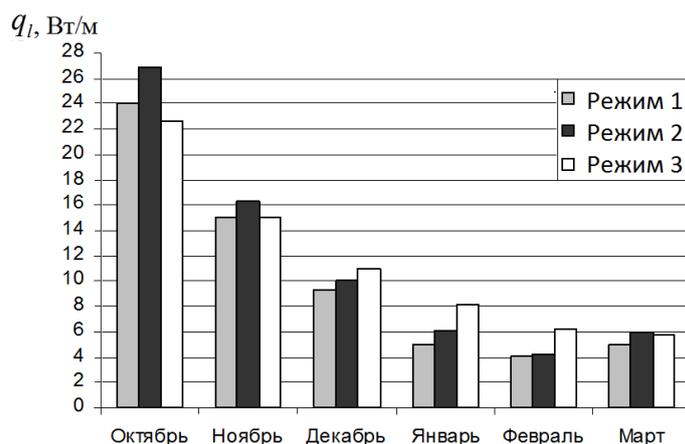
Проведен предварительный анализ теплового потенциала грунта. При этом рассмотрены следующие возможные режимы подачи хладоносителя в ГТ от ТНУ:

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  $COP_h$ . 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 ( $T_{s2} = -3$  °С), а также в межотопительный период, покрывая нагрузку по кондиционированию объекта ( $T_{s2} = 21$  °С).

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 °С, а в летний – с постоянной температурой подачи раствора в ГТ ( $T_{s2} = 21$  °С). Значения  $T_{s2}$  задаются, ориентируясь на минимальный температурный напор в 5 °С между температурой хладоносителя и температурой грунта на расстоянии 0,1 м от ГТ для каждого месяца отопительного периода (по условию 2-го режима работы ТНУ).

На рис. 1.11 для всех трех режимов приведен удельный теплосъем с грунта  $q_l$  по месяцам.



**Рис. 1.11.** Удельный теплосъем с грунта при работе ТНУ в разных режимах

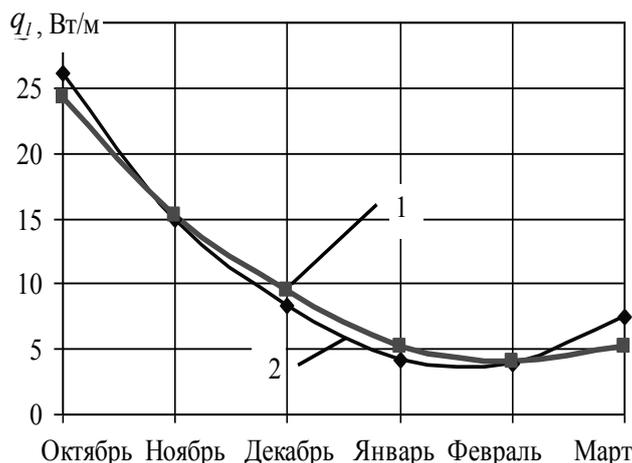
Как видно из рис. 1.11, наибольший теплосъем с грунта имеет место в режиме 2, т.к. сброс теплоты с конденсатора ТНУ, работающей в режиме летнего кондиционирования, в ГТ позволяет сократить период восстановления темпера-

турного поля грунта к началу следующего отопительного сезона. Между тем видно, что подавать в ГТ хладоноситель с постоянной температурой  $T_{s2} = -3\text{ }^{\circ}\text{C}$  в течение всего отопительного сезона нерационально, поскольку такой режим сильно «истощает» грунт уже в первый месяц эксплуатации ТНУ. Следовательно, в зимний период, когда растет теплотребление объекта, удельный теплосъем с грунта при помощи ГТ уже невысок. Предпочтительным представляется режим 3, при котором теплосъем 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 окружающей среды.

Разработанный алгоритм позволяет решать одну из важных проблем проектирования ГТ – выбор наиболее рациональной глубины его заложения.

На рис. 1.12 приведены результаты расчета удельного теплосъема с грунта при помощи погонного метра 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. 1.12.** Удельный теплосъем с грунта  $q_l$  с помощью погонного 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 видно из рис. 1.12, при размещении ГТ на глубине 1,0 м и прочих равных условиях удельный теплосъем с грунта с помощью погонного метра ГТ 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 теплотребления объекта с ноября по февраль удельный теплосъем на глубине 1,5 выше. При выборе глубины заложения ГТ этот фактор является определяющим.

Алгоритм расчета теплосъема с грунта при помощи грунтового теплообменника, подробно описанный выше, является громоздким. В связи с этим рассмотрен вопрос получения обобщенного выражения для анализа  $q_l$  в зависимости от основных определяющих факторов: времени эксплуатации; шага между

трубами; глубины заложения трубопровода; температуропроводности грунта; температуры хладоносителя.

Из числа рассматриваемых факторов исключены глубина заложения ГТ, диаметр и теплофизические свойства материала труб ГТ. Они приняты фиксированными на основании существующего опыта проектирования ГТ. В частности, глубина заложения геотермального коллектора принята равной 1,5 м, что является экономически оправданным.

Обработка и анализ результатов численных экспериментов проведен с помощью программного пакета «Statgraphics Plus 3.0», реализующего метод планирования эксперимента Бокса-Бенкена. Для определения удельного теплосъема с грунта при помощи погонного метра трубопровода ГТ получена следующая регрессионная зависимость

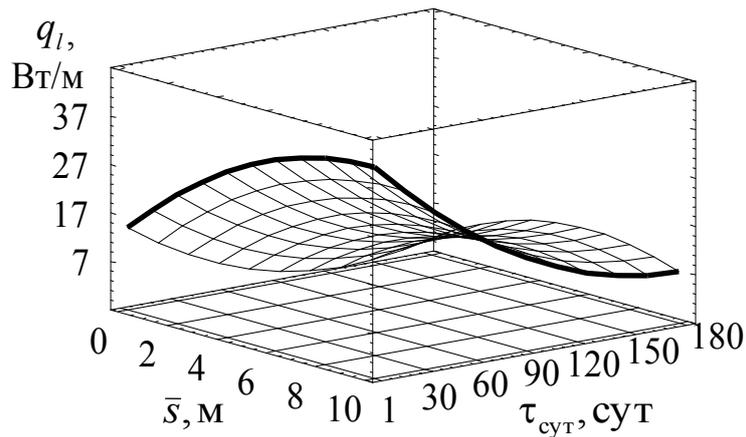
$$\begin{aligned}
 q_l = & 15,1641 - 1,26683 \bar{T}_s + 897,932 a + 3,26231 \bar{s} - 0,59852 \tau_{\text{сут}} - 0,00461224 \bar{T}_s^2 - \\
 & - 17,7397 \bar{T}_s a - 0,179098 \bar{T}_s \bar{s} + 0,0087744 \bar{T}_s \tau_{\text{сут}} - 5956,05 a^2 + 3,64912 a \bar{s} - \\
 & - 2,0935 a \tau_{\text{сут}} - 0,222848 \bar{s}^2 - 0,00541846 \bar{s} \tau_{\text{сут}} + 0,00242745 \tau_{\text{сут}}^2,
 \end{aligned} \quad (1.12)$$

где  $\tau_{\text{сут}}$  – время эксплуатации, сут.

Зависимость (1.12) справедлива для следующих диапазонов варьируемых факторов: шаг между трубами  $\bar{s} = 0,5 \div 10$  м; температуропроводность грунта  $a = 0,035 \div 0,08$  м<sup>2</sup>/сут; температура раствора  $\bar{T}_s = -6 \div 1$  °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. 1.13 – 1.15 представлены результаты анализа удельного теплосъема с грунта  $q_l$ , рассчитанного с помощью предложенной выше зависимости (1.12). Максимальное значение  $q_l$  наблюдается при шаге между трубами ГТ  $\bar{s} = 10$  м в первые дни эксплуатации ТН (рис. 1.13). В связи с понижением температуры окружающей среды в зимние месяцы и дальнейшим отбором теплоты с помощью ГТ теплосъем с грунта к концу отопительного периода снижается независимо от шага заложения труб. При этом чем шире шаг заложения труб ГТ, тем больше разность между начальным и конечным значениями  $q_l$  (в 1-е и 180-е сутки). При шаге от 0,5 до 2 м влияние тепловой интерференции на теплосъем с грунта более существенно сказывается в осенние месяцы, чем в зимние.

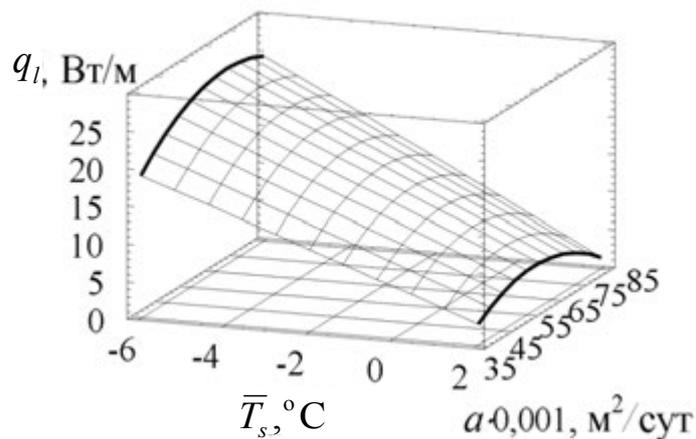


**Рис.**

Г

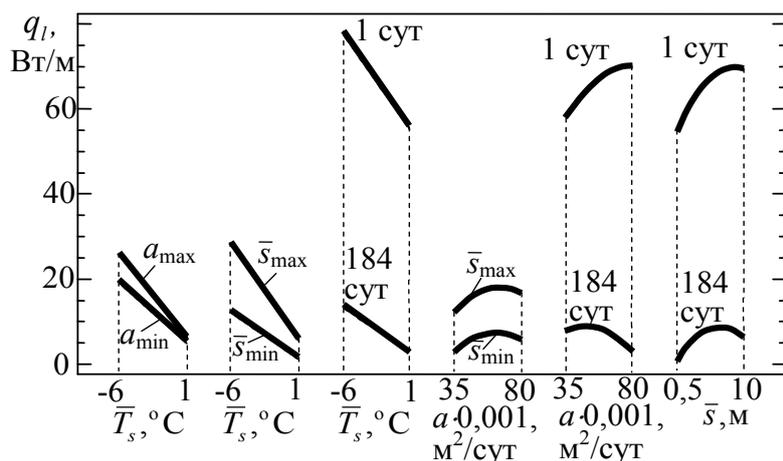
и времени эксплуатации  $\tau_{\text{сут}}$

Из рис. 1.14 показан удельный теплосъем с грунта с помощью погонного метра ГТ при различных температурах раствора  $\bar{T}_s$  в зависимости от теплопроводности грунта  $a$ . Видно, что при более высоких значениях  $\bar{T}_s$  теплопроводность меньше влияет на теплосъем  $q_l$ .



**Рис. 1.14.** Влияние на теплосъем с грунта температуры хладоносителя и теплопроводности

Взаимное влияние всех варьируемых факторов на  $q_l$  приведено на рис. 1.15, из которого видно, что в первые сутки работы ТН при  $\bar{s}_{\text{max}} = 10$  м и  $a_{\text{max}} = 0,08$  м<sup>2</sup>/сут и температуре раствора  $\bar{T}_s = -6$  °С наблюдается максимальный теплосъем. При повышении температуры хладоносителя существенное влияние на  $q_l$  оказывает только фактор времени  $\tau_{\text{сут}}$ , а влияние факторов  $a$  и  $\bar{s}$  снижается. Вначале эксплуатации ТН при  $a_{\text{max}} = 0,08$  м<sup>2</sup>/сут наблюдается большой теплосъем с грунта при помощи ГТ по сравнению с  $a_{\text{min}} = 0,035$  м<sup>2</sup>/сут, а к концу эксплуатации – меньший. Это объясняется тем, что при более высоких значениях  $a$  процесс теплопередачи во времени осуществляется быстрее, и к концу отопительного периода тепловой потенциал грунта снижается больше, чем при  $a_{\text{min}}$ .



**Рис. 1.15.** Взаимное влияние различных факторов на теплосъем с грунта при помощи 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 [3], наиболее характерными для работы ТНУ в системе отопления 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 окружающей среды (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 смоделированы режимы работы одной и той же ТНУ с различными системами отопления.

В случае бивалентного режима работы ТНУ теплотребление объекта в единицу времени при расчетной температуре окружающей среды составило 35 кВт, а 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 принята равной температуре в обратной магистрали системы отопления. При этом с использованием рекомендаций [3, 23, 38] для рассматриваемых систем отопления предварительно были построены графики качественного регулирования. Статические характеристики ТНУ определены при помощи методики, представленной

в работах [25, 28, 38, 39]. При анализе работы ТНУ расход теплоносителя в обоих режимах принят постоянным.

Q, 18  
кВт 16  
14  
12  
10  
8  
6  
4  
2  
0

- $Q_{\text{тн}}$  - моновалентный режим
- $Q_{\text{тн}}$  - бивалентный режим
- $Q_0$  - моновалентный режим
- $Q_0$  - бивалентный режим

**Рис. 1.16.** Тепло- и холодопроизводительность ТНУ типа «раствор – вода»

Октябрь Ноябрь Декабрь Январь Февраль Март

жающей среды	8	-1	-5	-9	-10	0
Температура раствора на входе в испаритель ТНУ	<b>9,22</b>	<b>5,8</b>	<b>2,77</b>	<b>0,57</b>	<b>-0,64</b>	<b>-0,28</b>
	9,22	5,8	2,77	-	-	0,50
Температура раствора на выходе из испарителя ТНУ	<b>7,19</b>	<b>3,99</b>	<b>1,065</b>	<b>-1,007</b>	<b>-2,24</b>	<b>-1,98</b>
	7,23	4,053	1,20	-	-	-1,15
Температура испарения	<b>-1,13</b>	<b>-3,15</b>	<b>-5,41</b>	<b>-6,87</b>	<b>-8,07</b>	<b>-8,14</b>
	-0,99	-2,91	-4,86	-	-	-7,22
Температура теплоносителя на входе в конденсатор	<b>32,0</b>	<b>40,0</b>	<b>42,0</b>	<b>46,0</b>	<b>43,0</b>	<b>38,0</b>
	33,8	43,0	49,0	-	-	42
Температура теплоносителя на выходе из конденсатора	<b>42,90</b>	<b>50,15</b>	<b>51,54</b>	<b>55,12</b>	<b>51,88</b>	<b>46,93</b>
	44,70	53,15	58,56	-	-	51,09
Требуемая температура теплоносителя в подающей магистрали	<b>38,0</b>	<b>47,0</b>	<b>50,0</b>	<b>55,0</b>	<b>51,0</b>	<b>41,0</b>
	39,1	52,4	59,0	71,1	61,9	51,0
Температура конденсации	<b>49,21</b>	<b>56,02</b>	<b>57,06</b>	<b>60,39</b>	<b>57,02</b>	<b>52,10</b>
	51,00	59,02	64,09	-	-	56,35
Температура хладагента после компрессора	<b>92,68</b>	<b>110,25</b>	<b>117,14</b>	<b>128,77</b>	<b>123,32</b>	<b>111,59</b>
	96,04	116,42	132,88	-	-	119,63
Индикаторный КПД компрессора	<b>0,7723</b>	<b>0,7423</b>	<b>0,7268</b>	<b>0,7049</b>	<b>0,7108</b>	<b>0,7293</b>
	0,767	0,733	0,703	-	-	0,718
Коэффициент объемной подачи компрессора	<b>0,784</b>	<b>0,777</b>	<b>0,773</b>	<b>0,768</b>	<b>0,769</b>	<b>0,774</b>
	0,783	0,775	0,767	-	-	0,771
Коэффициент преобразования ТНУ	<b>3,09</b>	<b>2,43</b>	<b>2,22</b>	<b>1,95</b>	<b>2,05</b>	<b>2,32</b>
	2,96	2,26	1,88	-	-	2,14
Эксергетические потери, кВт	<b>3,48</b>	<b>3,762</b>	<b>3,83</b>	<b>4,23</b>	<b>4,0</b>	<b>3,67</b>

	3,594	4,06	4,65	-	-	4,067
Термодинамическое совершенство,	<b>28,55</b>	<b>30,68</b>	<b>31,26</b>	<b>30,61</b>	<b>31,25</b>	<b>32,0</b>
%	29,7	30,4	29,8	-	-	31,65

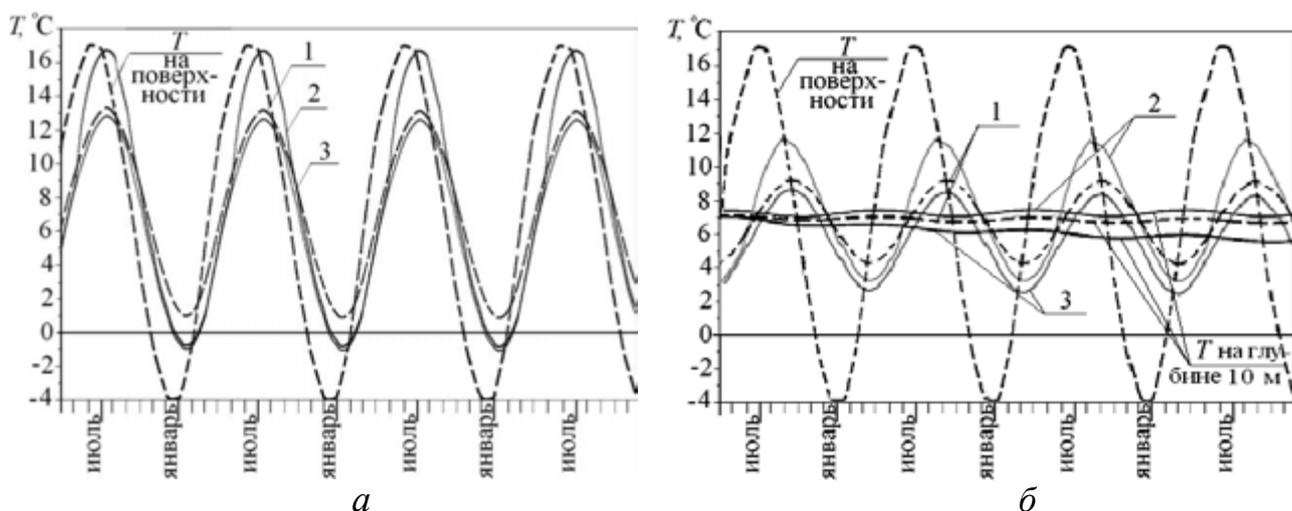
Длина грунтового теплообменника определена по выше приведенному алгоритму при условии обеспечения требуемой холодопроизводительности ТНУ по каждому месяцу отопительного периода.

В расчетах ГТ и ТНУ учитывается режим кондиционирования, при котором в летний период на вход ГТ подается хладоноситель с постоянной расчетной температурой  $T_{s2} = 21$  °С. 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.

Уменьшение холодопроизводительности ТНУ с декабря по март связано с расширением температурных границ цикла, обусловленным возрастанием теплотребления объекта в этот период. Коэффициент преобразования ТНУ  $COP_h$  в бивалентно-альтернативном режиме работы ТНУ к марту ниже на 7,75 % по сравнению с моновалентным режимом. Это 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  $COP_h$ , чем параметры раствора в испарителе.

Изменение режимов работы ТНУ влияет на характеристики ГТ следующим образом. При бивалентно-альтернативном режиме отопления в марте температура хладоносителя на входе в испаритель ТНУ по сравнению с моновалентным режимом на 0,78 °С выше (см. табл. 1.5). 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 от времени на глубине 1 м (рис. 1.17, а) и 3 м (рис. 1.17, б) при заложении ГТ на глубине 1,5 м, полученные для непо потревоженного состояния грунта и моновалентного режима работы ТНУ.



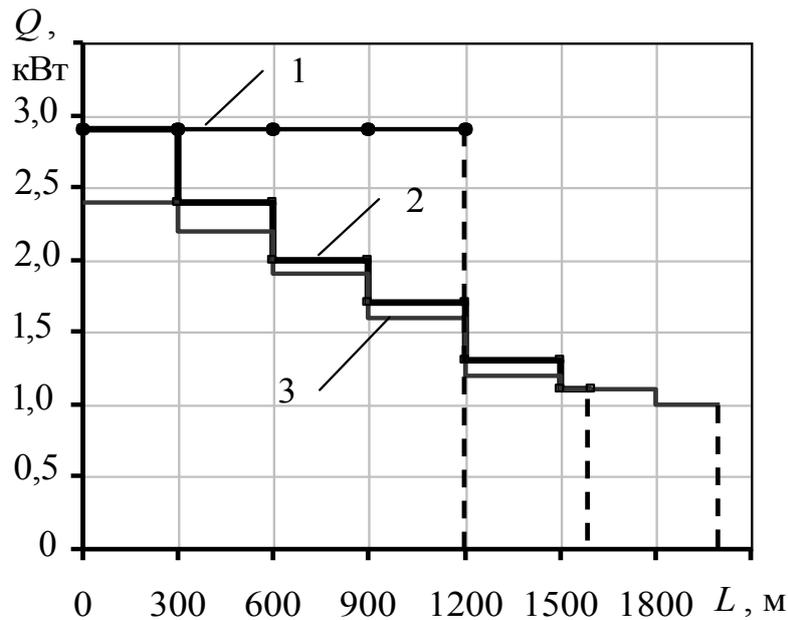
**Рис. 1.17.** Зависимость температуры грунта на глубине 1 м (*а*) и 3 м (*б*) от времени при следующих условиях: 1 – непотревоженное состояние грунта; 2 – при работе ТНУ в моновалентном режиме в отопительный период и в режиме кондиционирования в летний период; 3 – при работе ТНУ только в режиме нагрева в отопительный период

Как видно из рис. 1.17, *а*, на температуру грунта на глубине 1 м оказывают большое влияние колебание температуры окружающей среды и отбор теплоты при помощи грунтового теплообменника, заложенного на глубине 1,5 м. Аккумуляция теплоты в грунте за счет сброса теплоты конденсации ТНУ в летний период на глубине 1 м не наблюдается. Из рис. 1.17, *а* также 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 и при работе ТНУ только в режиме нагрева в отопительный период (линия 3) в течение всего периода эксплуатации ТНУ.

На глубине 3 м (рис. 1.17, *б*) аккумуляция теплоты более ощутима, поэтому разность между температурами грунта для указанных режимов эксплуатации больше. При работе ТНУ только в режиме отопления к марту температура грунта на глубине 3 м становится ниже на 2 °С по сравнению с его непотревоженным состоянием. В целом, аккумуляция теплоты грунтом в летний период работы ТНУ способствует восстановлению его теплового потенциала, т.е. повышает его тепловую устойчивость. В качестве иллюстрации этого на рис. 1.17, *б* показано изменение температуры грунта на глубине 10 м. При работе ТНУ только в режиме отопления к четвертому 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, данная методика расчета предполагает учет изменения теплосъема с грунта при помощи ГТ с уточнением температуры хладагента по его длине.

Влияние учета изменения теплосъема с грунта по длине трубопровода на выбор проектной длины ГТ показано на рис. 1.18.



**Рис. 1.18.** Выбор проектной длины ГТ в зависимости от способа расчета теплосъема с грунта: 1 – при постоянном теплосъеме по длине ГТ; 2 – при переменном теплосъеме по длине ГТ, но без учета тепловой интерференции; 3 – при переменном теплосъеме по длине ГТ змеевикового типа с учетом тепловой интерференции между участками трубопровода

Как видно из рис. 1.18, для обеспечения требуемой холодопроизводительности ТНУ  $Q_0 = Q = 11,4$  кВт (октябрь) проектная длина ГТ может изменяться от  $L = 1200$  м до  $L = 2000$  м в зависимости от учета влияния соответствующих параметров.

#### 1.4.2. Экспресс методика определения теплосъема с грунта при помощи грунтового теплообменника

Исследования тепловых явлений, имеющих место в грунте вокруг цилиндрического теплопровода, имеют давнюю историю. Известная аналитическая зависимость, полученная *Ф. Форхгеймером* ещё в 1888 году, многократно применялась и усовершенствовалась. Глубокие теоретические и экспериментальные исследования проведены в ВТИ в 1934 году *Е. П. Шубиным* [40]. Формулы, представленные *С. С. Кутателадзе* [41], вошли в отечественные справочники как классические. В основном исследования были связаны с оценкой тепловых потерь теплопроводов при прокладке тепловых сетей с целью их минимизации. Поэтому допускались упрощения, позволяющие облегчить или упростить решение, если тепловые потери оцениваются с запасом.

Основное допущение, не соответствующее действительным условиям теплосъема с грунта холодным теплоносителем, с чем сталкиваются при проектировании ТНУ, заключается в том, что в качестве начального условия при решении уравнения теплопроводности принимается некая постоянная температура. Изотермы вокруг трубы представляют собой в этом случае концентрически

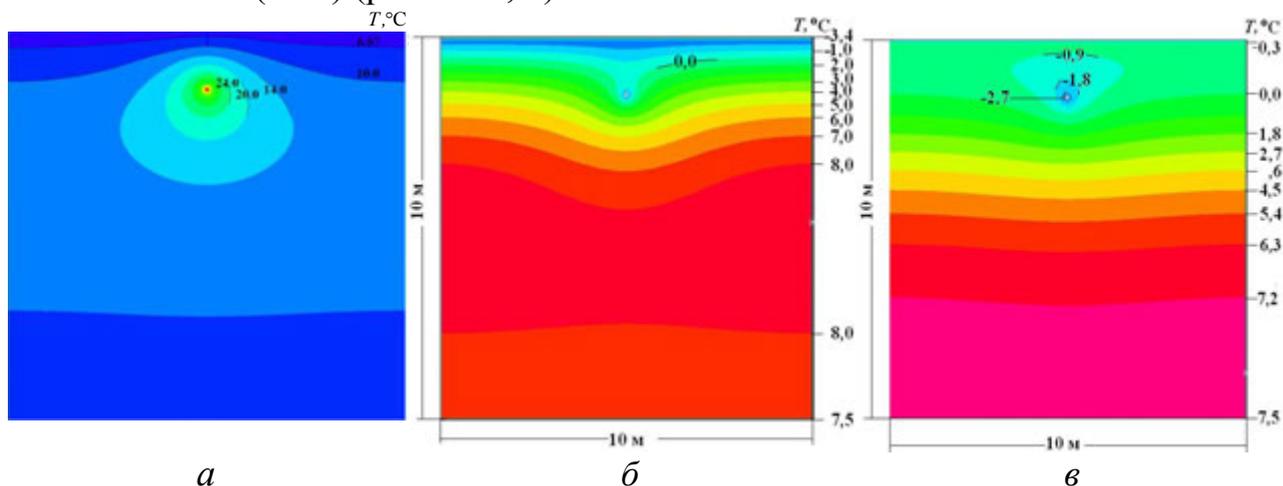
расположенные окружности с эксцентриситетом относительно центра трубы. Температура в любой точке грунта определяется как

$$T = T_{гр0} + (T_{нар.ст} - T_{гр0}) \frac{\ln \sqrt{\frac{R^2 \sin^2 \varphi + (h + \sqrt{h^2 - r_{тр1}^2} \pm R \cos \varphi)^2}{R^2 \sin^2 \varphi + (h - \sqrt{h^2 - r_{тр1}^2} \pm R \cos \varphi)^2}}}{\ln \frac{h + \sqrt{h^2 - r_{тр1}^2}}{r_{тр1}}}, \quad (1.13)$$

где  $T_{гр0}$  – температура поверхности грунта;  $T_{нар.ст}$  – температура наружной стенки трубы;  $r_{тр1}$  – внутренний радиус трубы.

Она зависит не только от расстояния  $R$  до центра трубы, но и направления, характеризуемого углом  $\varphi$ .

По мере бесконечного удаления от трубы в любом направлении температура грунта, рассчитанная по (1.13), приближается к значению температуры поверхности грунта  $T_{гр0}$ . Однако это справедливо в том случае, когда труба имеет температуру большую, чем температура поверхности грунта, что подтверждается численным моделированием методом конечных элементов (см. подпараграф 1.4.1), результаты которого представлены на рис. 1.19, а. Также путем численного моделирования получено температурное поле грунта при теплосъеме низкопотенциальной энергии с грунта при помощи одиночной трубы с учётом естественных сезонных колебаний температуры и аккумулирующей способности грунта при отсутствии теплового влияния от соседних труб (рис. 1.19, б, в). Нетрудно заметить, что характер изотерм отличается от изотерм, полученных по зависимости (1.13) (рис. 1.19, а).



**Рис. 1.19.** Температурное поле вокруг одиночной трубы в декабре (а, б) и марте (в) при условиях: глубина заложения трубы  $h = 1,5$  м; температура раствора в трубе  $\bar{T}_s = 50,0$  °С (а) и  $\bar{T}_s = -5,0$  °С (б, в)

Для определения теплопотерь в окружающую среду от трубы горизонтального заложения на глубине  $h$  пользуются известной формулой Форхгеймера, усовершенствованной *Е. П. Шубиным*

$$q'_{lo} = \frac{2\pi(T_{\text{вн.ст}} - T_{\text{гр0}})}{\frac{1}{\lambda_{\text{тр}}} \ln \frac{r_{\text{тр1}} + \delta_{\text{тр}}}{r_{\text{тр1}}} + \frac{1}{\lambda_{\text{гр}}} \ln \left[ \frac{h}{r_{\text{тр1}} + \delta_{\text{тр}}} + \sqrt{\left( \frac{h}{r_{\text{тр1}} + \delta_{\text{тр}}} \right)^2 - 1} \right]}, \quad (1.14)$$

где  $T_{\text{вн.ст}}$  – температура внутренней стенки трубы;  $\delta_{\text{тр}}$  – толщина стенки трубы.

Для определения удельного теплосъема с грунта с помощью погонного метра одиночной трубы горизонтального теплообменника также может быть использована формула (1.14) с некоторыми изменениями

$$q_{lo} = \frac{2\pi(\bar{T}_s - T_h)}{\frac{1}{\alpha_s r_{\text{тр1}}} + \frac{1}{\lambda_{\text{тр}}} \ln \frac{r_{\text{тр1}} + \delta_{\text{тр}}}{r_{\text{тр1}}} + \frac{1}{\lambda_{\text{гр}}} \ln \left[ \frac{h}{r_{\text{тр1}} + \delta_{\text{тр}}} + \sqrt{\left( \frac{h}{r_{\text{тр1}} + \delta_{\text{тр}}} \right)^2 - 1} \right]}. \quad (1.15)$$

Здесь, в отличие от (1.14), вместо разности температур внутренней стенки трубы и поверхности грунта подставляется разность средней температуры хладагента в трубе  $\bar{T}_s$  и температуры естественного грунта на глубине расположения грунтового теплообменника  $T_h$ , которая определяется по следующей формуле при  $z = h$

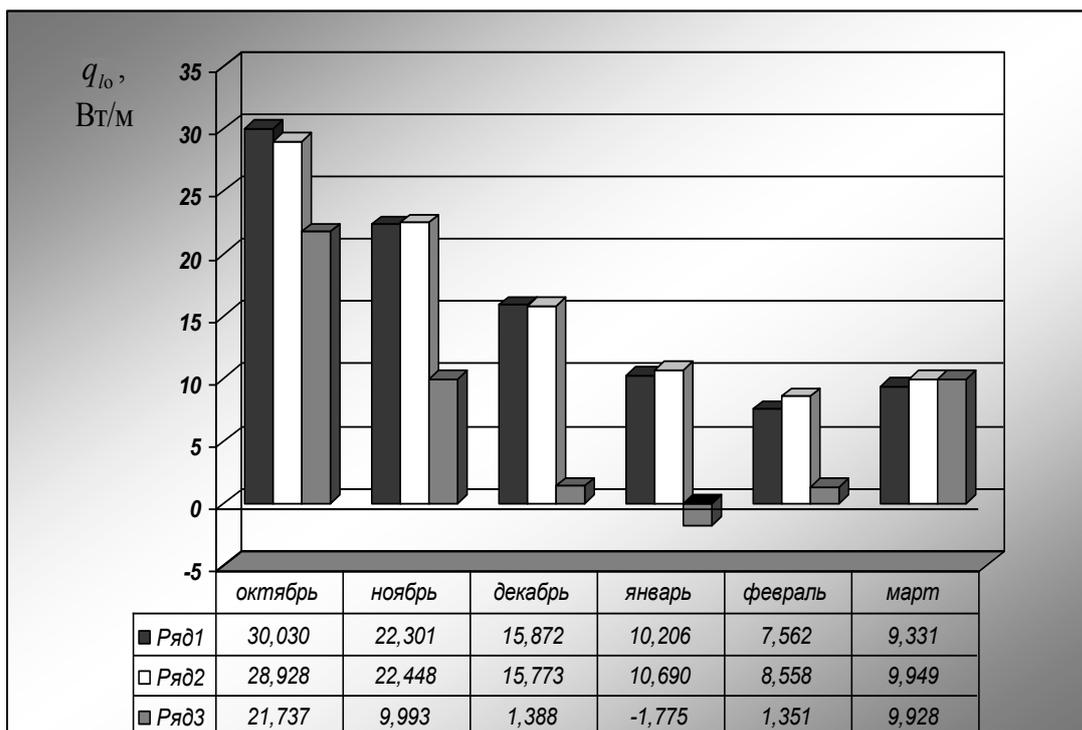
$$T(z, \eta) = A e^{-\sqrt{\frac{\omega}{2a}} z} \cos \left( \sqrt{\frac{\omega}{2a}} z - \omega \eta \right) + T_{\text{ос}}^{\text{ср.год}},$$

где  $T(z, \tau)$  – температура грунта на глубине  $z$ , °С;  $z$  – координатная ось, направленная в глубину грунта от его поверхности, м;  $A$  – амплитуда колебаний температуры поверхности грунта, °С;  $\omega$  – период колебаний температуры.

Коэффициент теплоотдачи от внутренней стенки трубы к раствору  $\alpha_s$  в (1.15) определяется по известным критериальным уравнениям для вынужденного течения жидкости в трубах [33].

Проведен сравнительный анализ теплосъемов с грунта при помощи одиночной трубы ГТ, определенных по (1.15) и полученных в результате решения нестационарной задачи теплопроводности численным методом при варьировании следующих факторов: теплофизических свойств грунта; теплофизических свойств трубы грунтового теплообменника; глубины заложения ГТ; температуры раствора  $\bar{T}_s$ . Расхождение в значениях теплосъема, полученных разными способами, не превышает 12 %, что показывает возможность использования для оценки теплосъема с грунта при помощи погонного метра одиночной трубы горизонтального теплообменника формулы (1.15).

На рис. 1.20 приведены результаты расчета при таких условиях: средняя температура раствора с октября по март  $\bar{T}_s = -5$  °С; грунт – глина с насыщенностью влагой  $sat = 19$  % и температуропроводностью  $a = 0,056$  м<sup>2</sup>/сут; глубина заложения теплообменника  $h = 1,5$  м; внутренний радиус трубы  $r_{\text{тр1}} = 0,0175$  м; толщина стенки трубы  $\delta_{\text{тр}} = 0,0025$  м; коэффициент теплопроводности трубы  $\lambda_{\text{тр}} = 0,4$  Вт/(м·К).



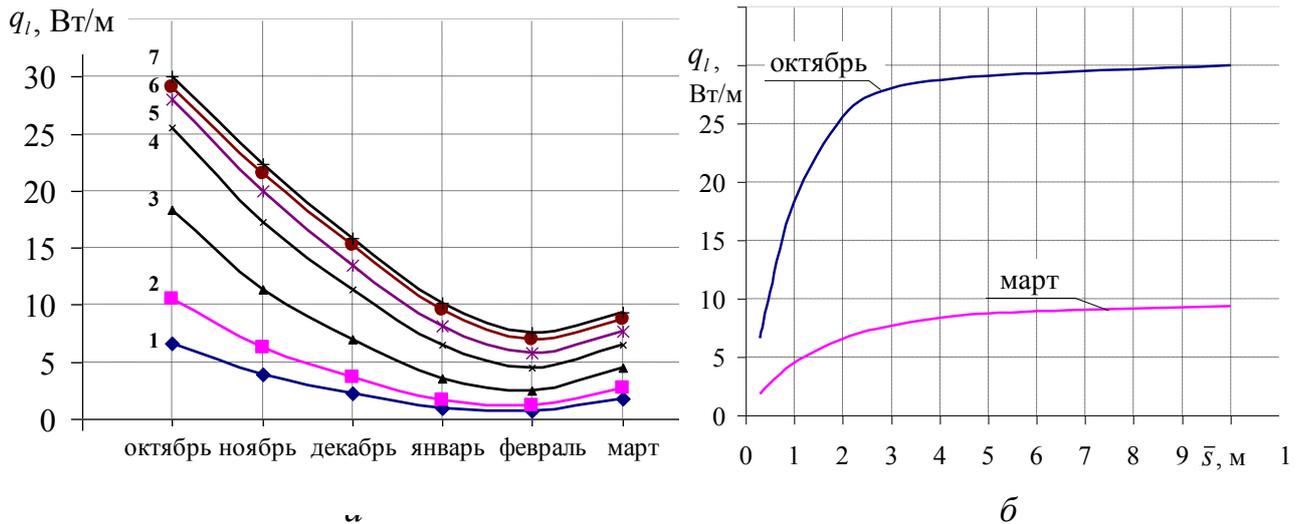
**Рис. 1.20.** Теплосъём с грунта при помощи погонного метра одиночной трубы горизонтального теплообменника: Ряд 1 – теплосъём определен путем решения нестационарной двумерной задачи теплопроводности; Ряд 2 – теплосъём рассчитан по формуле (1.15); Ряд 3 – теплосъём рассчитан по формуле (1.14)

Из рис. 1.20 (ряд 3) видно, что формулу (1.14) некорректно использовать для определения теплосъема с грунтового массива, т.к. при её выводе трубопровод рассматривался как источник теплоты, а окружающая среда – как сток. Теплота, аккумулированная грунтом, в этом случае не может быть учтена.

При расчете теплосъема с грунта при помощи различных конфигураций грунтовых теплообменников, когда на его значение существенное влияние оказывает тепловая интерференция, в формулу (1.15) необходимо ввести некоторые поправочные коэффициенты.

Для определения влияния интерференции на теплосъём авторами смоделированы грунтовые теплообменники змеевикового типа, заложенные на глубину  $h = 1,5$  м, с шагом  $\bar{s}$  между трубами: 0,3; 0,5; 1; 2; 3; 5; 10 м при прочих равных условиях.

На рис. 1.21 показаны зависимости теплосъема с грунта при помощи погонного метра трубы горизонтального теплообменника, заложенного на глубине  $h = 1,5$  м, от шага  $\bar{s}$  между трубами в течение отопительного периода при температуре раствора  $\bar{T}_s = -5$  °С, полученные в ходе решения нестационарной задачи теплопроводности.



**Рис. 1.21.** Удельный теплосъём с грунта при помощи погонного метра трубы горизонтального теплообменника, заложенного на глубине  $h = 1,5$  м:

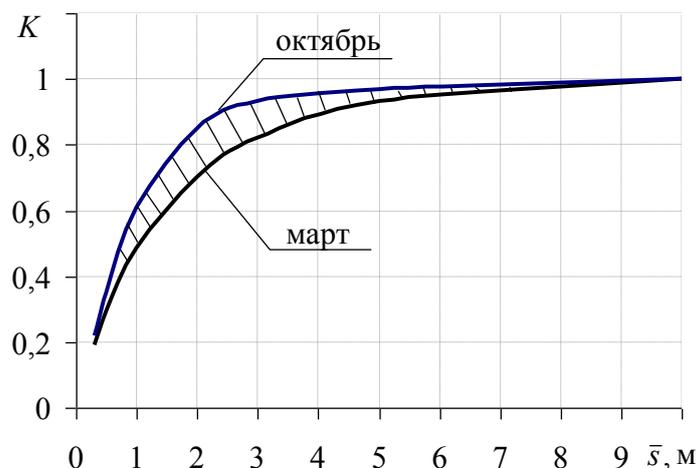
*a* – в течение отопительного периода с шагом между трубами равным:

- 1 –  $\bar{s} = 0,3$  м; 2 –  $\bar{s} = 0,5$  м; 3 –  $\bar{s} = 1$  м; 4 –  $\bar{s} = 2$  м;  
 5 –  $\bar{s} = 3$  м; 6 –  $\bar{s} = 5$  м; 7 –  $\bar{s} = 10$  м;

*б* – в зависимости от шага между трубами

Как видно из рис. 1.21, теплосъём зависит от таких факторов, как время года и шаг заложения труб. Зависимости носят нелинейный характер и могут быть аппроксимированы сложными функциями. Нами введен коэффициент  $K = f(\bar{s}; \tau)$ , представляющий отношение теплосъема с учетом интерференции к теплосъему одиночной трубой.

На рис. 1.22 представлена зависимость  $K$  от шага заложения труб для октября и марта. Значения  $K$  для остальных месяцев отопительного периода лежат в заштрихованной области



**Рис. 1.22.** Зависимость коэффициента  $K$  от шага заложения труб горизонтального теплообменника ( $h = 1,5$  м)

При детальном рассмотрении графика (рис. 1.22) можно заметить, что нелинейные функции в диапазоне  $\bar{s} = 0,3 \div 3$  м могут быть заменены на линейные для более малых диапазонов  $\bar{s}$ , что позволяет существенно упростить расчет теплосъема (табл. 1.6).

**Таблица 1.6.** Поправочные коэффициенты, учитывающие влияние тепловой интерференции на тепловой поток  $q_l = Kq_{l_0}$

Шаг $\bar{s}$	октябрь	ноябрь	декабрь	январь	февраль	март
	$K$					
0,3 – 0,5 м	0,6627 $\bar{s}$ + + 0,0206	0,5448 $\bar{s}$ + + 0,011	0,4725 $\bar{s}$ + + 0,0032	0,3576 $\bar{s}$ + + 0,0191	0,3372 $\bar{s}$ + + 0,006	0,5091 $\bar{s}$ + + 0,0402
0,5 – 1 м	0,5148 $\bar{s}$ + + 0,0946	0,4556 $\bar{s}$ + + 0,0556	0,412 $\bar{s}$ + + 0,0271	0,3704 $\bar{s}$ + + 0,0255	0,3306 $\bar{s}$ + + 0,026	0,3794 $\bar{s}$ + + 0,105
1 – 2 м	0,2414 $\bar{s}$ + + 0,368	0,2628 $\bar{s}$ + + 0,2484	0,2741 $\bar{s}$ + + 0,1651	0,29 $\bar{s}$ + + 0,0549	0,2724 $\bar{s}$ + + 0,0555	0,2176 $\bar{s}$ + + 0,2669
2 – 3 м	0,0816 $\bar{s}$ + + 0,6876	0,1229 $\bar{s}$ + + 0,5282	0,138 $\bar{s}$ + + 0,4372	0,1685 $\bar{s}$ + + 0,2979	0,1666 $\bar{s}$ + + 0,2671	0,1179 $\bar{s}$ + + 0,4662

При шаге между трубами свыше 3 м тепловую интерференцию можно уже не учитывать.

### 1.4.3. Технико-экономический анализ геотермальной теплонасосной установки

Итогом комплексного подхода может являться определение стоимости выработанной теплоты с учетом взаимосвязи всех факторов, влияющих на эффективность работы ТНУ в системе теплоснабжения.

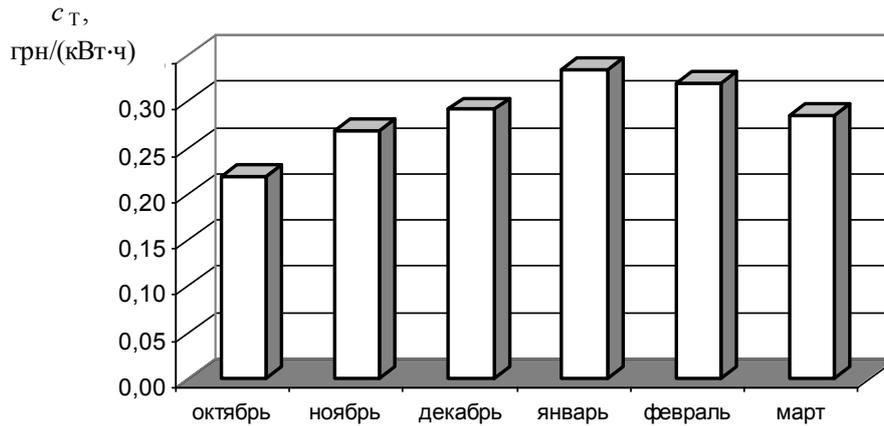
В качестве примера по расчетным данным (см. табл. 1.5) для моновалентного режима работы ТНУ (низкотемпературная система отопления), используя методику [42, 43], можно определить стоимость выработанной теплоты с учетом режимов работы установки. Это возможно благодаря введению в уравнения капитальной стоимости элементов ТНУ [44] теплотехнических КПД и режимных параметров теплообменного и компрессорного оборудования.

Стоимость выработанной ТНУ теплоты определяется как

$$c_T = \frac{\sum_{k=1}^n Z_k + c_{\varepsilon} \eta_{\text{экс}} N_{\text{км}}}{Q_{\text{ТН}} \eta_{\text{экс}}}, \quad (1.16)$$

где  $Z$  – капитальная стоимость элементов ТНУ; подстрочный индекс  $k$  показывает количество всех элементов ТНУ, включая ГТ. Время работы ТНУ в отопительный период принято равным  $\tau_{\text{экс}} = 4320$  ч.

На рис. 1.23 показано изменение стоимости выработанной теплоты ТНУ для каждого месяца отопительного периода.



**Рис. 1.23.** Стоимость теплоты  $c_T$  для каждого месяца отопительного периода

Как видно из рис. 1.23, стоимость выработанной теплоты 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 окружающей среды на  $1^\circ\text{C}$  ниже. Такой результат оказывается несколько неожиданным, поскольку логично предположить, что при повышении температуры окружающей среды стоимость выработанной теплоты ТНУ должна снижаться, но этого не происходит. Это вызвано изменением потребляемой мощности привода компрессора  $N_{\text{км}}$  и теплопроизводительности теплового насоса  $Q_{\text{тн}}$  в течение отопительного периода. Так, к марту  $Q_{\text{тн}}$  снижается относительно ноября при практически одинаковых значениях  $N_{\text{км}}$ .

Объяснить это можно по результатам термодинамического анализа ТНУ, который позволяет также установить взаимосвязь между термодинамическим совершенством каждого элемента и стоимостью вырабатываемой установкой теплоты.

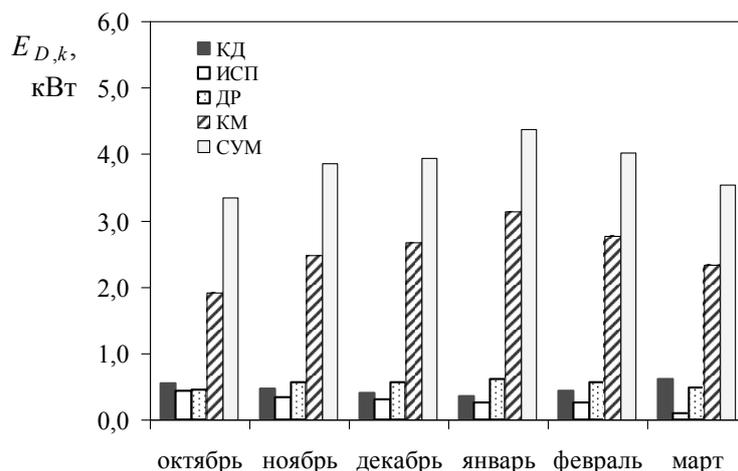
Для установления взаимосвязи между  $c_T$  и деструкцией эксергии необходимо воспользоваться зависимостью потребляемой мощности привода компрессора от функции  $E_{D,\text{сум}}$  и КПД цикла ТН  $\varepsilon_{\text{тн}}$ , вычисленного энтропийным методом. Тогда

$$N_{\text{км}} = \frac{E_{D,\text{сум}}}{(1-\eta_{\text{тн}})} = \frac{\sum_{k=1}^m E_{D,k}}{(1-\eta_{\text{тн}})}. \quad (1.17)$$

С учетом (1.17) выражение (1.16) изменяется следующим образом

$$c_T = \frac{1}{Q_{\text{тн}} \eta_{\text{бк}} \left[ \sum_{k=1}^n Z_k + \frac{c_{\text{э}} \eta_{\text{бк}}}{(1-\eta_{\text{тн}})} \sum_{k=1}^m E_{D,k} \right]}.$$

На рис. 1.24 приведены изменения деструкции эксергии в элементах ТНУ и их суммарного значения  $E_{D,\text{сум}}$  в течение отопительного сезона.



**Рис. 1.24.** Изменение абсолютных значений деструкции эксергии в течение отопительного сезона

Из рис. 1.24 видно, что деструкция эксергии в компрессоре  $E_{D,КМ}$  вносит существенный вклад в значение  $E_{D,СУМ}$ , изменение которого в точности повторяет характер изменения  $E_{D,КМ}$  (увеличивается к январю и снижается к марту).

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 хладоносителя на выходе из испарителя, а также теплопроизводительность установки. Деструкция эксергии в конденсаторе, напротив, к январю снижается, а к марту повышается, что соответственно увеличивает её вклад в стоимость выработанной теплоты.

Таким образом, предложенный комплексный подход к проектированию горизонтального грунтового теплообменника позволяет определять 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 определять стоимость выработанной установкой теплоты.

## ГЛАВА 2

---

# РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ТЕСТИРОВАНИЕ СОВРЕМЕННЫХ ТЕРМОТРАСФОРМАТОРОВ НА ОСНОВЕ ЭНТРОПИЙНО-СТАТИСТИЧЕСКОГО МЕТОДА

---

Ориентация различных зарубежных производителей на массовое производство чиллеров и тепловых насосов привела к тому, что выбор конкретного типа установки становится непростой задачей, требующей комплексного учета термодинамических, экологических и экономических показателей.

На сегодняшний день основной ошибкой при выборе оборудования является то, что приоритет отдается инвестиционной составляющей проекта системы теплохладоснабжения. Это приводит к тому, что выбирается, как правило, более дешевое оборудование, которое эксплуатируется не в оптимальных для него термодинамических режимах. В дальнейшем такой подход приводит не только к повышенным эксплуатационным затратам всей системы, но и наносит экологический ущерб в виде увеличения общего эквивалента глобального потепления.

В контексте сказанного актуальной задачей представляется создание методики проведения укрупненного анализа энергетических, экологических и экономических характеристик с целью выявления среди представленного различными производителями оборудования наиболее эффективных моделей с точки зрения их термодинамического совершенства, технического уровня и тенденций развития.

## 2.1. Методика оценки термодинамического совершенства современных чиллеров и тепловых насосов

Прикладная термодинамика в форме энтропийного и эксергетического подходов к анализу термотрансформаторов в принципе не может дать решение по определению реальных величин потерь от необратимости процессов в действующих установках. Для этого необходим дополнительный источник информации, в качестве которого выступает вариант привлечения экспериментальных статистических данных относительно термодинамического совершенства реальных установок [45].

При создании методики оценки термодинамического совершенства современных чиллеров и тепловых насосов авторы обратились к энтропийно-статистическому подходу, предложенному Дж. М. Гордоном и К. С. Нджу [46].

Такой подход позволяет в зависимости от тепловой или холодильной мощности установки выделить границы зоны с доминирующим влиянием на её эффективность различных видов необратимостей, а также получить обобщенные характеристики для анализа термодинамического совершенства различных типов моделей.

Уравнение для определения мощности привода компрессора в энтропийной форме может быть получено путем записи уравнений энергетического и энтропийного балансов

$$Q_{\text{кд}} + Q_{\text{кд}}^{\text{потери}} - Q_0 - Q_0^{\text{потери}} - N_{\text{км}} + Q_{\text{км}}^{\text{потери}} = 0; \quad (2.1)$$

$$\left( \frac{Q_{\text{кд}} + Q_{\text{кд}}^{\text{потери}}}{T_{\text{кд}}^{\text{дис}}} \right) - \left( \frac{Q_0 + Q_0^{\text{потери}}}{T_0^{\text{дис}}} \right) - \Delta S_{\text{вн}} = 0, \quad (2.2)$$

где  $Q_{\text{кд}}^{\text{потери}}$  – потери теплопроизводительности конденсатора;  $Q_0^{\text{потери}}$  – потери холодопроизводительности испарителя в результате теплопритоков;  $Q_{\text{км}}^{\text{потери}}$  – теплотери с поверхности корпуса компрессора;  $\Delta S_{\text{вн}}$  – внутренняя диссипация энергии, обусловленная процессами сжатия, дросселирования и гидравлическими сопротивлениями.

Представленные в (2.2) температуры диссипации энергии в неизобарных процессах конденсации  $T_{\text{кд}}^{\text{дис}}$  и испарения  $T_0^{\text{дис}}$  находятся из следующего соотношения [46]

$$T^{\text{дис}} = \frac{\int_{\text{вх}}^{\text{вых}} di}{\sum_{j=1}^n \int \frac{di}{T_j}},$$

где  $i$  – энтальпия;  $T_j$  – среднелогарифмическая температура в выделенной зоне теплообменника.

Комбинируя уравнения (2.1) и (2.2), можно записать

$$N_{\text{км}} = -Q_0 + \frac{Q_0 T_{\text{кд}}^{\text{дис}}}{T_0^{\text{дис}}} + T_{\text{кд}}^{\text{дис}} \Delta S_{\text{вн}} + T_{\text{кд}}^{\text{дис}} \Delta S_{\text{тп}},$$

где  $\Delta S_{\text{тп}}$  – приращение энтропии в результате теплотерь с поверхности теплообменного оборудования холодильной машины (ХМ) [47]

$$\Delta S_{\text{тп}} = \frac{Q_{\text{км}}^{\text{потери}}}{T_{\text{кд}}^{\text{дис}}} + Q_0 \left( \frac{1}{T_0^{\text{дис}}} - \frac{1}{T_{\text{кд}}^{\text{дис}}} \right).$$

Для нахождения  $\Delta S_{\text{вн}}$  нами используется полуэмпирическая трехпараметрическая термодинамическая модель анализа реальных характеристик чиллеров [46].

$$\frac{T_{s1}}{T_{w1}} \left[ 1 + \frac{1}{\varepsilon} \right] - 1 = \frac{T_{s1} \Delta S_{\text{вн}}}{Q_0} + \frac{Q_{\text{тп}}^{\text{эки}} (T_{w1} - T_{s1})}{T_{w1} Q_0} + \frac{R_{\text{сум}} Q_0}{T_{w1}} \left[ 1 + \frac{1}{\varepsilon} \right]. \quad (2.3)$$

Здесь величина  $\Delta S_{\text{вн}}$  определяет внутренние диссипативные потери энергии в цикле, в том числе обусловленные влиянием термогидравлической необратимости,  $Q_{\text{тп}}^{\text{эки}}$  – теплотери с поверхности оборудования,  $R_{\text{сум}}$  – суммарные потери от необратимости вследствие конечной разности температур в испарителе и конденсаторе.

Эквивалентные теплотери  $Q_{\text{тп}}^{\text{эки}}$  определяются следующим образом [46]:

$$Q_{\text{тп}}^{\text{эки}} = Q_0^{\text{потери}} + \frac{Q_{\text{км}}^{\text{потери}} T_{s1}}{T_{w1} - T_{s1}}.$$

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

$$R_{\text{сум}} = \frac{1}{G_s c_p \bar{\eta}_{\text{исп}}} + \frac{1}{G_w c_p \bar{\eta}_{\text{кд}}},$$

где  $\bar{\eta}_{\text{исп}}$  и  $\bar{\eta}_{\text{кд}}$  – теплотехнический КПД соответственно испарителя и конденсатора.

В уравнении (2.3) искомые величины  $\Delta S_{\text{вн}}$ ,  $Q_{\text{тп}}^{\text{эКБ}}$ ,  $R_{\text{сум}}$ , которые являются регрессионными коэффициентами  $m_k$  в уравнении  $Y = m_1 x_1 + m_2 x_2 + m_3 x_3$ , определяются методом множественной линейной регрессии.

В левой части уравнения (2.3)  $Y = \frac{T_{s1}}{T_{w1}} \left[ 1 + \frac{1}{\varepsilon} \right] - 1$ , а в правой –  $x_1 = \frac{T_{s1}}{Q_0}$ ,  $x_2 = \frac{(T_{w1} - T_{s1})}{T_{w1} Q_0}$ ,  $x_3 = \frac{Q_0}{T_{w1}} \left[ 1 + \frac{1}{\varepsilon} \right]$ .

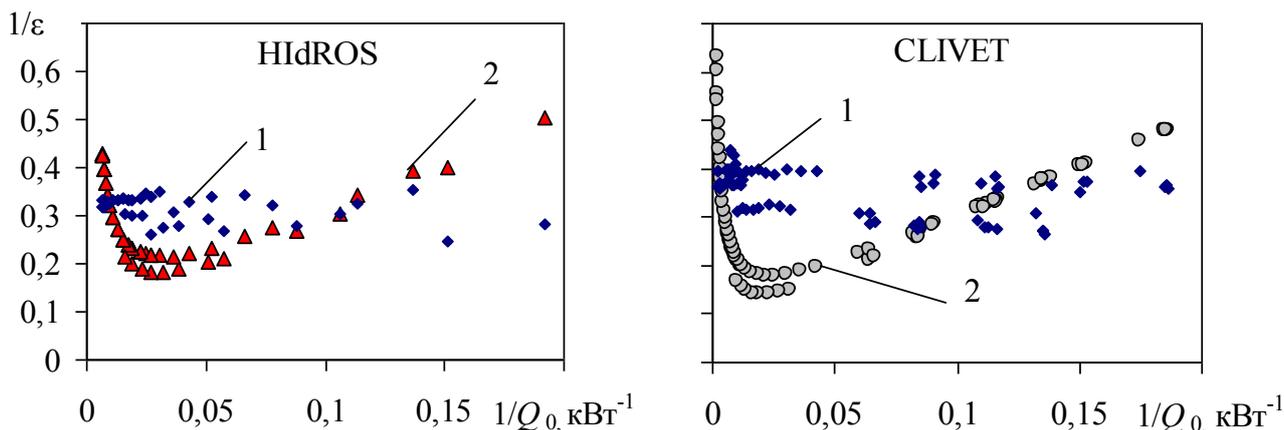
Таким образом, с использованием экспериментальных данных или же данных каталогов производителей ХМ и ТНУ можно получить реальные значения потерь от необратимости и определить предельно возможный холодильный коэффициент с учетом ограничения на тепловую мощность установки по следующей зависимости

$$\frac{1}{\varepsilon} = \frac{T_{w1} (Q_0 + T_{s1} \Delta S_{\text{вн}}) + Q_{\text{тп}}^{\text{эКБ}} (T_{w1} - T_{s1})}{Q_0 (T_{s1} - R_{\text{сум}} Q_0)} - 1. \quad (2.4)$$

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. В связи с этим важной задачей является выявление резерва для повышения эффективности теплообменного и компрессорного оборудования чиллеров с учетом его производительности.

Известно, что для одного и того же диапазона производительностей выбор одновременно моделей с различным типом компрессоров и теплообменников нерационален, поскольку реальные условия эксплуатации оборудования накладывают существенные ограничения на его эффективность. Так, к примеру, винтовые компрессора эффективны при больших мощностях, а поршневые – при малых. В чиллерах с холодопроизводительностью более 1000 кВт применяются только кожухотрубные конденсаторы с водяным охлаждением. Таким образом, предельно достижимый в реальных условиях холодильный коэффициент зависит не только от температурных границ цикла, но также и от типа применяемого оборудования, его производительности и эффективности.

Авторами проведен укрупненный анализ реверсивных жидкостных чиллеров с воздушным охлаждением в широком диапазоне изменения холодопроизводительности  $Q_0$  от 5 до 450 кВт, использующих хладагент R407с. Анализировались чиллеры двух известных производителей: компании “HidROS” и фирмы “Clivet”. На рис. 2.1 показан характер изменения обратной величины  $1/\varepsilon$  от  $1/Q_0$  для этих чиллеров.



ваться величиной  $1/\varepsilon$ , показывающей расход энергии на единицу полученной холодопроизводительности. Как можно видеть из рис. 2.1, модели, рекомендуемые производителями для работы при большой холодопроизводительности (диапазон  $1/Q_0$  от 0,02 до 0,05), обладают значительным резервом для повышения их термодинамической эффективности (особенно модели фирмы “Clivet”, использующей энергоэффективную технологию SPIN-Чиллер [22]). Модели же малой мощности этого резерва не имеют.

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

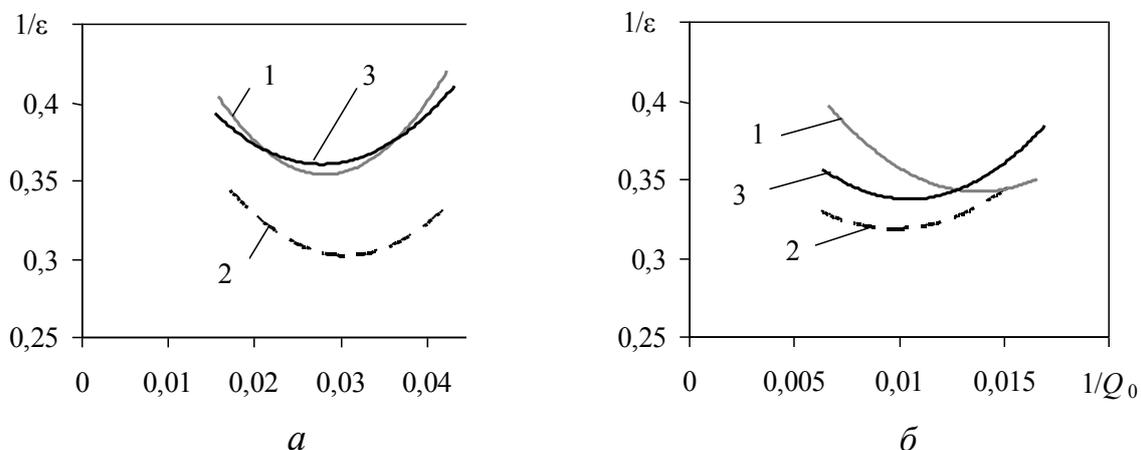
Для более детального анализа совершенства чиллеров необходимо принимать во внимание диапазон холодопроизводительности, при котором имеют место различные проявления потерь от необратимости.

Значения  $\Delta S_{\text{вн}}$ ,  $Q_{\text{тп}}^{\text{экв}}$  и  $R_{\text{сум}}$ , полученные по регрессионной модели для реальных машин в диапазонах  $Q_0$ : от 5 до 20 кВт; от 20 до 60 кВт; от 60 до 150 кВт, представлены в табл. 2.1.

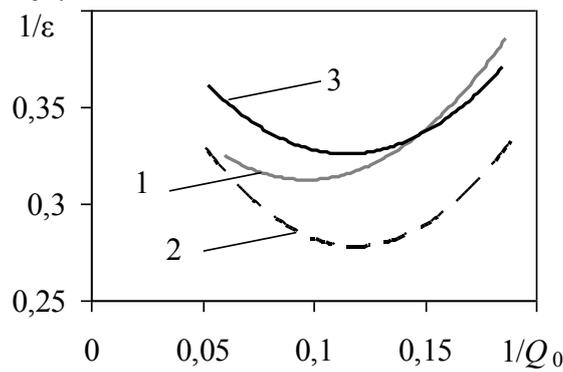
**Таблица 2.1.** Реальные значения необратимостей  $\Delta S_{\text{вн}}$ ,  $Q_{\text{тп}}^{\text{эKB}}$  и  $R_{\text{сум}}$

Диапазон $Q_0$ , кВт	Фирма - производитель	$R_{\text{сум}}$ , К/кВт	$Q_{\text{тп}}^{\text{эKB}}$ , кВт	$\Delta S_{\text{вн}}$ , кВт/К
5 – 20	HIROS	2,4657	1,6910	0,002924
	Clivet	2,5900	2,5069	0,003424
	Wesper	2,0693	2,4031	0,003183
20 – 60	HIROS	0,7185	13,922	0,010538
	Clivet	0,6500	10,29631	0,01754
	Trane	0,7475	16,3115	0,013392
60 – 150	HIROS	0,2386	25,5212	0,033963
	Clivet	0,3441	24,6752	0,037374
	Trane	0,26595	37,270	0,04070

На рис. 2.2 и 2.3 показаны результаты обработки данных для жидкостных чиллеров с воздушным охлаждением конденсатора, работающих в реверсивном режиме, из каталогов следующих производителей холодильного и теплонасосного оборудования: фирмы “Clivet”; компании “HIROS”; компании “Trane”;



1 – Clivet, 2 – HIROS, 3 – Trane

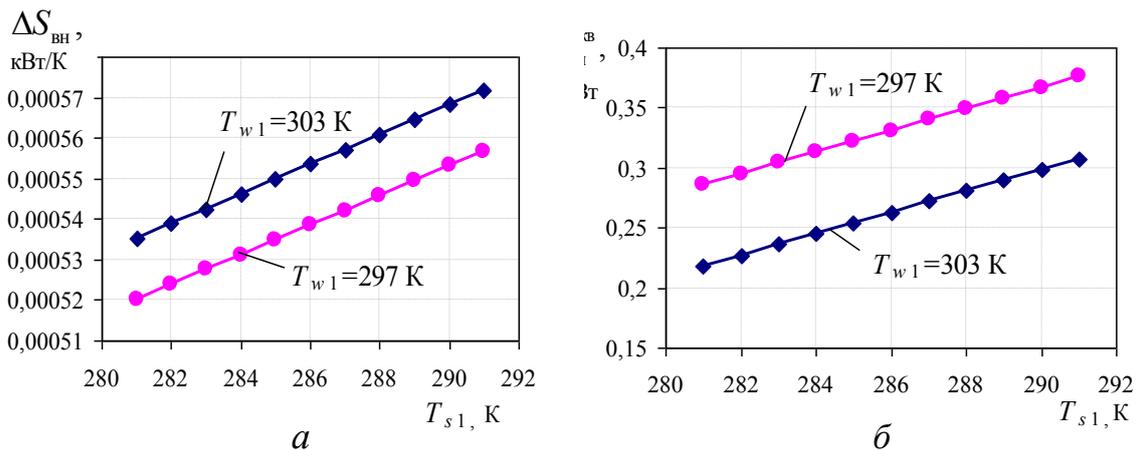


I

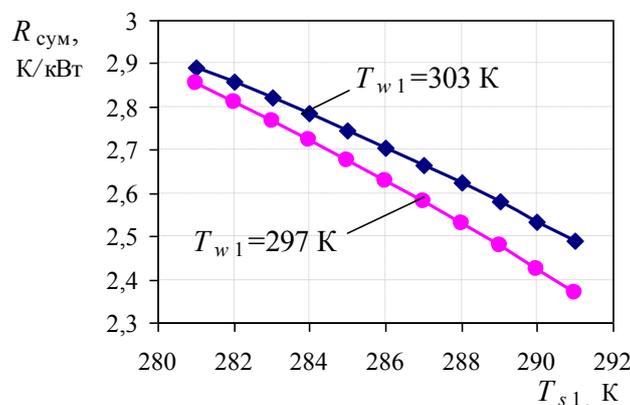
зоне  $Q_0$   
зг

Установлено, что основное влияние на эффективность оказывает  $\Delta S_{\text{вн}}$ . Поэтому для них особенно важно снижение гидравлических сопротивлений по тракту движения хладагента. Для chillers большой мощности сильнее влияние  $R_{\text{сум}}$  и слабее влияние  $Q_{\text{тп}}^{\text{эКВ}}$ . При этом с ростом  $T_{s1}$  значения  $\Delta S_{\text{вн}}$  и  $Q_{\text{тп}}^{\text{эКВ}}$  увеличиваются (рис. 2.4), а  $R_{\text{сум}}$  снижается (рис. 2.5).

то  $\Delta S_{\text{вн}}$  и  $R_{\text{сум}}$  повышаются.



**Рис. 2.4.** Изменение  $\Delta S_{\text{вн}}$  (а) и  $Q_{\text{тп}}^{\text{эКВ}}$  (б) в зависимости от  $T_{s1}$  и  $T_{w1}$  (чиллер «Trane» номинальной холодопроизводительностью  $Q_0 = 10$  кВт)



**Рис. 2** ... «Trane» номинальной холодопроизводительностью  $Q_0 = 10$  кВт)

Известно [48], что любая холодильная машина имеет минимальный расход энергии на единицу выработанного холода при работе в определенной зоне рабочих температур. Данная методика позволяет выявить эту зону для конкретной установки.

На рис. 2.6 представлены зависимости  $1/\varepsilon$  от  $1/Q_0$  для чиллера «Trane» ( $Q_0 = 10$  кВт) при варьировании  $T_{s1}$  и  $T_{w1}$ .

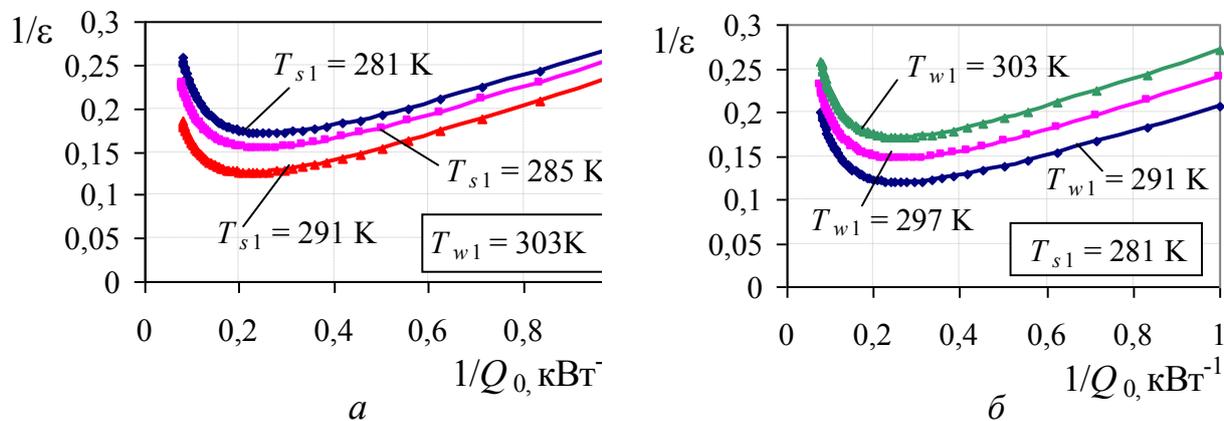


Рис. 2.6. Зависимости  $1/\varepsilon$  от  $1/Q_0$  при варьировании  $T_{s1}$  (а) и  $T_{w1}$  (б)

$1/Q_0, \text{ кВт}^{-1}$

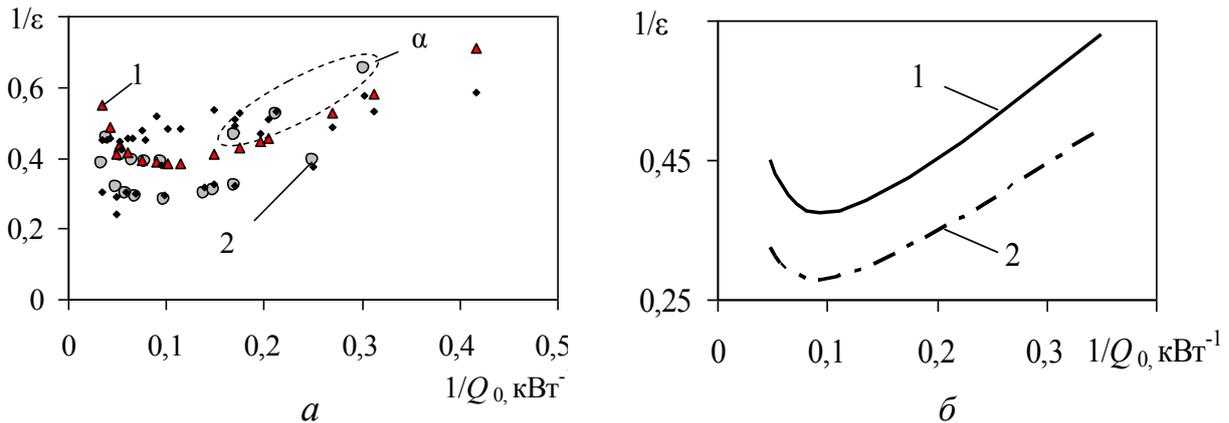
Как видно из рис. 2.6, при повышении  $T_{s1}$  и фиксированной  $T_{w1}$  минимум  $1/\varepsilon$  смещается в область малых значений  $1/Q_0$ . При увеличении  $T_{w1}$  и фиксированной  $T_{s1}$  имеет место смещение минимума  $1/\varepsilon$  в область больших значений  $1/Q_0$ .

Точка минимума, полученная при построении зависимости  $1/\varepsilon$  от  $1/Q_0$ , характеризует оптимальный баланс между внутренней диссипацией энергии и внешними потерями от необратимости в установке. Её анализ позволяет скорректировать температурный режим работы испарителя и конденсатора таким образом, чтобы отклонение потребляемой мощности привода компрессора в режиме работы реальной установки с неполной нагрузкой от её теоретической характеристики было минимальным. С целью повышения термодинамической эффективности установки при снижении её холодопроизводительности минимальные температурные напоры в испарителе и конденсаторе должны быть уменьшены.

Современные чиллеры и тепловые насосы являются реверсивными машинами. Если первые спроектированы как водоохлаждающие машины и функция теплового насоса в них является дополнительной (не базовой) опцией, 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 утверждения, но уже на основе энтропийно-статистического подхода, авторами проведено сравнение реверсивных жидкостных чиллеров с воздушным охлаждением конденсаторов 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  $T_{s1} = 7 \text{ }^\circ\text{C}$ , 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 ( $T_{s1} = 8,3 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $T_w = 40/45 \text{ }^\circ\text{C}$ ),  $\Delta S_{\text{вн}} = 0,004324 \text{ кВт/К}$  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  $R_{\text{сум}} = 1,940093242 \text{ К/кВт}$ ).

На рис. 2.7 показано изменение  $1/\varepsilon$  от  $1/Q_0$  для чиллера марки *LSA* и теплового насоса марки *LZT*.



**Рис. 2.7.** Изменение  $1/\varepsilon$  от  $1/Q_0$ : в диапазоне  $Q_0$  от 4 до 30 кВт (*a*) и при частичной нагрузке для чиллера марки *LSA* с полной холодопроизводительностью  $Q_0 = 20,4 \text{ кВт}$  и теплового насоса марки *LZT* с полной холодопроизводительностью  $Q_0 = 20,5 \text{ кВт}$  (*б*): 1 – чиллеры; 2 – тепловые насосы

Из рис. 2.7 видно, что расход энергии на единицу полученной холодопроизводительности для теплового насоса меньше, за исключением области  $\alpha$ , соответствующей более высокотемпературному режиму ( $T_w = 45/50 \text{ }^\circ\text{C}$ ).

## 2.2. Анализ термодинамического совершенства чиллеров в режиме работы с неполной нагрузкой

Из опыта эксплуатации известно, что условия, соответствующие максимальной нагрузке чиллеров и тепловых насосов, составляют только небольшой процент от общего времени их работы. Таким образом, работа с частичной нагрузкой является тем реальным режимом, в котором должен работать чиллер. Испытания чиллеров Clivet [22] показали, что около 90 % от общего времени работы система эксплуатируется в режиме с недогрузкой, т.е. при холодопроизводительности, составляющей менее 60 % от расчетной. Эффективность установки в условиях неполной нагрузки является важным параметром, характеризующим совершенство её конструкции.

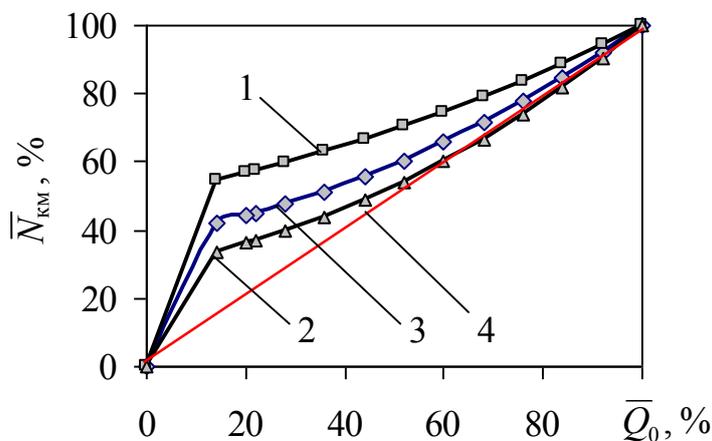
Термодинамический анализ такого режима с помощью традиционных «энергетических» методик провести корректно невозможно по следующей причине. Согласно энергетическому балансу чиллера или ТН теоретическое изменение мощности, потребляемой компрессором, должно быть пропорциональ-

ным изменению холодопроизводительности  $Q_0$ . Однако в реальных условиях при работе в режиме с частичной нагрузкой это условие не соблюдается и изменение потребляемой мощности и холодопроизводительности происходит непропорционально. Причиной этого является внутренняя диссипация энергии  $\Delta S_{\text{вн}}$  в цикле.

Данные испытаний [49, 50] парокomppressorных чиллеров и ТН показали, что в реальных условиях их эксплуатации при изменении  $Q_0$  внутренняя диссипация энергии остается постоянной. Этому есть объяснение. Как известно [46], внутренняя диссипация энергии  $\Delta S_{\text{вн}}$  включает в себя: приращение энтропии в единице массы хладагента и приращение энтропии при изменении массовой скорости потока хладагента. В реальных чиллерах и ТН, когда массовая скорость потока хладагента уменьшается, например, при дросселировании во всасывающем патрубке поршневого компрессора, приращение энтропии в единице массы увеличивается, поскольку усиливается влияние внутреннего трения между молекулами. По этой причине при снижении холодопроизводительности теплового насоса в режиме с частичной нагрузкой значение внутренней диссипации в цикле остается приблизительно постоянным.

По данным табл. 2.1 с использованием формулы (2.4) для чиллера “Trane” холодопроизводительностью  $Q_0 = 50,1$  кВт с воздушным охлаждением конденсатора получено изменение значения величины  $1/\varepsilon$  при работе в режиме с частичной нагрузкой  $Q_0^{\text{част.нагр.}}$  и определено потребление электроэнергии на привод компрессора  $N_{\text{км}}^{\text{част.нагр.}} = Q_0^{\text{част.нагр.}}/\varepsilon$ . Рассматривались три режима работы чиллера “Trane” (хладагент R407с) при температуре охлаждающего конденсатор воздуха  $T_w = 35$  °С и различных температурах воды на входе в испаритель:  $T_{s1} = 10$  °С,  $T_{s1} = 12$  °С и  $T_{s1} = 14$  °С.

На рис. 2.8 представлен график потребления электроэнергии на привод компрессора в процентах  $\bar{N}_{\text{км}} = (N_{\text{км}}^{\text{част.нагр.}}/N_{\text{км}}) \cdot 100\%$  при различном проценте холодильной нагрузки чиллера  $\bar{Q}_0 = (Q_0^{\text{част.нагр.}}/Q_0) \cdot 100\%$ .



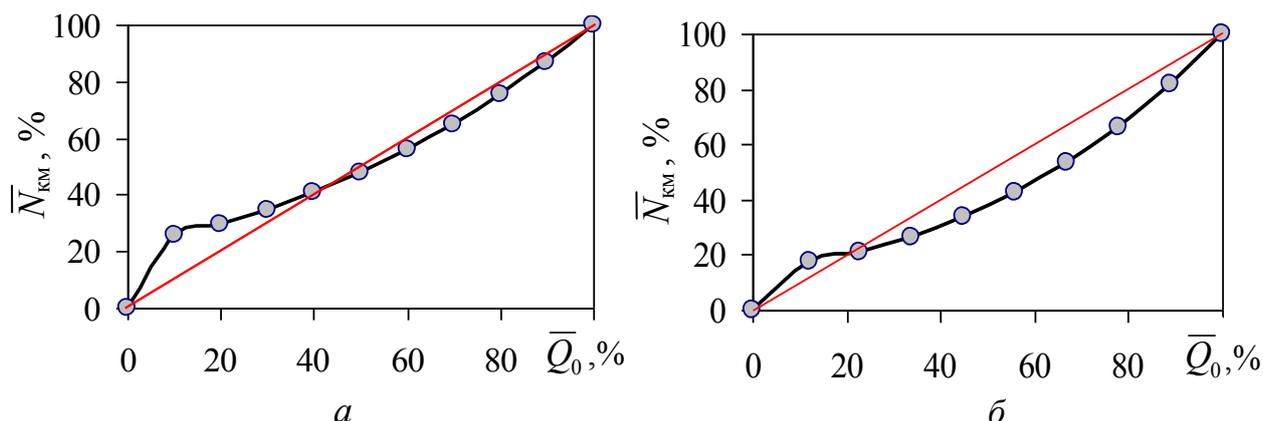
**Ри**

1 –  $T_{s1} = 10$  °С; 2 –  $T_{s1} = 12$  °С; 3 –  $T_{s1} = 14$  °С; 4 – характеристика без учета внутренней диссипации энергии в цикле

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

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 агрегат способен работать в двух режимах на 50 % и 100 % своей номинальной мощности [22].

Для чиллеров “Clivet” WSAN-XPR с  $Q_0 = 15,6\text{ кВт}$  и  $T_{s1} = 285\text{ К}$ ,  $T_{w1} = 308\text{ К}$  и WSAN-XEE с  $Q_0 = 97,2\text{ кВт}$  и  $T_{s1} = 296\text{ К}$ ,  $T_{w1} = 308\text{ К}$  графики потребления электрической энергии при частичной нагрузке представлены на рис. 2.9.



**Рис. 2.9.** Зависимость  $\bar{N}_{\text{км}}$  от  $Q_0$  для чиллеров “Clivet”:  
*a* – WSAN-XPR; *б* – WSAN-XEE

Из представленных графиков видно, что чиллеры “Clivet” потребляют энергию в процентном отношении меньшую, чем генерируемая холодильная мощность.

Установлено, что уменьшение степени влияния  $R_{\text{сум}}$  на  $1/\varepsilon$  вследствие увеличения теплообменной поверхности испарителя и конденсатора более существенно для чиллеров с высокой холодопроизводительностью. В чиллерах малой мощности этот эффект нивелируется, т.к. возрастает влияние  $\Delta S_{\text{вн}}$ .

Для анализа характеристик чиллеров и тепловых насосов холодопроизводительностью свыше 100 кВт, когда уже начинает существенно сказываться влияние масштабного фактора (массо-габаритных характеристик системы, определяющих её инерционность), может быть использована упрощенная полуэмпирическая термодинамическая модель. Эта модель, также как и рассмот-

ренная выше трехпараметрическая термодинамическая модель, требует привлечения экспериментальных данных либо данных из каталогов производителей чиллеров.

Разработка полуэмпирической модели начинается с записи уравнений энергетического и энтропийного балансов

$$Q_{\text{кд}} - N_{\text{км}} - Q_0 = 0; \quad (2.5)$$

$$\left( \frac{Q_{\text{кд}} + q_{\text{кд}}^{\text{потери}}}{T_{\text{кд}}} \right) - \left( \frac{Q_0 + q_0^{\text{потери}}}{T_0} \right) = 0, \quad (2.6)$$

где  $q_{\text{кд}}^{\text{потери}}$  и  $q_0^{\text{потери}}$  – тепловой эквивалент потерь от необратимости процессов в цикле вследствие теплопритоков, теплопотерь, трения, дросселирования и перегрева для конденсатора и испарителя соответственно.

Комбинируя (2.5) и (2.6), можно получить выражение для холодильного коэффициента установки

$$\frac{1}{\varepsilon} = -1 + \frac{T_{\text{кд}}}{T_0} + \frac{\left[ \frac{q_0^{\text{потери}} T_{\text{кд}}}{T_0} - q_{\text{кд}}^{\text{потери}} \right]}{Q_0}. \quad (2.7)$$

Тепловые эквиваленты потерь от необратимости процессов в цикле могут быть аппроксимированы линейными зависимостями при условии соблюдения линейного закона теплопередачи в испарителе и конденсаторе, а также изотропного характера дросселирования и перегрева в цикле:

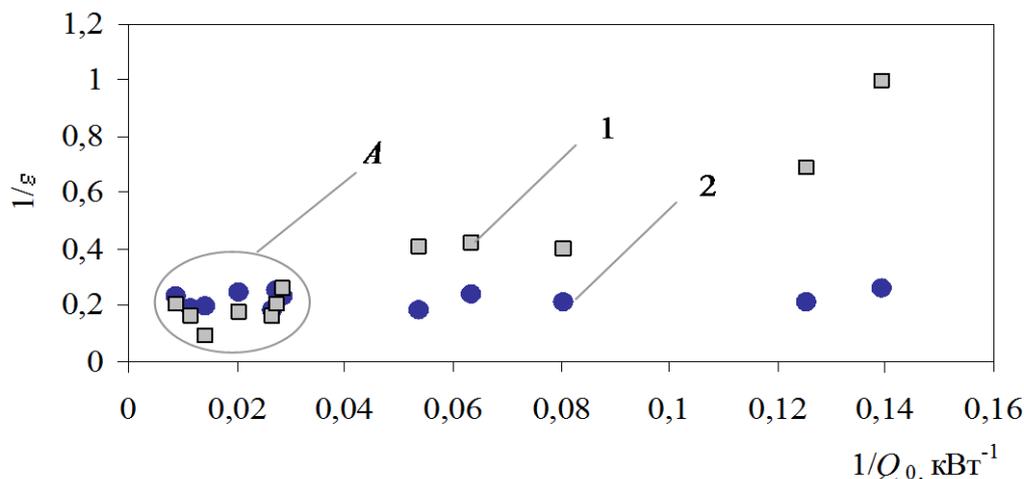
$$\begin{aligned} -q_{\text{кд}}^{\text{потери}} &= -A_0 + A_3 T_{\text{кд}}; \\ q_0^{\text{потери}} &= -A_2 + A_4 T_0. \end{aligned}$$

Принимая во внимание тот факт, что в каталогах производителей чиллеров и тепловых насосов отсутствуют данные о реальных значениях температур испарения и конденсации, можно представить выражение (2.7) в более удобном для обработки данных виде, используя уравнения теплового баланса для испарителя и конденсатора и при этом принимая  $A_1 = A_3 + A_4$ :

$$\frac{1}{\varepsilon} = -1 + \frac{T_{\text{wl}}}{T_{s2}} + \frac{\left[ \frac{q_0^{\text{потери}} T_{\text{wl}}}{T_{s2}} - q_{\text{кд}}^{\text{потери}} \right]}{Q_0} + h_x = -1 + \frac{T_{\text{wl}}}{T_{s2}} + \frac{A_1 T_{\text{wl}} - A_0 - A_2 (T_{\text{wl}}/T_{s2})}{Q_0} + h_x. \quad (2.8)$$

При допущении об отсутствии загрязнений на поверхности испарителя и конденсатора в уравнении (2.8)  $h_x = 0$ . Принимается, что в испарителе и конденсаторе имеет место линейный закон теплопередачи. Это допустимо при фиксированной температуре на выходе из испарителя  $T_{s2}$  и на входе в конденсатор  $T_{\text{wl}}$ , а также постоянных расходах охлаждаемой и охлаждающей среды. В отличие от предыдущей трехпараметрической модели (2.3), где каждый коэффициент, полученный методом множественной регрессии, связан с конкретным физическим механизмом проявления необратимости в цикле, в этой модели коэффициенты  $A_0$ ,  $A_1$  и  $A_2$  в целом показывают влияние внутренней необратимости в установке. Можно только условно отнести коэффициенты  $A_0$  и  $A_1$  к значению необратимости в конденсаторе, а  $A_2$  – в испарителе. Это не уменьшает достоинства линейной

модели, поскольку она дает хорошее согласование расчетных и экспериментальных данных для установок большой производительности (рис. 2.10). Область *A* показывает наилучшее согласование расчетных и экспериментальных данных для чиллеров холодопроизводительностью от 80 кВт и выше.



**Рис. 2.10.** Изменение  $1/\varepsilon$  от  $1/Q_0$ : в диапазоне  $Q_0$  от 7 до 110 кВт для чиллеров серии WW (производитель «FHP Manufacturing chillers»): 1 – расчетные значения по линейно-регрессионной модели; 2 – данные производителя

Для расчета термодинамической эффективности чиллеров в диапазоне  $Q_0$  от 850 до 1500 кВт получены следующие регрессионные зависимости:

– для чиллеров фирмы «Trane»

$$\frac{1}{\varepsilon} = -1 + \frac{T_{w1}}{T_{s2}} + \frac{7,471572 T_{w1} - 17,99164 - 1857,973 (T_{w1}/T_{s2})}{Q_0},$$

– для чиллеров фирмы «Clivet»

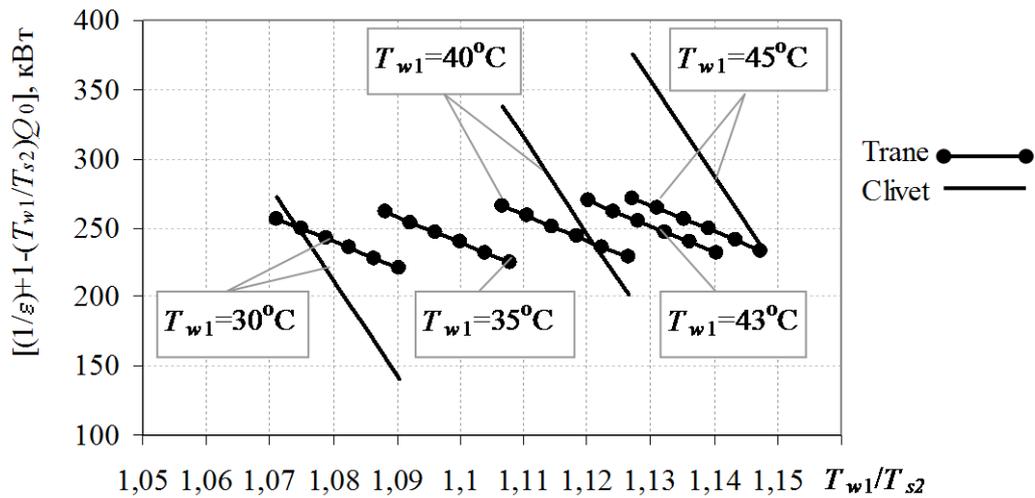
$$\frac{1}{\varepsilon} = -1 + \frac{T_{w1}}{T_{s2}} + \frac{30,77469 T_{w1} - 1701,153 - 6866,336 (T_{w1}/T_{s2})}{Q_0}.$$

Эти зависимости позволяют оценить влияние отношения температур  $T_{w1}/T_{s2}$  в чиллере на потери от необратимости в цикле, и тем самым выбрать наиболее рациональные термодинамические режимы работы установки.

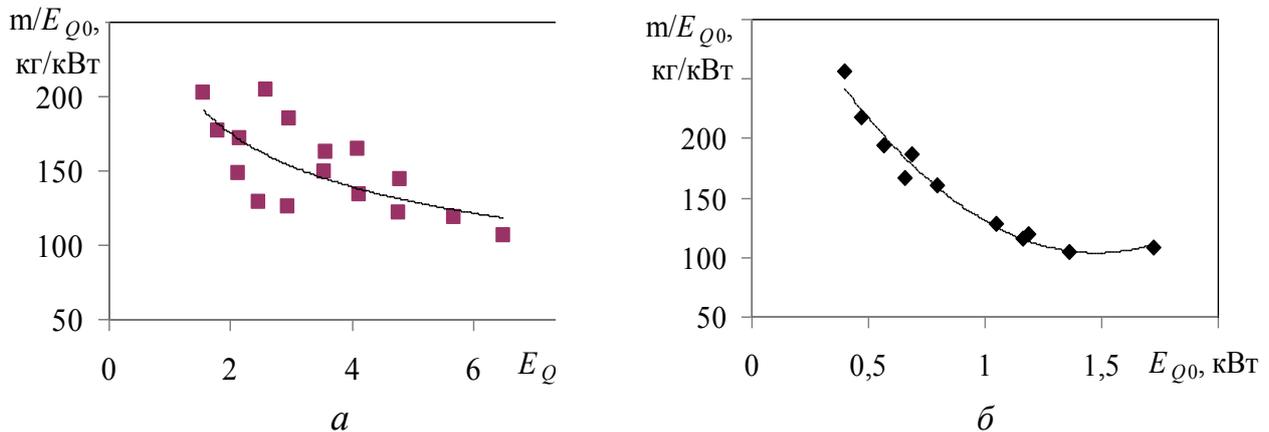
Так, к примеру, на рис. 2.11 показано, что по мере приближения  $T_{s2}$  к  $T_{w1}$  увеличиваются потери от необратимости в цикле. Таким образом, с ростом внешней необратимости, обусловленной увеличением температурных напоров в испарителе и конденсаторе, при сближении  $T_{w1}$  и  $T_{s2}$  увеличивается влияние и внутренней необратимости на термодинамическое совершенство установки.

Как видно из рис. 2.11, модели чиллеров Clivet более чувствительны к изменению температурных режимов работы, чем чиллеры Trane.

Анализ технического совершенства моделей не может быть полным без учета их весовых характеристик. Лучшие по энергетическим характеристикам модели могут быть худшими по весовым показателям. Для всех типов чиллеров прослеживается одна общая закономерность, связывающая приведенную эксергетическую холодопроизводительность и весовой показатель (рис. 2.12).



**Рис 2.11.** Изменение потерь от необратимости в цикле в зависимости от отношения  $T_{w1}/T_{s2}$  для chillеров фирм «Trane» и «Clivet» в диапазоне  $Q_0$  от 850 до 1500 кВт



**Рис. 2.12.** Весовые показатели chillеров: *a* – модели серии WSAN-XEE «Clivet»; *б* – chillеры «HIdROS»

Следует отметить, что корректное сопоставление моделей, отличающихся конструкцией и условиями работы, возможно только с использованием приведенной эксергетической холодопроизводительности  $E_{Q0}$  [51]. Как можно видеть из рис. 2.12, более крупные модели имеют лучшие удельные весовые характеристики. Разброс точек относительно кривой характеризует качество конструирования chillера – чем он меньше, тем выше техническое совершенство.

### 2.3. Анализ эколого-энергетических характеристик современных chillеров и тепловых насосов

Утончение озонового слоя земной атмосферы и глобальное потепление зависят не только от выбросов в атмосферу углекислого газа, но и от выбросов хлорсодержащих хладагентов. Необходимость ограничения, а в перспективе и полное прекращение производства и использования озоноразрушающих хлада-

гентов легла в основу подписания многими странами мира Монреальского, а впоследствии, и Киотского протоколов. Украина, как и большинство стран мира приняла на себя обязательства проводить энергосберегающую политику, направленную на снижение выбросов CO<sub>2</sub> в атмосферу, а также устранение из обращения ряда озоноразрушающих хладагентов.

Свойства рабочего вещества проявляются фактически в трех основных аспектах. Это – влияние на термодинамическую эффективность цикла, влияние на размеры поверхности теплообмена испарителя и конденсатора, а также воздействие рабочего вещества на экологию и безопасность эксплуатации установки. Поэтому при выборе теплонасосного оборудования необходимо учитывать аспекты глобального и локального, прямого и опосредованного влияния хладагента на окружающую среду. В последнее время факторы экологии и безопасности эксплуатации являются преобладающими над остальными требованиями к хладагентам.

Почти все хладагенты, неразрушающие слой озона, по крайней мере, слегка воспламенимы, либо токсичны, либо оказывают общее отепляющее воздействие на климат. В связи с этим, для удовлетворения экологических требований неизбежен некий компромисс между следующими показателями: потенциал разрушения озона ODP, потенциал глобального потепления GWP, воспламеняемость, токсичность.

Потенциал разрушения озона ODP определяется наличием атомов хлора в молекуле хладагента и принят за единицу для R11 и R12. Для хладагентов группы CFC потенциал разрушения озона ODP > или = 1, для группы HCFC ODP < 0,1, а для группы HFC ODP = 0.

Значения ODP для фторхлоруглеродов коррелируют с числом атомов хлора  $n_{Cl}$  и массой молекулы посредством соотношений [52]:

– для молекулы, содержащей один атом углерода

$$ODP = 0,585602 n_{Cl}^{-0,0035} \exp\left(\frac{M}{238,536}\right);$$

– для молекулы, содержащей два атома углерода

$$ODP = 0,0949956 n_{Cl}^{-0,0404477} \exp\left(\frac{M}{83,7953}\right),$$

где  $M$  – молекулярная масса вещества.

Показатель ODP необходимо учитывать только тогда, когда хладагент уже выпущен в атмосферу.

Показатель GWP характеризует парниковый эффект и в строгой постановке неприемлем для оценки влияния теплонасосной системы на всеобщее потепление, поскольку энергоэффективность ТНУ может оказать более ощутимое благоприятное воздействие на климат Земли, чем сопутствующий негативный эффект от прямых выбросов хладагента в атмосферу. Это связано с тем, что по мере повышения экономичности ТНУ при генерации теплоты сокращается потребление установкой электроэнергии и тем самым снижаются выбросы в атмосферу CO<sub>2</sub> при её производстве.

На рис. 2.13 и 2.14 представлены относительные значения ODP и GWP для различных хладагентов.

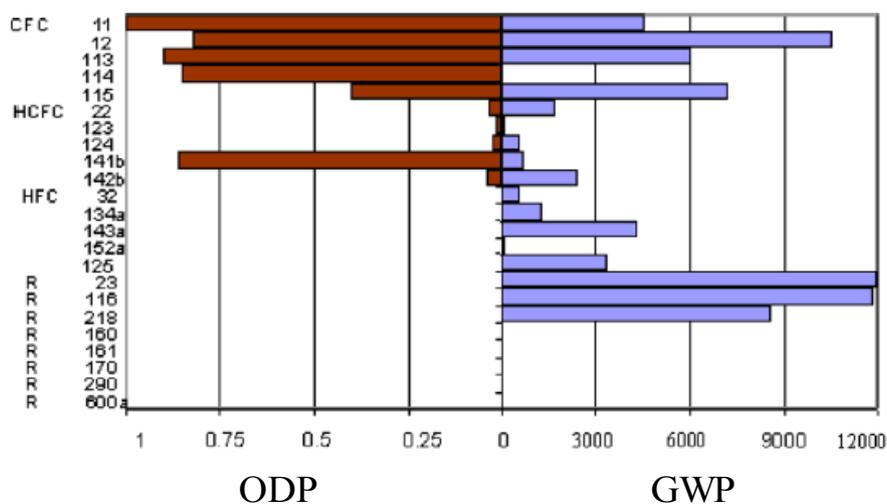


Рис. 2.13. Сравнение показателей ODP и GWP для однокомпонентных хладагентов

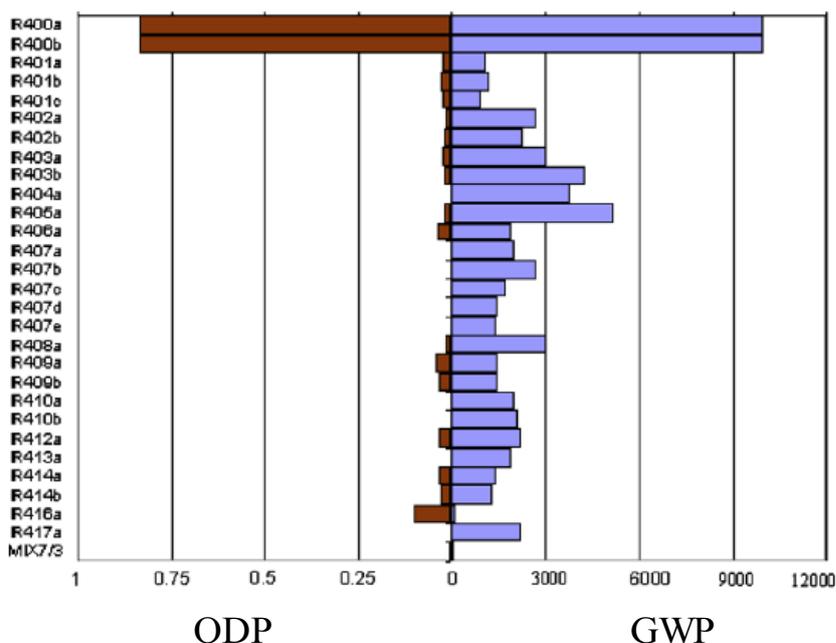


Рис. 2.14. Сравнение показателей ODP и GWP для смесевых хладагентов

Для эколого-энергетической оценки хладагента в соответствующей системе многими используется так называемый общий коэффициент эквивалентного потепления  $TEWI_N$  [53]

$$TEWI_N = GWP_{ха} L_{ха} n + GWP_{ха} m_{ха} (1 - \alpha) + \beta \bar{P}_3^{год} n, \quad (2.9)$$

где  $GWP_{ха}$  – потенциал глобального потепления по отношению к  $CO_2$  ( $GWP_{CO_2} = 1$ ), кг  $CO_2$ /кг;  $L_{ха}$  – утечка хладагента, кг в год;  $n$  – время эксплуатации оборудования, лет;  $m_{ха}$  – масса хладагента в установке, кг;  $\alpha$  – доля хладагента, утилизированного после окончания эксплуатации;  $\beta$  – масса выпущенного в атмо-

сферу  $\text{CO}_2$  (эмиссия) при производстве 1 кВт·ч электроэнергии,  $\text{кг CO}_2/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$ ;  $\bar{P}_3^{\text{год}}$  – годовые затраты электроэнергии на эксплуатацию оборудования, кВт·ч в год.

В (2.9) значение величины  $L_{\text{ха}}$  принимается равной 10 % от массы хладагента в установке, эмиссия  $\text{CO}_2$   $\beta$  непосредственно зависит от региона и того, как в этом регионе производится электроэнергия. Для гидроэлектростанции  $\beta = 0$ . При производстве электрической энергии за счет сжигания нефти и угля  $\beta$  составляет около  $0,8 \text{ кг CO}_2/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$ .

Следует отметить, что при оценке показателя  $\text{TEWI}_N$  часто первое и второе слагаемые, учитывающие прямую эмиссию хладагента, могут быть существенно ниже третьего слагаемого в формуле (2.9). Непосредственный вклад в  $\text{TEWI}_N$  вносит значение уровня термодинамической эффективности ТНУ. Так, при использовании хладагента, требующего на 3 % больше электроэнергии на привод оборудования ТНУ или ХМ, показатель  $\text{TEWI}_N$  будет почти в 3 раза выше, чем при непосредственной эмиссии хладагента в атмосферу.

На рис. 2.15 представлены зависимости показателя  $\text{TEWI}_N$  от холодопроизводительности при работе в режиме с недогрузкой для чиллеров фирм-производителей: Clivet, HidROS и Trane.

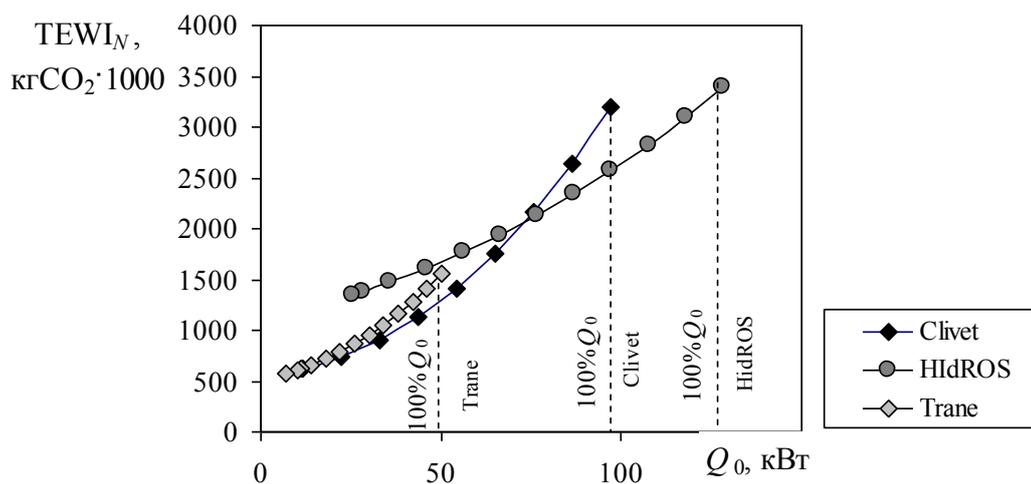


Рис. 2.15. Зависимость показателя  $\text{TEWI}_N$  от  $Q_0$

Данные по  $Q_0$  и мощности привода компрессора получены по методике, приведенной в параграфе 2.1. Рассматривались модели чиллеров, использующих в качестве хладагента R410a. Расчеты проведены с использованием выражения (2.9) при  $n = 20$  лет,  $\alpha = 0,75$  [53],  $\bar{P}_3^{\text{год}} = N_{\text{км}} \tau_{\text{экс}}$ , где время работы оборудования составляет  $\tau_{\text{экс}} = 5000$  ч в год.

Из рис. 2.15 видно, что для чиллеров “Clivet” при уменьшении нагрузки (относительно номинальной) наблюдается резкое снижение показателя  $\text{TEWI}_N$ , однако при 100 % нагрузке он превышает  $\text{TEWI}_N$  для чиллеров “HidROS”. Это, как отмечалось ранее в параграфе 2.1, объясняется использованием производителями “Clivet” энергоэффективной технологии SPIN-Чиллер, нацеленной на оптимизацию работы оборудования при неполной нагрузке. Эта технология также оказывает положительное влияние на эколого-энергетические характеристики оборудования.

## 2.4. Расчетно-экспериментальное тестирование термодинамической эффективности тепловых насосов

В настоящее время энергоемкость единицы произведенной теплоты в течение всего срока эксплуатации теплового насоса фактически не контролируется. После монтажа ТН на объекте вопрос контроля его параметров, как правило, становится уже обязанностью потребителя теплоты, а не производителя ТН. Поэтому информация о его реальном энергопотреблении остается без анализа и обобщения. Между тем, контроль расхода энергии в ТН должен быть такой же обязательной процедурой, как и контроль расхода топлива в автомобиле, если использовать подобную аналогию [54]. Применяемые на объектах с ТН системы мониторинга осуществляют, как правило, только наблюдение за его работой, включающее регистрацию незначительного числа замеряемых параметров. При этом следует отметить, что по целому ряду причин, прежде всего обусловленных желанием потребителя «сэкономить на системе мониторинга ТН», а также опасением за его гарантийное обслуживание, не регистрируются параметры термодинамического цикла. Это, в свою очередь, не позволяет в полной мере судить о термодинамической эффективности ТН. Накопленный опыт эксплуатации ТН позволяет утверждать, что только за счет создания системы эффективного мониторинга множество проблем, связанных с влиянием эксплуатационных факторов, может быть устранено еще до момента их критического накопления, что в дальнейшем позволит обеспечить заметный эффект энергосбережения.

Коэффициент преобразования ТН, как и холодильный коэффициент, в известной мере дают лишь интегральную характеристику эффективности установки [44, 55] и не позволяют судить о её качестве. В ряде случаев они могут даже дезориентировать (любая устаревшая установка, имеющая в своем составе неэффективные компрессор, конденсатор или испаритель, но эксплуатируемая в значительно меньших температурных границах термодинамического цикла, может иметь более высокий коэффициент преобразования, чем новая установка, работающая в больших температурных границах).

По нашему мнению, только анализ реальных значений потерь от необратимости позволит судить о действительной энергоемкости выработанной теплоты и свидетельствовать о качестве ТН. Эти значения должны быть получены на основе мониторинга действующих объектов с ТН. В такой постановке задачи мониторинга ТН представляются гораздо шире. Это не просто регистрация теплотребления объекта и потребляемой мощности привода компрессора ТН, но также анализ и диагностика термодинамической эффективности.

В начале девяностых годов XX века появился ряд пионерских работ по диагностике чиллеров и установок кондиционирования, которые были преимущественно ориентированы на выявление в них признаков неисправностей и составление так называемой "матрицы симптомов". Каждой неисправности соответствовало увеличение или уменьшение конкретных замеряемых параметров (например, температур и давлений в термодинамическом цикле) относительно

этих параметров при исправном состоянии установки [56, 57]. Основным недостатком такой диагностики было невозможность идентификации нескольких неисправностей. В последние два десятилетия разработаны методики более точного обнаружения аномалий в работе чиллеров и ТН [58 – 60], целью которых являлось выявление причин, влияющих на уменьшение эффективности установки, а также обеспечение возможностей для быстрого их устранения. Разработанные он-лайн FDD методики диагностики термотрансформаторов [58] позволяли определить влияние нескольких аномалий на производительность установки.

При использовании этих методик, базирующихся на измерениях термодинамических параметров установки, для обнаружения неисправностей, приведших к снижению её производительности, применяются виртуальные датчики и упрощенные математические модели термотрансформаторов. Следует добавить, что он-лайн FDD методики, в конечном счете, могут идентифицировать лишь конкретную неисправность, но они не позволяют оценить, является ли определенная причина аномалии «тяжелой» или «легкой» в плане энергопотребления установки. Для этого необходима оценка влияния деструкции эксергии в элементе из-за возникшей аномалии на потребляемую мощность привода всей установки. Чтобы количественно оценить это влияние широко используются методы современной прикладной термодинамики. В последние годы получило развитие одно из её направлений – термоэкономическая диагностика [61]. По результатам такой диагностики можно представить полную картину распределения деструкции эксергии в элементах установки.

Между тем, используя указанные методики [56 – 61] без измерения температур и давлений хладагента во всех точках термодинамического цикла ТН, получить исчерпывающую информацию об эффективности элементов невозможно. Кроме того, существует еще один важный аспект эксплуатации ТН, который остается за рамками возможностей перечисленных методик анализа и диагностики. Это – работа ТН в режиме с неполной нагрузкой.

Поэтому весьма актуальной является разработка новой методики расчетно-экспериментального тестирования термодинамической эффективности ТН, позволяющей по ограниченному числу замеряемых параметров оценивать его энергетические и эксергетические характеристики, в том числе при работе в режиме с частичной нагрузкой, а также – проводить мониторинг работы бивалентной системы отопления конкретного объекта, обобщение и анализ данных о реальной эксплуатации ТН.

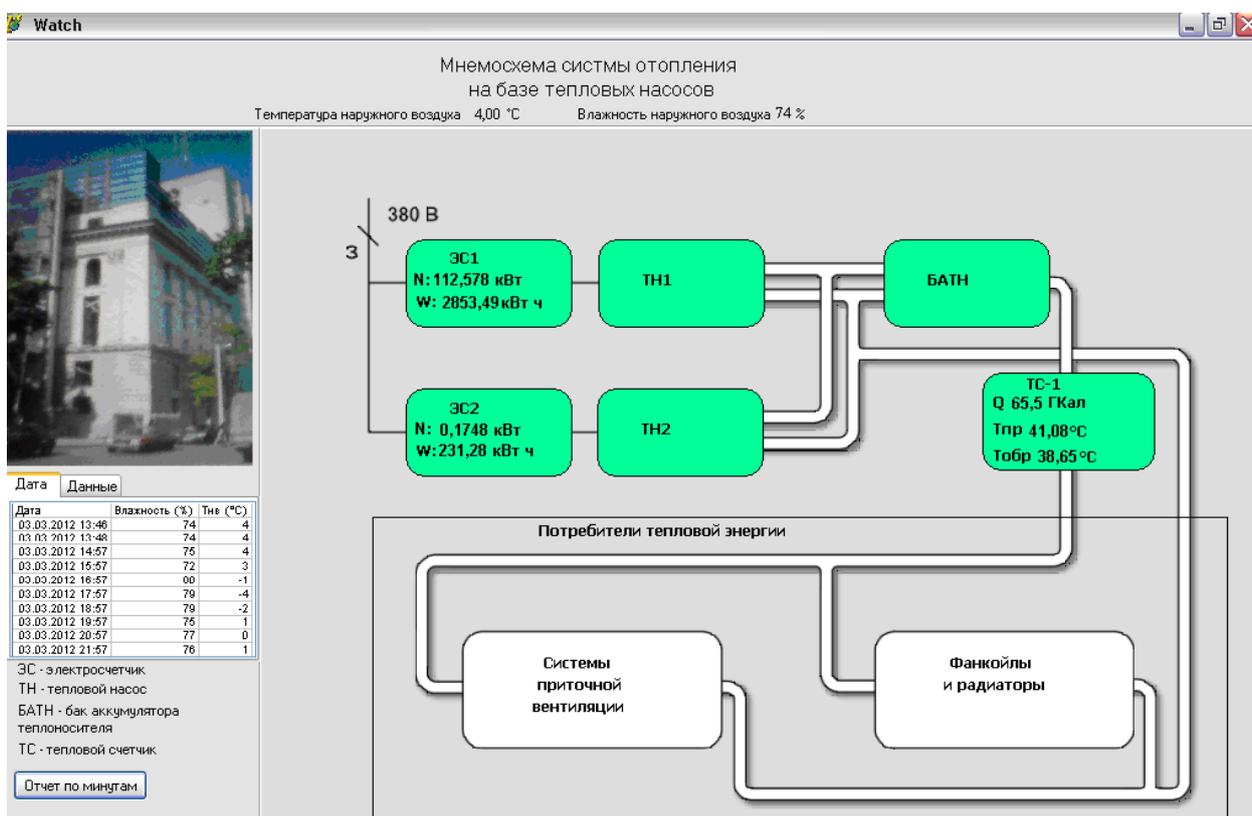
Предлагаемая методика проиллюстрирована ниже (не претендуя на исчерпывающую полноту) на примере мониторинга ТН в составе бивалентной системы отопления административного здания.

Методика включает в себя три этапа: первый этап – мониторинг ТН, предполагающий только регистрацию данных и сбор информации о работе ТН; второй этап – обработка данных мониторинга; третий этап – анализ и диагностика термодинамической эффективности ТН.

В здании торгово-офисного комплекса г. Харькова, объемом 17580 м<sup>3</sup>, суммарной тепловой нагрузкой 924 кВт, внедрена низкотемпературная система

водяного отопления на базе теплового насоса типа «воздух – вода». По проекту были установлены два тепловых насоса марки Vicot серии VMN430L, использующие в качестве хладагента фреон R407с. Проектный режим работы ТН: теплопроизводительность  $Q_{ТН} = 450$  кВт, потребляемая мощность компрессора  $N_{км} = 136,7$  кВт при температуре наружного воздуха  $T_{oc} = 7$  °С и температурах воды на входе и выходе из конденсатора  $T_w = 40/45$  °С.

На рис. 2.16 представлена мнемосхема системы отопления на базе ТН, иллюстрирующая первый этап – сбор информации о характеристиках системы.



**Рис. 2.16.** Мнемосхема системы отопления на базе ТН:  
ЭС1, ЭС2 – электросчетчики; ТН1, ТН2 – тепловые насосы;  
БАТН – бак-аккумулятор; ТС-1 – тепловой счетчик

Системой мониторинга работы ТН, установленной на объекте, регистрируются следующие параметры: температура и влажность наружного воздуха; температуры воды в «прямой» и «обратной» магистралях системы отопления; потребляемая мощность компрессоров; расход воды в конденсаторе теплового насоса. Для учета расхода теплоты на отопление используется одноканальный теплосчетчик ФОРТ-04.

На втором этапе проводится обработка данных мониторинга ТН. Коэффициент преобразования  $COP_h$  определяется по формуле

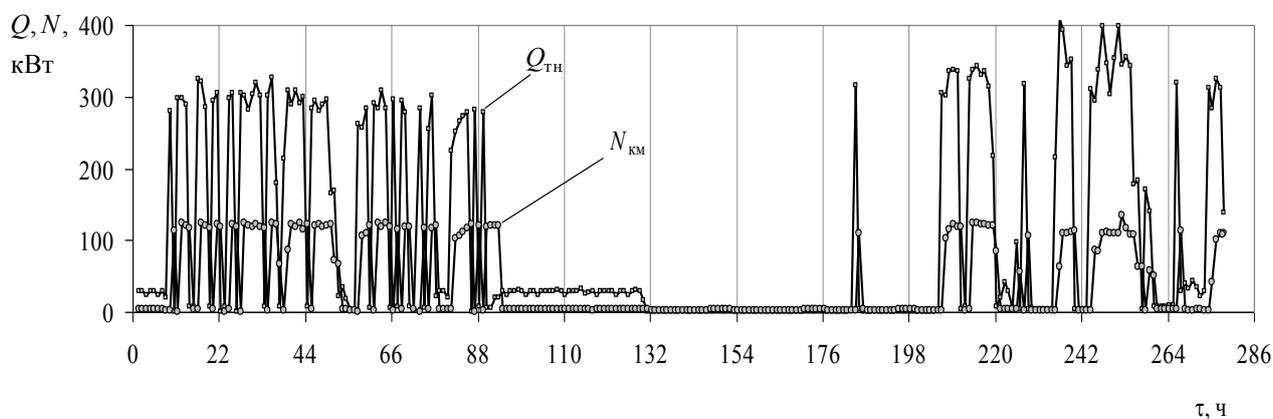
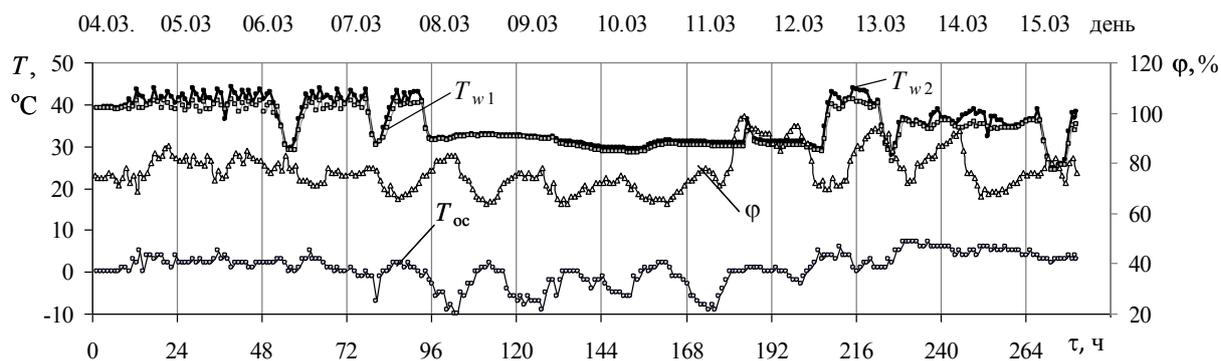
$$COP_h = \frac{Q_{i+1} - Q_i}{W_{i+1} - W_i}, \quad (2.10)$$

где  $Q_i$ ,  $Q_{i+1}$  и  $W_i$ ,  $W_{i+1}$  – показания тепло- и электросчетчиков в предыдущие и последующие моменты времени соответственно, кВт·ч.

Следует отметить, что значение  $COP_h$ , рассчитанное по формуле (2.10), является средним за рассматриваемый промежуток времени работы ТН (от  $i$  до  $i+1$ ). Для корректного анализа характеристик ТН необходимо перейти от средних за рассматриваемое время показателей к секундной тепловой мощности. Зная потребляемую мощность компрессора  $N_{км}$ , которая регистрируется каждую секунду работы установки, можно определить теплопроизводительность ТН, кВт:

$$Q_{тн} = N_{км} COP_h.$$

Ниже на рис. 2.17 и 2.18 представлены результаты обработки данных мониторинга одного из установленных ТН марки VMN120I



Причинами.

Первая причина – ТН отключается, когда температура воды в баке-аккумуляторе (БАТН) достигает уровня требуемой.

Вторая причина – отключение ТН связано с обмерзанием испарителя и необходимостью его последующей дефростации (размораживания).

Третья причина – ТН отключается при температурах наружного воздуха ниже  $-1\text{ }^{\circ}\text{C}$ , тогда для покрытия тепловой нагрузки на систему отопления подключается теплогенератор.

По результатам регрессионного анализа данных мониторинга ТН VMN430L получено уравнение для расчета  $COP_h$  в зависимости от следующих факторов: влажности наружного воздуха  $\varphi$ , его температуры  $T_{oc}$ , а также температуры воды на входе в конденсатор  $T_{w1}$

$$COP_h = 2,48063 + 0,00510952 \varphi + 0,11402 T_{oc} - 0,0150195 T_{w1}. \quad (2.11)$$

Уравнение справедливо для следующего диапазона изменения факторов:  $\varphi = 69 \div 99 \%$ ;  $T_{oc} = -1 \div 6 \text{ } ^\circ\text{C}$ ;  $T_{w1} = 33 \div 41 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

Третий этап предлагаемой методики – анализ и диагностика эффективности ТН с использованием полуэмпирических термодинамических моделей.

На этом этапе выясняется, соответствуют ли реальные значения энергетической эффективности ТН тем значениям, которые производитель заявляет в качестве эталонных для данной модели.

Как было отмечено выше на стр. 54, полуэмпирические термодинамические модели основываются на уравнениях энергетического и энтропийного балансов с использованием статистических данных о внутренней диссипации энергии в реальных установках. Моделирование энергетической эффективности, как таковое, в них осуществляется без привлечения данных о теплофизических свойствах хладагентов и конструктивных характеристиках оборудования ТН.

Ниже представлена полуэмпирическая термодинамическая модель, разработанная авторами с помощью энтропийно-статистического подхода Дж. М. Гордона и К. С. Нджу [46, 49, 50]. Методом множественной регрессии обработаны заявленные производителем каталожные значения энергетической эффективности ТН – чиллера VMN430L.

При соответствующих температурах воды на входе в конденсатор  $T_{w1}$  и воздуха на выходе из испарителя  $T_{s2}$ , а также заданном значении  $Q_0$  получено регрессионное уравнение следующего вида

$$\left[ \frac{1}{\varepsilon} + 1 - \frac{T_{w1}}{T_{s2}} \right] Q_0 = A_0 T_{w1} - A_1 - A_2 (T_{w1} / T_{s2}). \quad (2.12)$$

где  $\varepsilon$  – холодильный коэффициент;  $A_0, A_1, A_2$  – коэффициенты уравнения регрессии, которые характеризуют влияние потерь от необратимости в элементах ТН на энергетическую эффективность (см. стр. 54).

Следует отметить одну важную особенность энтропийно-статистического анализа ТН. При получении регрессионного уравнения (2.12) обработка данных проводилась по значениям холодильной мощности  $Q_0$  и холодильного коэффициента  $\varepsilon$ , а не по теплопроизводительности  $Q_{th}$  и коэффициенту преобразования ТН  $COP_h$ . Это требует пояснения. Согласно энергетическому балансу ТН потребляемая мощность привода компрессора  $N_{км}$  определяет величину полезной теплопроизводительности ТН  $Q_{th} = Q_0 + N_{км} \varepsilon_{эм}$  ( $\varepsilon_{эм}$  – электромеханический КПД компрессора). При этом та же мощность потребляется также на компенсацию термогидравлической необратимости в цикле. В связи с этим выделить влияние потерь в цикле на коэффициент преобразования ТН без учета потребляемой мощности привода компрессора при сохранении заданной теплопроиз-

водительности невозможно. По этой причине потери от необратимости должны быть отнесены к холодопроизводительности установки, а не к её теплопроизводительности.

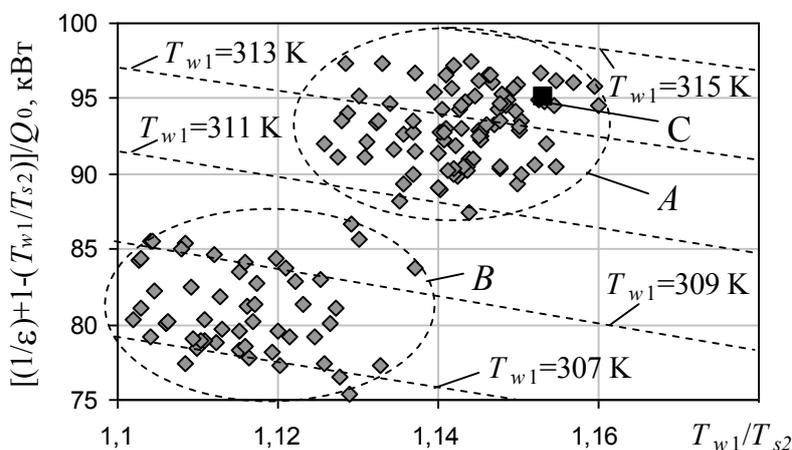
В результате обработки данных каталогов, где приведены результаты заводских испытаний модели VMN430L, получено следующее регрессионное выражение для анализа потерь от необратимости

$$\left[ \frac{1}{\varepsilon} + 1 - \frac{T_{w1}}{T_{s2}} \right] Q_0 = 3,0825 T_{w1} - 775,4836 - 83,701 (T_{w1}/T_{s2}), \quad (2.13)$$

которое при термодинамическом анализе выступает в качестве эталонной характеристики ТН.

Достоверность регрессионного уравнения подтверждается оценкой основных статистических показателей и критериев [62].

На рис. 2.19 представлен характер изменения потерь от необратимости в зависимости от отношения  $T_{w1}/T_{s2}$ . Линиями показаны потери, полученные по регрессионной зависимости в результате обработки данных каталогов производителя (правая часть выражения 2.13). Эксергетические потери в реальном режиме эксплуатации, вычисленные как  $\left[ \frac{1}{\varepsilon} + 1 - \frac{T_{w1}}{T_{s2}} \right] Q_0$ , отмечены точками. Область *A* на рис. 2.19 относится к временному интервалу работы ТН с 4 по 8 марта 2012 г., а область *B* соответствует периоду работы ТН с 13 по 15 марта 2012 г. (см. рис. 2.18). Точка *C* на рис. 2.19 соответствует реальному режиму работы ТН ( $T_{w1} = 313,5$  К,  $Q_0 = 178$  кВт,  $\varepsilon = 1,46$ ).



**Рис. 2.19.** Изменение потерь от необратимости цикла ТН VMN430L в зависимости от  $T_{w1}/T_{s2}$

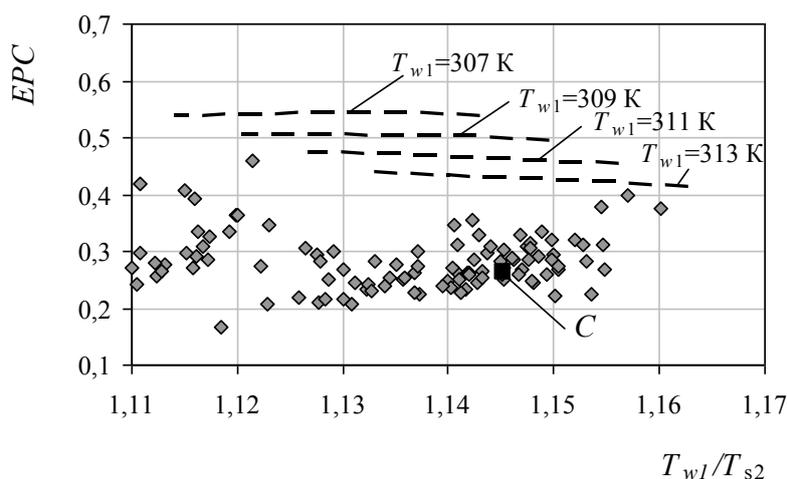
Из анализа рис. 2.19 можно сделать вывод, что реальные условия эксплуатации ТН не привели к появлению дополнительной необратимости в цикле, связанной с износом оборудования (отложение солей, замасливание внутренней поверхности), а также с его поломкой. Отличие в значении эксергетических потерь до 5 кВт (т. С на рис. 2.19) может быть связано с влиянием влажности на интенсивность процесса теплообмена в испарителе, а соответ-

ственно и на потери от необратимости. Данные, приведенные на рис. 2.19, в целом дают важную информацию относительно изменения эксергетических потерь от температур в цикле, но в итоге не позволяют в полной мере оценить влияние масштабного фактора (холодильной мощности) на потери в ТН.

Для углубленного анализа термодинамической эффективности установки и, в частности, влияния на эксергетические потери масштабного фактора необходимо использовать эксергетический коэффициент преобразования  $EPC$  [63], который представляет собой отношение доли электрической мощности компрессора, потребляемой на трансформацию теплоты, к доле мощности привода, потребляемой на компенсацию термогидравлической необратимости в цикле

$$EPC = \frac{\varepsilon(T_{w1}/T_{s2} - 1)}{1 - \varepsilon(T_{w1}/T_{s2} - 1)}.$$

На рис. 2.20 представлены значения коэффициента  $EPC$ , полученные при различных соотношениях  $T_{w1}/T_{s2}$ . Линиями на рисунке показаны эталонные значения  $EPC$ , где  $\varepsilon$  вычислен с использованием регрессионного выражения (2.13), а точками – значения, полученные по данным мониторинга реального режима эксплуатации ТН при температурах  $T_{w1}$  от 300 до 313 К.

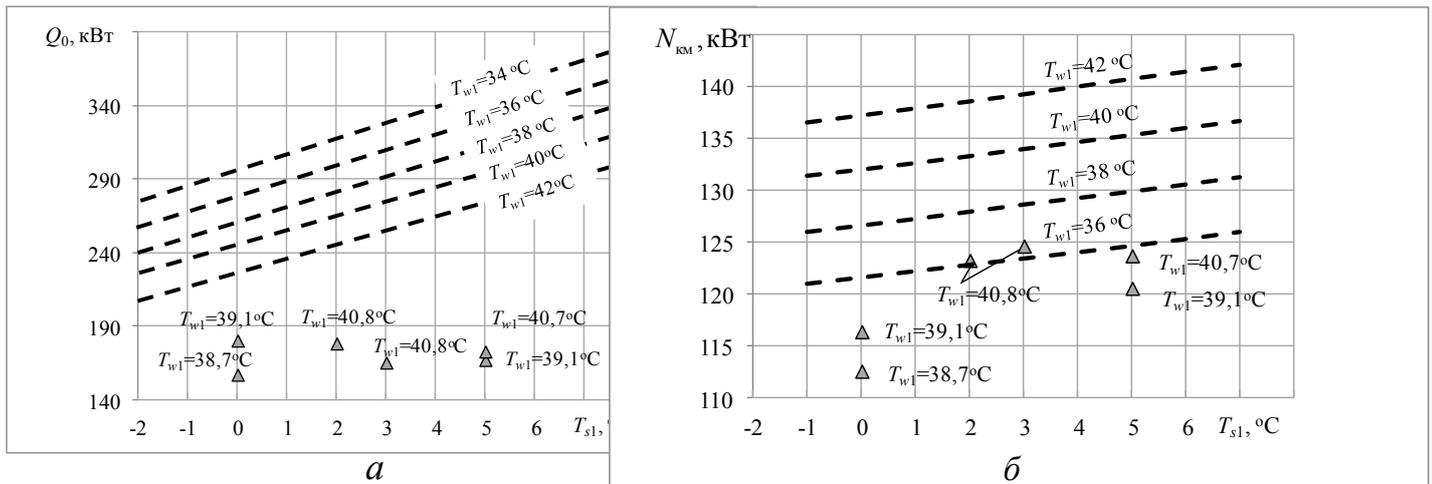


**Рис. 2.20.** Зависимость  $EPC$  от  $T_{w1}/T_{s2}$

Анализ  $EPC$  (рис. 2.20) показал, что реальные его значения существенно меньше эталонных. Это говорит о том, что энергии в единицу времени на преодоление термогидравлической необратимости в реальных условиях эксплуатации затрачивается больше. По нашему мнению это может свидетельствовать о возможной работе установки в недогруженном режиме ввиду неправильной регулировки производительности. Для этого режима, как известно, характерно увеличение внутренней диссипации энергии в цикле и, как следствие этого, повышенное потребление электроэнергии приводом компрессора.

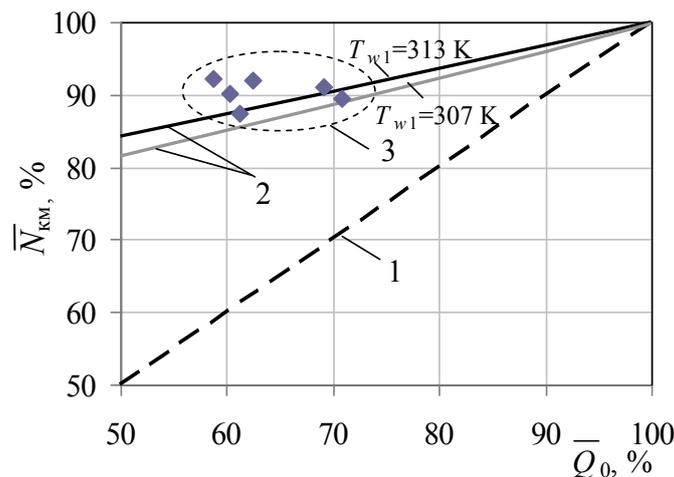
Для подтверждения предположения о том, что тепловой насос, возможно, эксплуатируется в недогруженном режиме, нами проведено сравнение его статических характеристик (под которыми понимаются зависимости холодопроизводительности  $Q_0$  и потребляемой мощности  $N_{км}$  от  $T_{s1}$  и  $T_{w1}$ ) в эталонном и ре-

альном режимах (рис. 2.21). Маркерами на рис. 2.21 показаны реальные характеристики, пунктирными линиями – эталонные.



**Рис. 2.21.** Статические характеристики ТН VMN430L:  
 $a - Q_0 = f(T_{s1}, T_{w1}); \quad б - N_{км} = f(T_{s1}, T_{w1})$

Из рис. 2.21 видно, что при одинаковых параметрах на входе  $T_{s1}$  и  $T_{w1}$  реальные значения холодильной мощности значительно ниже тех характеристик, которые должны быть при 100 % загрузке, что свидетельствует о недогруженном режиме. На рис. 2.22 представлен график потребления электроэнергии на привод компрессора в процентах  $\bar{N}_{км} = (N_{км}^{част.нагр.} / N_{км}) \cdot 100\%$  при различном проценте холодильной нагрузки ТН  $\bar{Q}_0 = (Q_0^{част.нагр.} / Q_0) \cdot 100\%$ . Здесь  $Q_0^{част.нагр.}$  и  $N_{км}^{част.нагр.}$  – холодопроизводительность и потребляемая мощность привода компрессора при работе ТН с частичной загрузкой;  $Q_0$  и  $N_{км}$  – при 100 % загрузке.



1 – теоретические характеристики, полученные по методике расчета статических характеристик ТН [64]; 2 – характеристики, полученные по регрессионной зависимости (2.13); 3 – реальные характеристики, полученные по данным мониторинга ТН (рис. 2.17 и 2.18)

1 – теоретические характеристики, полученные по методике расчета статических характеристик ТН [64]; 2 – характеристики, полученные по регрессионной зависимости (2.13); 3 – реальные характеристики, полученные по данным мониторинга ТН (рис. 2.17 и 2.18)

Анализ рис. 2.22 показал, что для рассматриваемой модели ТН VMN430L режимы эксплуатации с частичной загрузкой приводят к повышенному энергопотреблению, о чем свидетельствует существенное расхождение между теоретической характеристикой (линия 1) и реальными значениями (линии 2).

Предложенная авторами методика проведения мониторинга ТН позволяет в режиме реального времени осуществлять термодинамическое тестирование работы установки по ограниченному объему измеряемых параметров, в том числе и в режиме работы с частичной нагрузкой.

Суть методики состоит том, что на основе статистической обработки данных каталогов фирм-производителей относительно энергетической эффективности чиллеров и тепловых насосов формируется регрессионная зависимость для определения потерь от необратимости в цикле данной установки. Эта зависимость выступает в качестве эталонной характеристики ТН при его диагностике в режиме реального времени, имея в наличии только данные о температурах теплоносителей на входе в испаритель и конденсатор, а также показания тепло- и электросчетчиков.

Проведенный мониторинг работы ТН VMN430L в системе отопления административного здания показал, что данная модель преимущественно эксплуатируется в режиме частичной нагрузки. Это приводит к существенному увеличению внутренней диссипации энергии в цикле и как следствие повышенному энергопотреблению. При понижении нагрузки относительно номинального режима существенно растет доля эксергетических потерь в выработке холода, поскольку наблюдается относительная консервативность потерь эксергии в определенном диапазоне изменения холодильной мощности. Так, при снижении холодопроизводительности на 50 % относительно режима полной нагрузки, эксергетические потери уменьшаются всего на 1 %. Кроме того, при одновременном понижении температуры наружного воздуха до 0 °С и ниже и повышении его влажности до 85 % эффективность ТН также заметно снижается.

Таким образом, проведенный мониторинг показал неэффективность данной модели ТН. Кстати, следует отметить, что выявленные в результате расчетно-экспериментального тестирования недостатки уже не характерны для современного поколения чиллеров и тепловых насосов.

# ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ И ОПТИМИЗАЦИЯ ВОЗДУШНО-КОМПРЕССИОННЫХ ЦИКЛОВ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН И ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ

---

В последние годы в мире возрождается интерес к применению в системах кондиционирования воздушных холодильных машин (ВХМ), а в системах отопления – воздушных теплонасосных установок (ВТНУ). Он обусловлен по большей части мерами запретительного характера, продиктованными необходимостью улучшения экологической ситуации. Введение ограничений Монреальского и Киотского протоколов, связанных с применением в холодильной и теплонасосной технике озонопасных фреонов, постепенно приведет к сокращению сферы применения парокompрессорных холодильных машин и тепловых насосов. Очевидно, что освободившуюся нишу займут другие, более безопасные для экологии, технологии термотрансформации. Здесь особое место занимают воздушные холодильные машины и теплонасосные установки, работающие по обратному циклу Брайтона, в которых воздух является одновременно и источником низкопотенциальной теплоты и рабочим телом.

В качестве оборудования ВХМ и ВТНУ могут использоваться отработавшие летный моторесурс авиационные турбодетандеры. Применение таких «конверсионных» ВХМ и ВТНУ возможно в системах обеспечения микроклимата подземных сооружений станций метрополитена [65].

В связи с этим актуальной задачей на сегодняшний день является разработка схемных решений ВХМ и ВТНУ с целью включения их в существующие системы вентиляции и отопления станций метрополитена.

Опыт внедрения теплонасосных установок в Украине для теплоснабжения объектов метрополитена сравнительно небольшой. В 2000 г. сотрудниками ИТТФ НАН Украины была разработана и внедрена технологическая схема утилизации избыточного тепловыделения машинного зала эскалаторов при помощи стандартной парокompрессорной теплонасосной установки «воздух – воздух» TADIRAN “SKY-90” [66, 67]. Расчетная годовая экономия от снижения потребления метрополитеном энергии от теплосети на станции «Майдан Незалежності» в г. Киеве составила 17 т.у.т. [66]. Установка обеспечивала частичное покрытие тепловой нагрузки стационарных сооружений метрополитена. Потребителями теплоты являлись служебные помещения, расположенные под платформой. Следует отметить, что перечень схем теплохладоснабжения при помощи тепловых насосов, реализация которых возможна в условиях метрополитена, весьма ограничен [68]. Прежде всего, это связано с имеющимся на стан-

циях объемом и температурным уровнем исходящих воздушных потоков сбросной теплоты систем местной вентиляции. Более широкие перспективы для внедрения теплонасосных установок раскрываются в случае утилизации сбросной теплоты выходящих потоков тоннельной вентиляции, особенно станций глубокого заложения (18 – 30 м). С учетом теплообмена тоннельного воздуха с грунтовым массивом его температурный потенциал в холодный период года составляет в среднем 14 °С при расходе до 80 м<sup>3</sup>/с [69]. Здесь уже можно говорить о значительном покрытии тепловой и холодильной нагрузки всей станции за счет нескольких ВТНУ или ВХМ, которые могут эксплуатироваться по разным схемам.

На температурный уровень сбросного воздуха систем вентиляции метрополитена оказывает влияние множество факторов, таких как глубина заложения станции, интенсивность движения поездов, размер пассажиропотока, климатические условия на поверхности и т.д. Для станций, расположенных в центральных районах города и концевых участках линий метро они могут существенно отличаться, а, соответственно, будет различным и температурный потенциал сбросной теплоты. Источником низкопотенциальной теплоты являются избыточные пиковые тепловыделения, возникающие при работе подвижного состава, выпрямительных и распределительных устройств аккумуляторных кабельных коллекторов, тяговых, понизительных и тяговопонижительных электроподстанций. Относительно малое влияние на температуру вентиляционного воздуха оказывает температура наружного воздуха. Главным образом температура вентиляционного воздуха зависит от режима эксплуатации систем вентиляции станций (реверсивный, нереверсивный). По данным работ [69, 70] для станций Киевского метрополитена температура воздуха в тоннеле в течение всего отопительного периода составляет 11,4 – 20,9 °С. Следует отметить, что эти температуры незначительно отличаются от аналогичных данных для метрополитенов других городов. Нижняя граница температур соответствует станциям мелкого заложения. Избыточная тепловая мощность, которая может быть утилизирована с учетом ограничения по допустимой температуре охлаждения воздуха в тоннеле, по предварительным расчетам составила 60 ÷ 100 кВт. Тепловая нагрузка на испаритель  $Q_0$  рассчитана с использованием рекомендаций работы [69] при минимальном значении расхода воздуха 50 кг/с, необходимого для вентилирования участка тоннеля в феврале месяце. Внедрение теплонасосных технологий целесообразно, в первую очередь, на станциях, имеющих значительные расходные и тепловлажностные характеристики вытяжного вентиляционного воздуха. Таким тепловым потенциалом обладают станции глубокого заложения, станции пересадки с максимальным пассажиропотоком, а также станции, имеющие прилегающий протяженный подземный переход.

Применение ВХМ и ВТНУ для теплохладоснабжения подземных объектов метро может быть целесообразно по нескольким причинам. В первую очередь – это необходимость охлаждения помещений воздухом при высоком аэродинамическом сопротивлении системы вентиляции метрополитена. Затем – это соответствие требованиям взрыво- и пожаробезопасности систем вентиляции

метрополитена. Также ВХМ могут обеспечить переменный расход воздуха, быстрый выход на заданный температурный режим, обладают более широким диапазоном изменения температуры, давления и влажности подаваемого воздуха. ВХМ имеют меньшую по сравнению с парокompрессорными установками капитальную стоимость. Высокий уровень шума ВХМ, который является одним из серьезных препятствий для их применения на гражданских и административных объектах, в эксплуатационных условиях метрополитена нивелируется.

Единственно возможным негативным моментом, который может сдерживать внедрение ВХМ и ВТНУ в системы теплоснабжения метрополитена, является сравнительно высокий удельный расход электроэнергии на производство теплоты и холода. Между тем, рациональный выбор условий эксплуатации ВХМ и ВТНУ и оптимизация параметров термодинамического цикла позволяет обеспечивать сопоставимый уровень затрат энергии по сравнению с парокompрессорными ТНУ. Известно, что обратный газовый цикл Брайтона, имея относительно низкую эффективность, в тоже время, обладает более широким диапазоном для оптимизации параметров по сравнению с парокompрессионным циклом. При определенных условиях работы ВХМ имеет место максимум холодильного коэффициента и коэффициента преобразования, соответствующий минимальному потреблению энергии. В этой связи практический интерес представляет задача оптимизации параметров термодинамического цикла ВХМ и ВТНУ. Здесь в качестве целевой функции выступает холодильный коэффициент ВХМ или коэффициент преобразования ВТНУ.

Таким образом, для включения ВХМ и ВТНУ в существующие системы вентиляции и отопления станций метрополитена необходимо выполнить комплекс работ, который можно разбить на несколько этапов.

Первый этап предполагает поиск рациональных схемных решений ВХМ и ВТНУ, а также возможность их включения в традиционные схемы теплоснабжения и вентиляции станций метрополитена. При этом учитывается стандартное технологическое оборудование, а также параметры и объемы тепловых выбросов [71].

На втором этапе выполняется оптимизация параметров обратного цикла Брайтона с учетом ограничений, связанных с тепловыми режимами основной тоннельной вентиляции станций метрополитена. Ограничения накладываются требованиями к параметрам вентиляционного воздуха, а также возможностями технологического оборудования систем вентиляции (уровнем давлений), а также значениями КПД компрессоров и детандеров [71]. Определяются условия энергоэффективной эксплуатации ВТНУ с учетом, так называемого, масштабного фактора – проектной тепловой мощности установки [72, 73].

На третьем этапе проводится термодинамический анализ с определением эксергетической эффективности каждого элемента и всей установки.

На четвертом этапе выполняется термоэкономическая диагностика и оптимизация принятых схемных решений.

Рекомендации по проведению термоэкономической оптимизации циклов холодильной машины и соответствующие методики приведены в работах [74, 75].

Далее необходимо подробно остановиться на задачах оптимизации воздушно-компрессионного цикла Брайтона и углубленного термодинамического анализа ВХМ и ВТНУ, решение которых позволяет существенно снизить удельные расходы энергии на производство теплоты и холода в системах теплохладоснабжения промышленных объектов.

### **3.1. Методика термодинамической оптимизации воздушно-компрессионного теплонасосного цикла Брайтона**

Энергетические показатели циклов ВТНУ в значительной степени определяются КПД компрессора, детандера и теплообменника, отношением давлений и температур в цикле. При рассмотрении реального цикла, т.е. с учетом необратимости процессов сжатия, расширения и отвода теплоты, при определенном сочетании факторов (отношение давлений на входе и выходе компрессора, температуры в характерных точках цикла и др.) коэффициент преобразования ВТНУ имеет максимум, соответствующий минимальному потреблению энергии [71]. В этой связи практический интерес представляет задача оптимизации параметров термодинамического цикла ВТНУ, в которой коэффициент преобразования  $COP_h$  является целевой функцией.

Анализ известных методик расчета цикла ВТНУ [4] показал, что для учета влияния внешней необратимости на эффективность часто задаются фиксированным значением минимальных температурных напоров на выходе из теплообменных аппаратов, после чего определяют параметры воздуха на входе в компрессор и детандер. Влияние внутренней необратимости в цикле учитывается с помощью изоэнтропных КПД детандера и компрессора. Такой подход долгие годы использовался при проведении тепловых расчетов воздушных холодильных машин. Его основной недостаток – это невозможность при расчете цикла учесть ограничения, связанные с тепловой мощностью установки и интенсивностью теплопередачи в теплообменных аппаратах ВТНУ. При проектировании машин большой и малой производительности в этом случае принимается одинаковое значение минимального температурного напора в теплообменных аппаратах. Следует отметить, что в этом случае игнорируется так называемый масштабный фактор установки (её проектная тепловая мощность), который в реальных условиях оказывает влияние на потери от необратимости в цикле.

Известен также и другой подход, предложенный, к примеру, в работе [76]. Он основан на учете влияния интенсивности теплопередачи в теплообменных аппаратах на термодинамическую эффективность цикла, однако при условии, что цикл является внутренне обратимым. Несмотря на определенную термодинамическую идеализацию, такой подход позволяет на качественно новом уровне выявить скрытые резервы цикла для повышения общей эффективности установки. В этом случае оцениваются неизбежные потери эксергии, зависящие от заданной интенсивности процесса (мощности машин, производительности аппаратов).

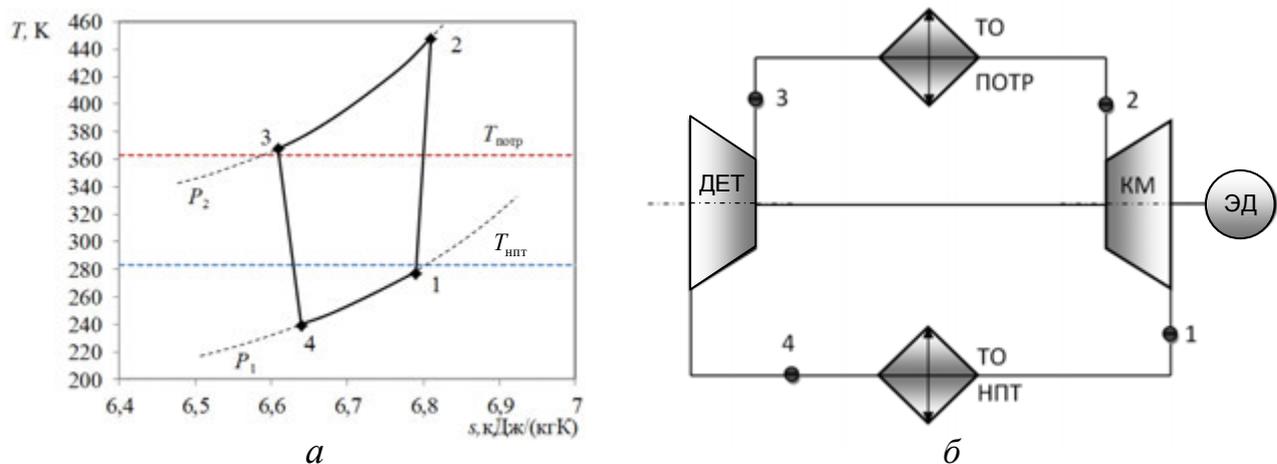
Задача о предельных возможностях тепловой машины, работающей по прямому циклу, с учетом добавочного ограничения на её мощность впервые была поставлена *И. И. Новиковым*. Применительно к прямым циклам её также решали *Ф. Л. Курзон* и *Б. Альборн*. Для обратных циклов ХМ и ТН эта задача рассматривалась *А. Н. Цирлиным* [77]. В современной термодинамике это направление получило название «термодинамика при конечном времени».

Ключ к созданию высокоэффективных ВТНУ нам видится в привлечении уравнений «термодинамики при конечном времени» в практику проектирования.

Ниже рассмотрена задача поиска условий энергоэффективной эксплуатации ВТНУ с учетом ограничения на тепловую мощность установки, а также взаимосвязанного влияния варьируемых факторов. Для этого разработана методика расчета, учитывающая при параметризации термодинамического цикла комплексную взаимосвязь внутренней и внешней необратимости, а также влияние на эффективность, так называемого, масштабного фактора (проектной тепловой мощности ВТНУ).

### 3.1.1. Методика расчета термодинамических характеристик воздушной теплонасосной установки

Методика расчета термодинамических характеристик ВТНУ рассмотрена на примере её простой одноступенчатой схемы. Цикл и принципиальная схема ВТНУ представлены на рис. 3.1.



**Рис. 3.1.** Воздушная теплонасосная установка:  
*а* – цикл в  $T,s$ -диаграмме; *б* – принципиальная схема

На рис. 3.1 обозначены: ДЕТ – детандер; КМ – компрессор; ЭД – электродвигатель; ТО (ПОТР) – теплообменник приемника теплоты (потребитель); ТО (НПТ) – теплообменник для отбора теплоты от низкопотенциального источника.

В качестве исходных данных для расчетов приняты следующие параметры: температура низкопотенциального источника  $T_{\text{нпт}}$ , начальная температура теплоносителя, поступающая в ВТНУ от потребителя теплоты,  $T_{\text{потр}}$ , давление пе-

ред компрессором  $P_1$ , отношение давлений в цикле (теоретическое)  $\pi_{сж}$ , суммарная интенсивность теплопередачи теплообменников установки  $kF$ , массовый расход воздуха  $G$  в цикле. Термодинамические параметры воздуха принимаются постоянными для всех процессов: изобарная теплоемкость воздуха  $c_p = 1,005$  кДж/(кг·К); показатель адиабаты  $k = 1,4$ ; газовая постоянная  $R = 0,287$  кДж/(кг·К).

Давление воздуха после компрессора определяется как

$$P_2 = \pi_{сж} P_1.$$

Температура на входе в компрессор с учетом интенсивности теплопередачи определяется по формуле [78]

$$T_1 = \frac{\eta_{искм} \left[ \bar{\eta}_{нпт} T_{нпт} + \bar{\eta}_{потр} T_{потр} (1 - \bar{\eta}_{нпт}) \left( \eta_{исдет} \frac{1}{\pi_{сж}^{(k-1)/k}} - \eta_{исдет} + 1 \right) \right]}{\eta_{искм} - (1 - \bar{\eta}_{нпт}) (1 - \bar{\eta}_{потр}) \left( \pi_{сж}^{(k-1)/k} + \eta_{искм} - 1 \right) \left( \eta_{исдет} \frac{1}{\pi_{сж}^{(k-1)/k}} - \eta_{исдет} + 1 \right)},$$

где  $\varepsilon_{искм}$  и  $\varepsilon_{исдет}$  – изоэнтропный КПД соответственно компрессора и детандера.

Значения теплотехнической эффективности (теплотехнического КПД) теплообменников находятся из выражений:

$$\bar{\eta}_{нпт} = 1 - \exp\left(-\frac{u kF}{c_p G}\right);$$

$$\bar{\eta}_{потр} = 1 - \exp\left(-\frac{(1-u)kF}{c_p G}\right),$$

где  $u$  – отношение интенсивности теплопередачи ТО (НПТ) к суммарному значению  $kF$  для всех теплообменных аппаратов установки.

Температура воздуха после компрессора

$$T_2 = T_1 \left[ 1 + \left( \pi_{сж}^{(k-1)/k} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{искм}} \right].$$

Температура воздуха после детандера определяется с учетом теплообмена по зависимости, полученной из уравнения теплового баланса [78]

$$T_4 = \frac{\bar{\eta}_{потр} T_{потр} \eta_{искм} \left( \eta_{исдет} \frac{1}{\pi_{сж}^{(k-1)/k}} - \eta_{исдет} + 1 \right) + \bar{\eta}_{нпт} T_{нпт} (1 - \bar{\eta}_{потр}) \left( \pi_{сж}^{(k-1)/k} + \eta_{искм} - 1 \right) \left( \eta_{исдет} \frac{1}{\pi_{сж}^{(k-1)/k}} - \eta_{исдет} + 1 \right)}{\eta_{искм} - (1 - \bar{\eta}_{нпт}) (1 - \bar{\eta}_{потр}) \left( \pi_{сж}^{(k-1)/k} + \eta_{искм} - 1 \right) \left( \eta_{исдет} \frac{1}{\pi_{сж}^{(k-1)/k}} - \eta_{исдет} + 1 \right)}.$$

Температура воздуха на входе в детандер равна

$$T_3 = T_4 \left[ 1 - \left( 1 - \frac{1}{\pi_{сж}^{(k-1)/k}} \right) \eta_{исдет} \right]^{-1}.$$

Теплопроизводительность ВТНУ рассчитывается следующим образом

$$Q_{тн} = G c_p (T_2 - T_3) = G c_p \bar{\eta}_{потр} (T_2 - T_{потр}).$$

Эффективная мощность компрессора и детандера определяется по формулам:

$$N_{\text{км}}^e = \frac{Gc_p(T_2 - T_1)}{\eta_{\text{мкм}}},$$

$$N_{\text{дет}}^e = Gc_p(T_3 - T_4)\eta_{\text{мдет}},$$

где  $\varepsilon_{\text{мкм}}$  и  $\varepsilon_{\text{мдет}}$  – механический КПД соответственно компрессора и детандера.

Мощность электропривода находится как

$$N_{\text{эд}} = \frac{N_{\text{км}}^e - N_{\text{дет}}^e}{\eta_{\text{эд}}}, \quad (3.1)$$

где  $\varepsilon_{\text{эд}}$  – КПД электропривода.

Коэффициент преобразования ВТНУ согласно (3.1) равен

$$COP_h = \frac{Q_{\text{тн}}}{N_{\text{км}}^e - N_{\text{дет}}^e} \eta_{\text{эд}}.$$

Эксергия потока воздуха в  $i$ -ой точке цикла определяется следующим образом [79]:

$$E_i = G \left[ c_p T_{\text{ос}} \left( \frac{T_i}{T_{\text{ос}}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - \frac{\ln(T_i/T_{\text{ос}})}{T_i/T_{\text{ос}} - 1} \right) + RT_{\text{ос}} \ln \left( \frac{P_i}{P_{\text{ос}}} \right) \right],$$

где  $T_{\text{ос}}$ ,  $P_{\text{ос}}$  – температура и давление окружающей среды.

Деструкции эксергии в элементах ВТНУ рассчитываются по следующим зависимостям:

– в компрессоре и детандере соответственно:

$$E_{D_{\text{км}}} = N_{\text{км}}^e \eta_{\text{мкм}} + E_1 - E_2;$$

$$E_{D_{\text{дет}}} = E_3 - E_4 - N_{\text{дет}}^e / \eta_{\text{мдет}};$$

– в теплообменниках соответственно:

$$E_{D_{\text{ТО}}}^{\text{потр}} = E_2 - E_3 - \theta_{\text{потр}} Q_{\text{тн}};$$

$$E_{D_{\text{ТО}}}^{\text{нпт}} = E_4 - E_1 - \theta_{\text{нпт}} Q_0,$$

где  $\zeta_{\text{потр}}$ ,  $\zeta_{\text{нпт}}$  – температурный фактор Карно для теплообменников приемника и источника теплоты соответственно. Необходимо отметить, что при нахождении  $E_{D_{\text{ТО}}}^{\text{нпт}}$  значение  $Q_0$  подставляется со знаком « $\leftarrow$ » для соблюдения эксергетического баланса.

### 3.1.2. Поиск оптимальных условий реализации цикла воздушных теплонасосных установок

Для нахождения максимального значения  $COP_h$  можно использовать как аналитические, так и численные методы. При большом числе независимых факторов отыскание экстремума аналитическими методами представляет собой достаточно сложную задачу. Поэтому при поиске оптимальных условий реализации обратного термодинамического цикла Брайтона авторами используется метод планирования эксперимента Бокса-Уилсона [80]. Нами составлена матрица

планирования, включающая 54 отдельных численных экспериментов. В качестве независимых факторов приняты следующие: массовая теплоемкость рабочего тела в цикле  $c_p G$ ; отношение давлений в цикле  $\pi_{сж}$ ; суммарная интенсивность теплопередачи теплообменных аппаратов  $kF$ ; параметр  $u$ ; температура низкопотенциального теплоносителя  $T_{нпт}$ ; температура теплоносителя, поступающая от потребителя теплоты в ВТНУ,  $T_{потр}$ .

В табл. 3.1 приведен диапазон варьирования указанных факторов.

**Таблица 3.1.** Уровни варьирования факторов

Фактор	Минимальное значение	Максимальное значение
$c_p G$ , кВт/К	0,3	1,8
$kF$ , кВт/К	3	9
$\pi_{сж}$	5	20
$u$	0,2	0,7
$T_{нпт}$ , К	253	283
$T_{потр}$ , К	323	363

Определение уровня варьирования факторов позволило, используя уже упомянутый метод Бокса-Уилсона, получить регрессионное уравнение для определения  $COP_h$

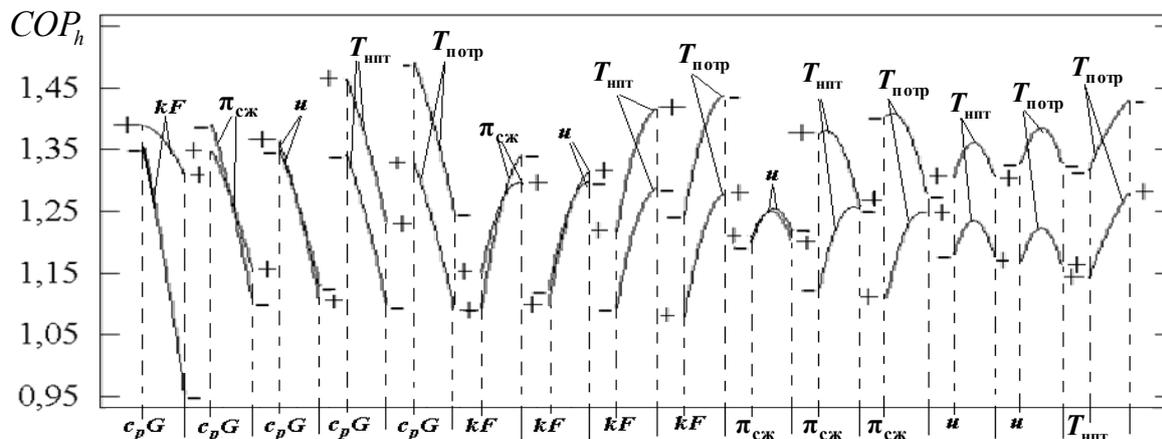
$$\begin{aligned}
 COP_h = & -1,98368 - 0,43325 \cdot c_p G + 0,0483264 \cdot kF + 0,018949 \cdot \pi_{сж} + \\
 & + 0,929083 \cdot u + 0,0312745 \cdot T_{нпт} - 0,00597708 \cdot T_{потр} - 0,0274074 \cdot c_p G^2 + \\
 & + 0,0355556 \cdot c_p G \cdot kF + 0,00422222 \cdot c_p G \cdot \pi_{сж} - 0,0533333 \cdot c_p G \cdot u + \\
 & + 0,000222222 \cdot c_p G \cdot T_{нпт} + 0,0000833333 \cdot c_p G \cdot T_{потр} - 0,00490741 \cdot kF^2 - \\
 & - 0,00116667 \cdot kF \cdot \pi_{сж} + 0,0133333 \cdot kF \cdot u + 0,0000277778 \cdot kF \cdot T_{нпт} + \\
 & + 0,0000208333 \cdot kF \cdot T_{потр} - 0,000807407 \cdot \pi_{сж}^2 - 0,00333333 \cdot \pi_{сж} \cdot u - \\
 & - 0,000544444 \cdot \pi_{сж} \cdot T_{нпт} + 0,000441667 \cdot \pi_{сж} \cdot T_{потр} - 0,926667 \cdot u^2 + \\
 & + 0,0 \cdot u \cdot T_{нпт} - 0,00025 \cdot u \cdot T_{потр} - 0,0000518519 \cdot T_{нпт}^2 + \\
 & + 0,0000208333 \cdot T_{нпт} \cdot T_{потр} - 0,0000135417 \cdot T_{потр}^2.
 \end{aligned} \tag{3.2}$$

Для статистической обработки результатов численного эксперимента применяется стандартный программный пакет «Statgraphics Plus 3.0». Решение уравнения (3.2) с использованием стандартных процедур [80] позволяет оценить как влияние отдельных независимых факторов на  $COP_h$ , так и влияние их сочетаний.

Здесь следует отметить один важный аспект, касающийся отсутствия в числе варьлируемых факторов таких показателей, как изоэнтропный КПД компрессора  $\varepsilon_{искм}$  и изоэнтропный КПД детандера  $\varepsilon_{идет}$ . С целью сокращения числа независимых варьлируемых факторов расчеты циклов проведены при фиксиро-

ванных значениях этих параметров ( $\varepsilon_{искм} = \varepsilon_{исдет} = 0,95$ ). Поэтому степень их влияния на  $COP_h$  не оценивается. Хотя это влияние есть, и, как показано будет ниже, оно достаточно существенное.

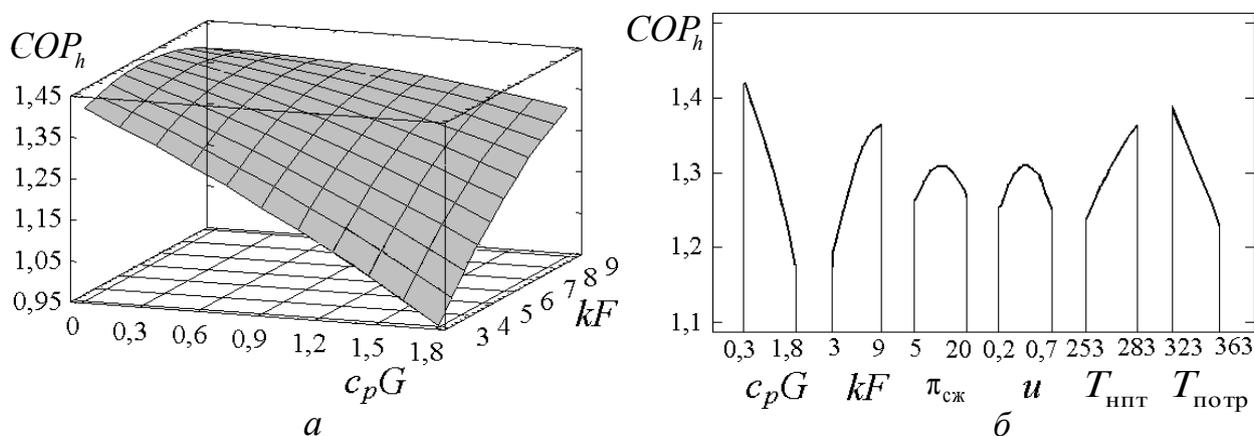
На рис. 3.2 показан эффект взаимодействия факторов при их совместном влиянии на  $COP_h$ .



**Рис. 3.2.** Эффект взаимодействия факторов при их совместном влиянии на  $COP_h$

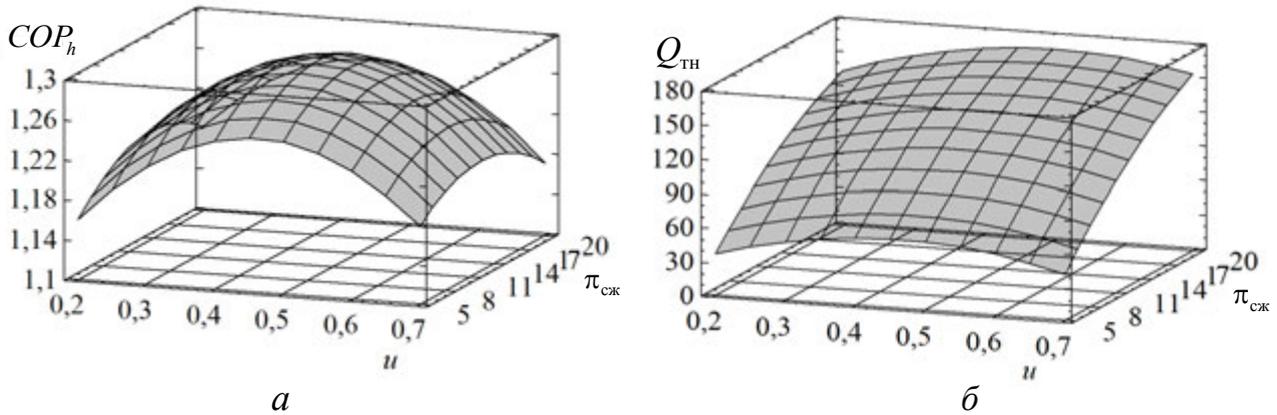
Знак «-» на рис. 3.2 означает, что фактор зафиксирован на нижнем (минимальном) уровне (см. табл. 3.1), а знак «+» соответственно – на верхнем (максимальном) уровне. Как можно видеть, выбор уровня варьирования факторов оказывает существенное влияние на характер изменения  $COP_h$ . Так, например, эффект взаимодействия факторов  $c_pG$  и  $kF$  на  $COP_h$  при фиксировании  $kF$  на нижнем уровне варьирования ( $kF = 3$  кВт/К) значительно больше, чем на верхнем уровне (когда  $kF = 9$  кВт/К). Анализ эффекта взаимодействия факторов  $\pi_{сж}$  и  $T_{нпт}$ ,  $\pi_{сж}$  и  $T_{потр}$  показывает, что в зависимости от уровня варьирования имеет место вообще противоположный характер изменения  $COP_h$ . Когда эти факторы находятся на нижнем уровне,  $COP_h$  увеличивается, а на верхнем – уменьшается.

На рис. 3.3 представлены результаты анализа основных варьируемых факторов на  $COP_h$ .



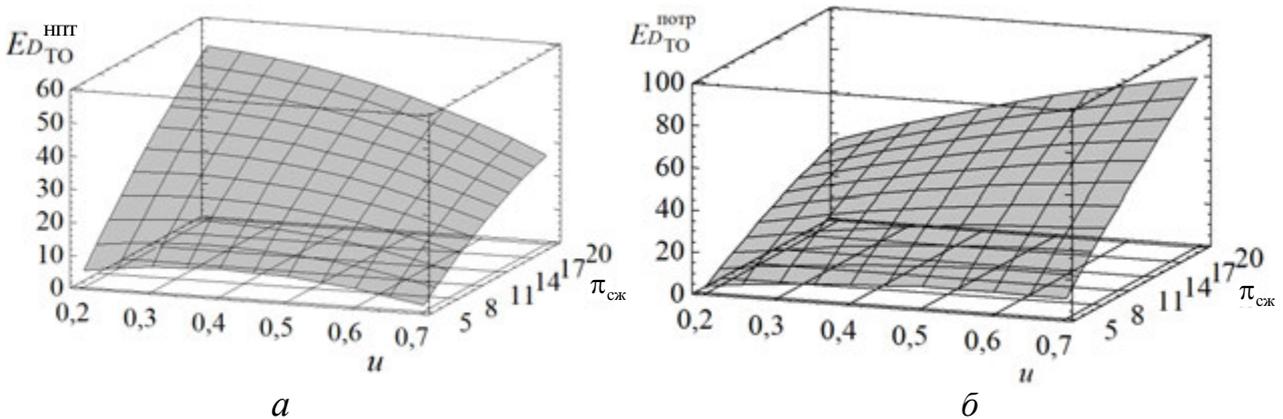
**Рис. 3.3.** Анализ влияния факторов на  $COP_h$ :  
а – поверхность отклика; б – влияние факторов на  $COP_h$

На рис. 3.4 показан характер изменения  $COP_h$  и  $Q_{тн}$  в зависимости от  $u$  и  $\pi_{сж}$  при фиксированных значениях  $T_{нпт} = 283$  К,  $T_{потр} = 363$  К,  $\varepsilon_{искм} = \varepsilon_{исдет} = 0,95$ ,  $Gc_p = 1,8$  кВт/К,  $kF = 9$  кВт/К. Как можно видеть, при определенном сочетании  $u$  и  $\pi_{сж}$  величины  $COP_h$  и  $Q_{тн}$  имеют максимумы.



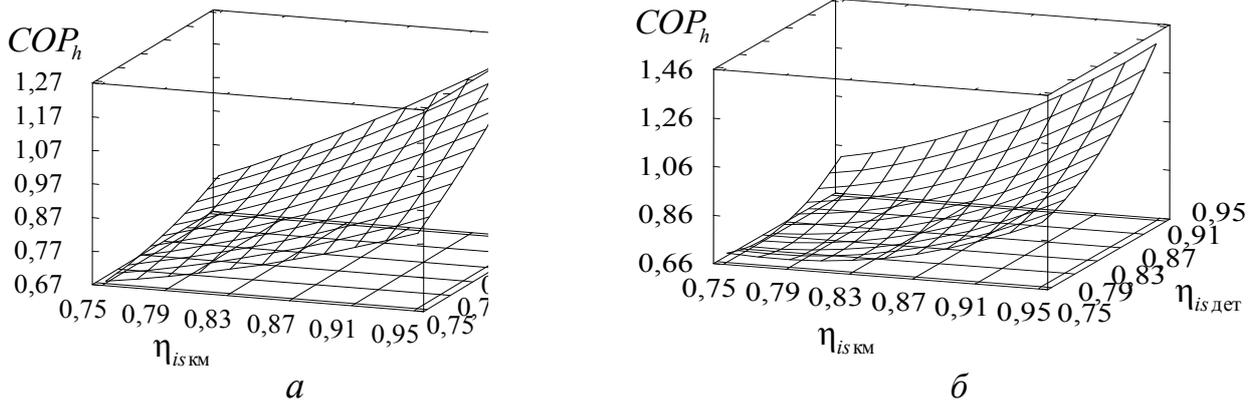
**Рис. 3.4.** Характер изменения  $COP_h$  (а) и  $Q_{тн}$  (б) в зависимости от  $u$  и  $\pi_{сж}$

Для выявления причин возникновения максимума  $COP_h$  (рис. 3.4) авторами проведен эксергетический анализ ВТНУ с определением деструкций эксергии в каждом элементе. Как и предполагалось, причиной максимума  $COP_h$  является различный характер изменения деструкций эксергии в теплообменниках источника и приемника теплоты (рис. 3.5).



**Рис. 3.5.** Изменение деструкции эксергии в теплообменниках ВТНУ в зависимости от  $u$  и  $\pi_{сж}$ : а – теплообменник на стороне источника теплоты; б – теплообменник на стороне приемника теплоты

Влияние  $\varepsilon_{искм}$  и  $\varepsilon_{исдет}$  на  $COP_h$  показано на рис. 3.6, анализируя который, можно видеть, что  $COP_h$  значительно более существенно зависит от  $\varepsilon_{исдет}$ . Анализ влияния  $\varepsilon_{искм}$  и  $\varepsilon_{исдет}$  на  $COP_h$  при изменении  $T_{нпт}$  в диапазоне от 250 до 290 К показывает, что с понижением  $T_{нпт}$  влияние  $\varepsilon_{искм}$  и  $\varepsilon_{исдет}$  на  $COP_h$  только усиливается.



**рис. 3.6.** изменение  $COP_h$  в зависимости от  $\epsilon_{искм}$  и  $\epsilon_{исдет}$  при заданных:

*а* –  $T_{нпт} = 263$  К и  $T_{потр} = 363$  К;  $\epsilon_{мкм} = 0,98$ ;  $\epsilon_{мдет} = 0,98$ ;  $\epsilon_{эд} = 0,98$ ;

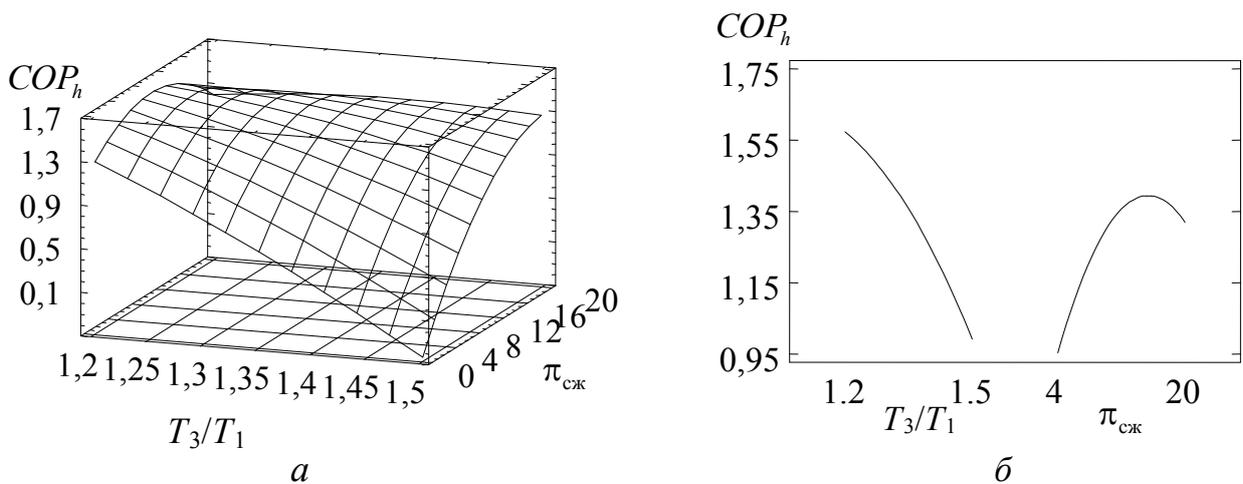
*б* –  $T_{нпт} = 290$  К и  $T_{потр} = 363$  К;  $\epsilon_{мкм} = 0,98$ ;  $\epsilon_{мдет} = 0,98$ ;  $\epsilon_{эд} = 0,98$

На рис. 3.7 приведена поверхность отклика для  $COP_h$  на изменение степени повышения давления  $\sigma$  и степени сжатия в цикле  $\pi_{сж}$ . Величина  $\sigma = T_3/T_1$ , где  $T_3$  – температура на входе в детандер,  $T_1$  – температура на входе в компрессор. Из связи параметров в характерных точках цикла ВТНУ следует, что формально значение  $\sigma$  может задаваться произвольно, поскольку оно не связано с величинами  $\epsilon_{искм}$ ,  $\epsilon_{исдет}$  и  $\pi_{сж}$ .

Регрессионное уравнение для  $COP_h$  в зависимости от  $\sigma$  и  $\pi_{сж}$  имеет следующий вид:

$$COP_h = 1,56761 + 3,69278\sigma - 0,255188\pi_{сж} - 3,27407\sigma^2 + 0,267083\sigma\pi_{сж} - 0,00343229\pi_{сж}^2 \quad (3.3)$$

изменения  $\sigma$  и  $\pi_{сж}$ , указанных

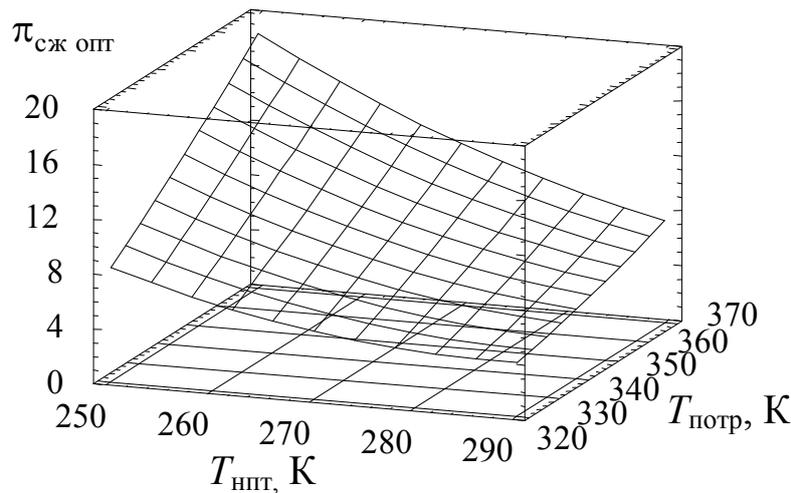


**Рис. 3.7.** Изменение коэффициента преобразования  $COP_h$  в зависимости от  $T_3/T_1$  и  $\pi_{сж}$  при заданных  $\epsilon_{искм} = 0,95$ ;  $\epsilon_{исдет} = 0,95$ ;  $\epsilon_{мкм} = 0,98$ ;  $\epsilon_{мдет} = 0,98$ ;  $\epsilon_{эд} = 0,98$ :  
*а* – поверхность отклика; *б* – влияние факторов на  $COP_h$

При отыскании оптимальной степени сжатия  $\pi_{сж\text{ опт}}$  ограничением при варьировании  $\sigma$  является условие  $\eta_{искм}(\zeta - 1)/(\pi_{сж}^{(k-1)/k} - 1) < 1$ , обеспечивающее положительное значение  $COP_h$ . При заданных  $\varepsilon_{искм}$  и  $\varepsilon_{исдет}$  необходимо соблюдение следующего условия  $\zeta < 1 + \frac{\pi_{сж}^{(k-1)/k}}{\eta_{искм}}$ , где  $k$  – показатель адиабаты.

ИКЛЕ

$\pi_{сж}$



$\varepsilon_{искм}$   $\varepsilon_{исдет}$   $\varepsilon_{искм}$   $\varepsilon_{исдет}$   $\varepsilon_{искм}$   $\varepsilon_{исдет}$   $\varepsilon_{искм}$   $\varepsilon_{исдет}$

Соответствующее регрессионное уравнение имеет следующий вид:

$$\pi_{сж\text{ опт}} = -31,3505 - 0,644815 T_{нпт} + 0,749167 T_{потр} + 0,00296296 T_{нпт}^2 + 0,00333333 T_{нпт} T_{потр} + 0,000416667 T_{потр}^2$$

Уравнение справедливо для диапазонов изменения  $T_{нпт} = 250 \div 290$  К и  $T_{потр} = 323 \div 363$  К.

Таким образом, предложенная методика расчета и оптимизации обратного цикла Брайтона позволила получить регрессионное уравнение для нахождения коэффициента преобразования ВТНУ  $COP_h$ , учитывающее взаимосвязанное влияние на эффективность известных термодинамических характеристик, таких как  $\pi_{сж}$ ,  $T_{нпт}$ ,  $T_{потр}$ , и параметров  $c_p G$ ,  $kF$ ,  $u$ , определяющих так называемый масштабный фактор установки. Обнаружено наличие максимума для  $COP_h$  при взаимосвязанном влиянии факторов  $u$  и  $\pi_{сж}$ .

Далее представлена методика термоэкономического анализа воздушных теплонасосных установок и холодильных машин, базирующаяся на теории эксергетической стоимости.

### 3.2. Термодинамический анализ воздушной холодильной машины на основе теории эксергетической стоимости

Разработка нового поколения воздушных холодильных машин и тепловых насосов, конкурентоспособных по сравнению с парокомпрессорными машинами, в принципе невозможна без проведения на этапе проектирования углубленного термодинамического анализа. Такой анализ способен определить, какой из элементов системы является основным источником эксергетических потерь с учетом их неэквивалентности и взаимосвязи в системе. На ранних этапах разработки системы термодинамический анализ позволяет скорректировать принятые технические решения или же указать на их бесперспективность. При эксплуатации установки он способен выявить в схеме «проблемные элементы», имеющие повышенное удельное потребление эксергии.

Углубленный термодинамический анализ выделяет в цикле термотрансформатора экзогенную и эндогенную части деструкции эксергии [81, 82, 44]. Эндогенная деструкция эксергии  $E_{D,k}^{EN}$  связана исключительно с несовершенством  $k$ -го элемента схемы, а экзогенная часть деструкции эксергии  $E_{D,k}^{EX}$ , возникающая в том же  $k$ -ом элементе, зависит от наличия необратимостей в других элементах схемы.

Анализу  $E_{D,k}^{EN}$  и  $E_{D,k}^{EX}$  в холодильных парокомпрессионных циклах посвящена работа [81]. Используя принцип термодинамической идеализации процессов, авторами предложен метод построения, так называемых, гибридных циклов. Для нахождения  $E_{D,k}^{EN}$  предполагается, что в гибридном цикле все остальные процессы, кроме рассматриваемого, должны быть идеализированы. Недостатком метода гибридных циклов является игнорирование структуры схемы. Этим методом можно выявить  $E_{D,k}^{EN}$  и  $E_{D,k}^{EX}$  только в основных элементах, оказывающих влияние на конфигурацию цикла. Учесть влияние на цикл дополнительных элементов не представляется возможным. В усложненных схемах, содержащих, например, регенеративный теплообменник, экономайзер, промежуточные сосуды, а также использующих многократное дросселирование рабочего вещества, построение гибридных циклов проблематично, что затрудняет процесс нахождения  $E_{D,k}^{EN}$  и  $E_{D,k}^{EX}$ .

В работе [82] авторами предложен, так называемый, инженерный метод нахождения  $E_{D,k}^{EN}$  и  $E_{D,k}^{EX}$  в газотурбинных и холодильных циклах. Для определения  $E_{D,k}^{EN}$  и  $E_{D,k}^{EX}$  используется регрессионный анализ. По результатам строится графическая зависимость, которая показывает, как изменение эксергетических потерь в других элементах схемы  $E_D^{oct}$  (за исключением рассматриваемого элемента) сказывается на суммарных потерях в системе  $E_D^{cym}$ . Зависимость  $E_D^{cym} = f(E_D^{oct})$  линейная и описывается регрессионным уравнением  $y = bx + c$ , где  $c \equiv E_{D,k}^{EN}$ . Для получения зависимости  $E_D^{cym} = f(E_D^{oct})$  проводится расчет установки при варьировании некоего определяющего параметра в элементе. При

этом каждый раз должен варьироваться параметр процесса, влияющий на деструкцию эксергии в рассматриваемом элементе. Это требует проведения большого числа многовариантных расчетов.

При ограниченности (недостаточности) исходной информации относительно степени влияния эксергетического КПД каждого процесса на эффективность всей системы в работе [44] предложена следующая методика расчета  $E_{D,k}^{EN}$  и  $E_{D,k}^{EX}$ .

Для определения  $E_{D,k}^{EN}$  и  $E_{D,k}^{EX}$  в  $k$ -ом элементе методом линейной регрессии строятся зависимости между эксергетическими КПД всех элементов холодильной машины, суммарными потерями  $E_D^{сум}$  в системе и потерями в остальных элементах  $E_D^{ост} = E_D^{сум} - E_{D,k}$ . Под остальными элементами понимаются все основные устройства системы, кроме рассматриваемого  $k$ -го элемента. Далее по полученным зависимостям, фиксируя значения всех КПД, определяются значения  $E_D^{ост}$  при варьируемых  $E_{D,k}^{сум}$  для  $k$ -го элемента и строятся линейные зависимости  $E_D^{сум}$  от  $E_D^{ост}$ , соответствующие рассматриваемым режимам. Таким образом, авторы дважды пользуются методом линейной регрессии, вначале для получения зависимости  $E_D^{ост} = f(E_D^{сум}, \varepsilon_{\text{эксисп}}, \varepsilon_{\text{экскм}}, \varepsilon_{\text{экскд}})$ , а затем для нахождения коэффициентов уравнения  $E_D^{сум} = b E_D^{ост} + E_{D,k}^{EN}$  в каждом режиме.

В целом недостатком инженерного метода является допущение о постоянстве эксергетического КПД рассматриваемого элемента при построении зависимости  $E_D^{сум} = f(E_D^{ост})$ . В действительности же эксергетические КПД  $\varepsilon_{\text{экск}}$  элементов связаны между собой сложными нелинейными зависимостями.

В работе [83] рассмотрен альтернативный подход к определению эндогенной и экзогенной деструкций эксергии, в основе которого лежит теория эксергетической стоимости *А. Валеро* и *М. Лозано*. Теория эксергетической стоимости [84] была разработана для термоэкономической диагностики энергопреобразующей системы и выявления причин дополнительного потребления ресурсов системой вследствие неэффективности какого-либо из её элементов. Теория основана на общеэкономических принципах представления технической системы, таких как ресурс, структура, эффективность и целевое назначение. В ней учитывается неэквивалентность и взаимозависимость эксергетических потерь в каждом элементе, а также влияние потерь на суммарную затрату эксергии. Для определения  $E_{D,k}^{EN}$  и  $E_{D,k}^{EX}$  формируется термоэкономическая модель производственной структуры, которая включает в себя набор соотношений, описывающих преобразование эксергии. Эта модель является основой для определения потерь эксергии, связанных с каждым потоком, и оценки эффективности всей системы. Модель отражает топологию процессов преобразования эксергии, а не техническую топологию самой системы. Производственная структура энергопреобразующей системы представляется в виде функциональной схемы, в которой потоки эксергии на входе и выходе из элемента подразделяются по качественному признаку на «топливо» и «продукт». Взаимосвязь между элемента-

ми производственной структуры идентифицируется на основе их функциональной связи. Для расчета потерь эксергии используется матричная форма записи эксергетических балансов и метод графов для их решения. Путем определения ресурса, потребляемого элементом (его «топлива»), и выделения его «продукта», выражаемого через эксергию связанных материальных или энергетических потоков, выявляется дополнительный расход «топлива» всей системы, вызванный аномальной работой конкретного элемента схемы. При этом используется несколько другая терминология, отличная от терминологии метода гибридных циклов. Так, вместо эндогенной и экзогенной составляющих деструкции эксергии, вводятся понятия аномалии и дисфункции. Аномалия (аналог эндогенной деструкции) связана исключительно с увеличением удельного потребления «топлива» в рассматриваемом элементе по сравнению с эталонным режимом. Дисфункция (аналог экзогенной деструкции) связана с присутствием аномалий в других элементах, которые вызывают в свою очередь изменение «продукта» рассматриваемого элемента.

В более ранней работе [85], посвященной разработке на основе теории эксергетической стоимости методики термоэкономической диагностики, авторами определялась только эндогенная деструкция эксергии и, так называемая, структурная необратимость. Развивая этот подход, в работе [86] при определении дисфункции стали выделять доли аномалий, которые связаны с неэффективностью остальных элементов схемы. Отметим ряд недоработок метода. Одним из его «слабых мест» является то, что результаты анализа целиком зависят от способа декомпозиции эксергетических потоков. Присвоение каждому потоку эксергии функции «топлива» или его «продукта» в ряде случаев базируется на субъективных представлениях авторов относительно функционального назначения элемента в схеме. Не сформулированы четкие правила для назначения потоку функции «топлива» или «продукта». Во многом дискуссионным остается вопрос распределения «остатков» [87], т.е. тех потоков эксергии, на которые затрачивается эксергия «топлива» системы, но «продукт» которых (в виде увеличения эксергии потока) отводится из системы в окружающую среду без полезного использования. Упрощенно можно сказать, что остаточный поток – это побочный «продукт» системы, отводимый в окружающую среду с помощью элемента-диссипатора (конденсатор, градирня, теплообменник-газоохладитель). В работе [87] утверждается, что для простых замкнутых циклов распределение затрат, связанных с остаточным потоком, должно проводиться пропорционально приращению энтропии в каждом элементе. В то же время, для сложных и открытых циклов это распределение следует проводить пропорционально изменению эксергии «топлива» каждого элемента.

Отметим также, что формализация результатов эксергетического анализа, а именно перевод их в «практическую плоскость», не осуществлена ни в одном из упомянутых подходов. Очевидно, что предметная область использования результатов углубленного эксергетического анализа – это система экспертного мониторинга эффективности установки. Однако здесь возникают трудности, во

многим связанным с правильной интерпретацией результатов и пониманием того, что делать дальше с этими результатами? Важно отметить, что сама эксергетическая стоимость (удельное потребление эксергии элементом) не является реально контролируемым параметром. Её нельзя измерить как температуру или давление, массовый расход, хотя она ими определяется. Это проявляющееся свойство системы, другими словами – системный эффект, который зависит от качества структурных связей между элементами в технологической схеме термотрансформатора. Увеличение эксергетической стоимости проявляется в виде дополнительного потребления ресурсов системы для компенсации возникшей в элементе аномалии. Для получения грамотных рекомендаций по усовершенствованию схемы термотрансформатора необходимо потребление эксергии «топлива» каждым элементом связать с конкретным параметром, влияющим на эффективность процесса, например, с изоэнтропным КПД компрессора, температурным напором в теплообменнике, с его гидравлическим сопротивлением и т.д. Установить такую связь аналитическими методами нельзя ввиду многофакторности этой задачи. Единственно возможным способом установления указанной взаимосвязи является статистическая обработка данных многовариантных расчетов с использованием термоэкономической модели.

Таким образом, можно констатировать, что за исключением подхода, в основе которого лежит теория эксергетической стоимости, все остальные подходы не дают целостной картины термодинамического анализа. Они ориентированы только на решение конкретной частной задачи определения экзогенной и эндогенной составляющих деструкции эксергии в элементе. Для рационального проектирования систем термотрансформации важно учитывать также и подведенную к системе энергию, необходимую для компенсации деструкции эксергии.

В связи с вышеизложенным представляется актуальной разработка методики углубленного термодинамического анализа ВХМ на основе теории эксергетической стоимости, которая позволит учесть неэквивалентность потерь эксергии на разных участках процесса термотрансформации.

Использование теории эксергетической стоимости формализует процесс построения термоэкономической модели системы, позволяя строить модели отдельных процессов со сложной топологией, одновременно снижая возможную вероятность субъективных ошибок при разработке системы.

Для достижения поставленной цели необходимо:

- разработать параметрический потоковый граф, эквивалентно отображающий структурную топологию одноступенчатой схемы ВХМ и её свойства;
- выполнить факторный анализ влияния изоэнтропных КПД турбокомпрессора и турбодетандера, а также температуры окружающей среды на эксергетические показатели ВХМ;
- получить соответствующие обобщенные зависимости показателей эксергетической эффективности элементов и системы в целом от варьируемых факторов.

### 3.2.1. Общий принцип построения термозкономической модели воздушной холодильной машины

Для определения аномалий и дисфункций в элементах системы, а также эксергетической стоимости потоков эксергии, необходим сравнительный анализ двух режимов эксплуатации установки: эталонного и реального. Реальный режим характеризуется наличием аномалий в работе элементов, возникших при эксплуатации установки. В качестве эталонного выбран режим, полученный в результате процедуры термодинамической идеализации процессов, которая предполагает устранение технических потерь эксергии в элементах. Правила устранения технических потерь при проведении идеализации циклов рассмотрены в работе [44]. Согласно этим правилам при построении идеализированного эталонного цикла ВХМ принимается равенство единице значений изоэнтропных КПД компрессора и детандера. Также исключаются из рассмотрения минимальные температурные напоры в теплообменных аппаратах. Обязательным условием анализа является наличие одинакового «продукта» установки (эксергетической холодопроизводительности) для обоих режимов. Для расчета параметров воздуха в характерных точках цикла используются рекомендации работы [4]. Эксергии потоков рассчитываются по методике, представленной в работе [88].

Основные положения методики заключаются в следующем. При определении эксергетической стоимости каждого потока эксергии с учетом рекомендации работы [89] выделяется целевое назначение входящего или выходящего из  $k$ -го элемента потока по признаку «топливо  $F$ » – «продукт  $P$ ».

На рис. 3.9 представлена схема декомпозиции эксергетических потоков в воздушной холодильной машине, работающей по обратному циклу Брайтона.

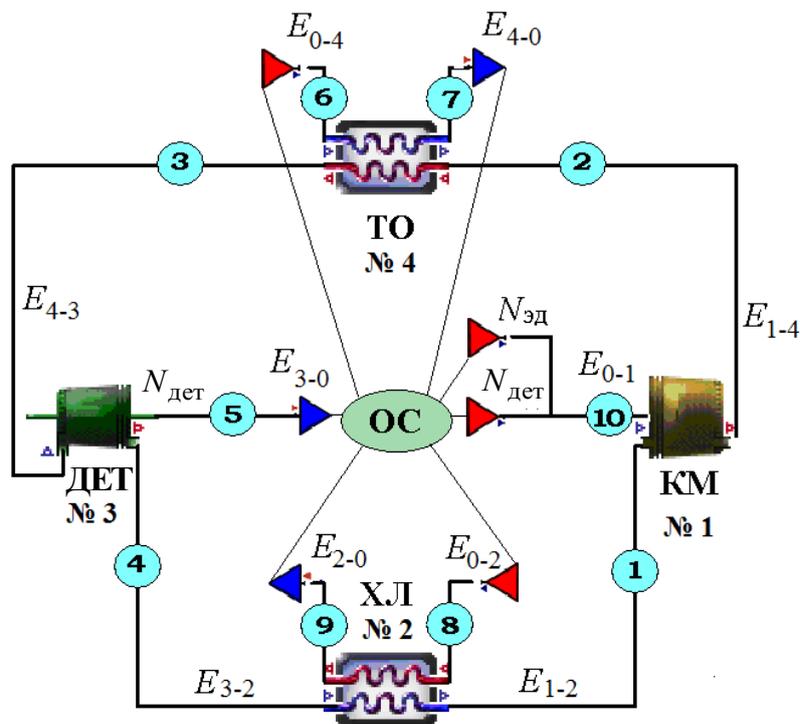


Рис. 3.9. Схема декомпозиции эксергетических потоков в ВХМ

На рис. 3.9 приняты следующие обозначения: КМ – компрессор; ТО – теплообменник; ДЕТ – детандер; ХЛ – холодильник; ОС – окружающая среда; № 1, 2, 3, 4 – порядковые номера элементов;  $E$  – эксергия, 1-ый подстрочный индекс обозначает номер элемента, из которого выходит  $E$ , 2-ой – в который входит  $E$ ;  $E_{2-0}$ ,  $E_{0-2}$  – эксергия воздуха на входе и выходе из холодильника;  $E_{0-4}$ ,  $E_{4-0}$  – эксергия воздуха на входе и выходе из теплообменника;  $N_{эд}$  – мощность электропривода, подведенная к КМ с учетом мощности, выработанной ДЕТ  $N_{дет}$ . Сумма  $N_{эд}$  и  $N_{дет}$  составляет эксергетический поток  $E_{0-1}$ , равный, как следует из (3.1), потребляемой мощности КМ  $N_{км}$ .

Разделение эксергетических потоков, соответствующих схеме (см. рис. 3.9), представлено в табл. 3.2.

**Таблица 3.2.** Разделение эксергетических потоков по принципу «топливо» и «продукт» для воздушной холодильной машины

Поток	$E$ , кВт	Выход	$F/P$	Вход	$F/P$
1	$E_{2-1}$	ХЛ	$F$	КМ	$P$
2	$E_{1-4}$	КМ	$P$	ТО	$F$
3	$E_{4-3}$	ТО	$F$	ДЕТ	$F$
4	$E_{3-2}$	ДЕТ	$F$	ХЛ	$F$
5	$N_{дет}$	ДЕТ	$P$	ОС	$F$
6	$E_{0-4}$	ОС	$P$	ТО	$P$
7	$E_{4-0}$	ТО	$P$	ОС	$F$
8	$E_{0-2}$	ОС	$P$	ХЛ	$P$
9	$E_{2-0}$	ХЛ	$P$	ОС	$F$
10	$N_{эд} + N_{дет}$	ОС	$P$	КМ	$F$

Уравнение баланса эксергии для  $k$ -го элемента можно записать в следующем виде

$$F_k - P_k - R_k = E_{D,k}, \quad (3.4)$$

где  $F_k$  и  $P_k$  – соответственно «топливо» и «продукт»  $k$ -го элемента;  $R_k$  – потоки «остатки»;  $E_{D,k}$  – деструкция эксергии в элементе. «Продукты» диссипативных элементов являются остаточными потоками. В схеме ВХМ (см. рис. 3.9) диссипативный элемент – это теплообменник (ТО).

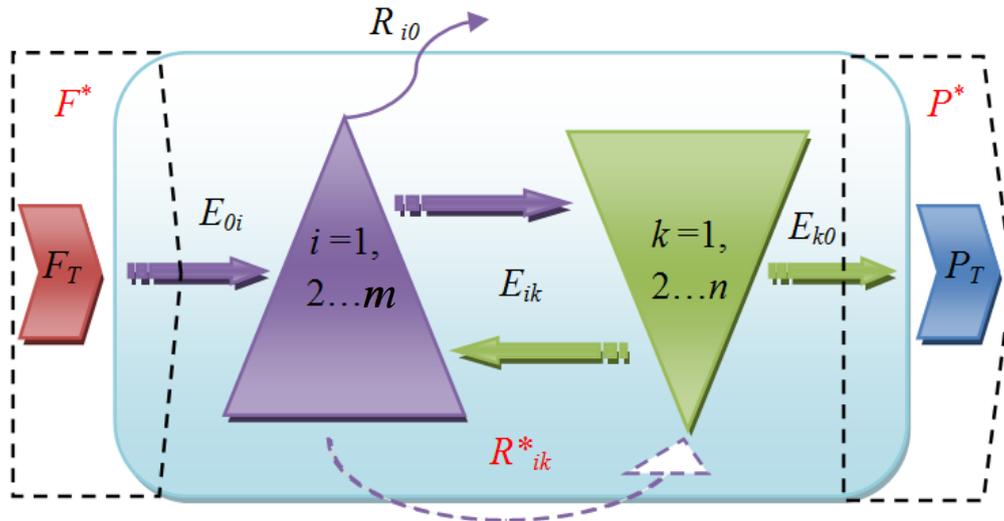
На рис. 3.10 представлены потоки эксергии, входящие в  $k$ -ый элемент из  $i$ -ых элементов ( $i = 1, 2, \dots, m$ ) и в/из окружающей среды. Также на рисунке показано распределение потоков «остатков» среди тех элементов, в которых была затрачена эксергия на их производство.

Выражение для потока «топлива»  $k$ -го элемента записывается как

$$F_k = E_{0k} + \sum_{i=1}^m E_{ik},$$

где  $E_{0k}$  – потоки эксергии, поступающие в систему от внешних источников;  $E_{ik}$  – потоки эксергии, являющиеся «продуктами» других элементов и поступающие в  $k$ -ый элемент в виде «топлива». При этом 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 (рис. 3.10).



**Рис. 3.10.** Обобщенная схема изображения целевых потоков эксергии в установке

«Продукт» элемента равен

$$P_k = E_{k0} + \sum_{k=1}^n E_{ki},$$

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 в элементе определяется как отношение «топлива» к его «продукту»

$$k_k = \sum_{i=0}^m k_{ik} = F_k / P_k,$$

где  $k_{ik} = E_{ik} / P_k$ .

Поскольку анализ проводится путем сравнения эталонного и реального режимов, представив уравнения (3.4) в виде

$$\Delta F_k = F_k - F_k^0 = (P_k - P_k^0) + (E_{D,k} - E_{D,k}^0) + (R_k - R_k^0), \quad (3.5)$$

можно определить перерасход «топлива» в  $k$ -ом элементе. В (3.5) надстрочным индексом «0» обозначен эталонный режим.

Изменение деструкции эксергии в реальном режиме по сравнению с эталонным  $\Delta E_{D,k} = (E_{D,k} - E_{D,k}^0)$  представляет собой устранимую составляющую деструкции  $E_{D,k}$ , т.к. в эталонном режиме все потери считаются неустраняемыми. В свою очередь, устранимая составляющая деструкции эксергии подразделяется на эндогенную и экзогенную части:

$$\Delta E_{D,k} = E_{D,k}^{EN} + E_{D,k}^{EX} = P_k^0 \Delta k_k + (k_k - 1) \Delta P_k.$$

Пользуясь терминологией теории эксергетической стоимости, эндогенную составляющую деструкции эксергии  $E_{D,k}^{EN}$  в дальнейшем будем называть аномалией в элементе и определять по формуле

$$MF_k = P_k^0 \Delta k_k = \sum_{i=0}^m MF_{ik} = \sum_{i=0}^m \Delta k_{ik} P_k^0,$$

где  $\Delta k_{ik}$  – изменение удельного потребления эксергии в элементе по сравнению с эталонным режимом;  $P_k^0$  – «продукт» элемента в эталонном режиме.

Экзогенная составляющая деструкции эксергии  $E_{D,k}^{EX}$  или дисфункция определяется следующим образом

$$DF_k = \sum_{i=0}^m (k_{P,k}^* - 1) \Delta k_{ki} P_i^0,$$

где  $k_{P,k}^*$  – удельная эксергетическая стоимость «продукта»  $k$ -го элемента, которая определяется с учетом эксергетической стоимости других элементов  $k_{P,i}^*$  ( $i \neq k$ ), а также с учетом затраченной эксергии на производство «продукта» диссипативного элемента  $\rho_{ik}$ :

$$k_{P,k}^* = k_{0k} + \sum_{i=0}^m k_{P,i}^* (k_{ik} + \rho_{ik}). \quad (3.6)$$

Если поток  $E_{ik}$  относится к «продукту»  $i$ -го элемента, то по правилу эксергетической стоимости [83, 84]  $k_{ik}^* = k_{P,i}^*$ , где  $k_{ik}^* = E_{ik}^* / E_{ik}$  – удельная эксергетическая стоимость, которая равна эксергии, потребленной элементом для производства 1 кВт его «продукта», кВт/кВт;  $E_{ik}^*$  – эксергетическая стоимость потока  $E_{ki}$ .

В выражении (3.6)  $\rho_{ik}$  определяет долю «остатков»  $i$ -го диссипативного элемента в стоимости  $k$ -го элемента [83]:

$$\rho_{ik} = \Psi_{ki} \frac{P_k}{P_i},$$

где  $\Psi_{ki} = \frac{E_{ki}}{F_i}$  – отношение потока эксергии, входящего в диссипативный элемент, к его «топливу».

В этом случае  $P_i$  является «продуктом» диссипативного элемента и равен эксергии  $R_{i0}$ , которая отводится от диссипативного элемента в окружающую среду,  $F_i$  – «топливо» диссипативного элемента.

Стоимость «остатков», распределяемых между элементами, записывается так

$$R_{ki}^* = \Psi_{ki} R_{k0}^*.$$

При условии, что целевой «продукт» установки в эталонном и реальном режимах равны ( $\Delta P_T = 0$ ), дополнительное потребление «топлива» установкой  $\Delta F_T$  можно выразить через  $MF$  и  $DF$ :

$$\Delta F_T = \sum_{k=1}^n \left( MF_k + \sum_{i=1}^m DF_{ki} \right) = \sum_{k=1}^n MF_k^*,$$

где  $MF_k^*$  – стоимость аномалии в элементе (затраты «топлива» системы на устранение потерь эксергии в элементе).

При термоэкономической диагностике используется показатель производительности элемента [61]

$$f_k = \frac{MF_k^*}{\Delta F_T}$$

Показатель  $f_k$  позволяет оценить дополнительное потребление «топлива» системой, вызванное появлением аномалии в элементе.

### 3.2.2. Матричная форма записи эксергетических балансов

Известно, что уравнение эксергетического баланса (3.4) характеризует только наличие потерь и не отражает их взаимосвязь в различных элементах схемы. Кроме того, затраты «топлива» системы на компенсацию потерь эксергии могут быть как больше, так и меньше самих потерь в зависимости от топологии схемы, «длины пути» преобразования эксергии.

Для учета влияния структуры технологической схемы используется матричная форма записи эксергетических балансов [90]. Такой подход в значительной степени позволяет преодолеть вычислительные и методологические трудности, обусловленные структурой связей в системе и размерностью задачи. Матрица инцидентий однозначно определяет связи в поэлементной структуре ВХМ и представляет собой, по сути, математическую модель топологии структуры схемы. Число единиц в каждой строке дает локализацию элементов с разделением или смешением потоков эксергии, а знак определяет подчиненность потоков по отношению к каждому элементу [91].

Анализ преобразования эксергии проводится при помощи сигнальных графов, которые наглядно отображают причинно-следственные связи между сигналами сложной системы. Потоки эксергии здесь рассматриваются как сигналы системы [92].

Для машинного представления структурных связей схему ВХМ (см. рис. 3.9) можно представить как ориентированный граф  $D = (V; L)$ , состоящий из множества вершин  $V$  (элементы ВХМ) и множества  $L$  упорядоченных пар вершин  $i, k \in V$  (рис. 3.11).

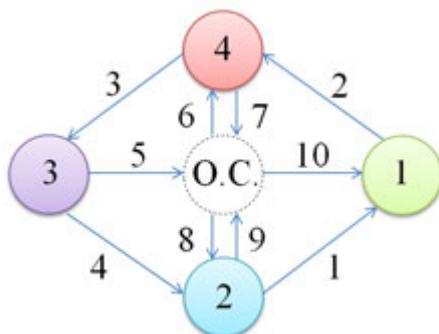


Рис. 3.11. Схема ВХМ в виде ориентированного графа

На рис. 3.11 номера, обведенные в круги, соответствует номерам вершин (элемент оборудования), а номера возле стрелок – упорядоченные пары вершин (эксергетический поток).

Связи между инцидентными элементами графа представлены матрицей  $\mathbf{A}$ . Размер матрицы составляет  $4 \times 10$  (4 основных элемента установки; 10 – потоки массы и рабочие взаимодействия). Входящий в элемент поток равен  $+1$ , а выходящий –  $-1$ .

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}.$$

Таким образом, эксергетический баланс можно записать в матричной форме как

$$\mathbf{A}\mathbf{E} = \mathbf{E}_D,$$

где  $\mathbf{E}$  – столбец, который содержит эксергию каждого потока массы и эксергию потоков теплоты и работы. Член  $\mathbf{E}_D$  – искомый вектор-столбец, элементы которого характеризуют потери эксергии в соответствующем  $k$ -ом элементе оборудования.

Представление эксергетического баланса в системе «топливо – продукт» можно представить так:

$$\begin{aligned} \mathbf{A} &= \mathbf{A}_F - \mathbf{A}_P - \mathbf{A}_R; \\ \mathbf{A}_F\mathbf{E} &= \mathbf{F}; \mathbf{A}_P\mathbf{E} = \mathbf{P}; \mathbf{A}_R\mathbf{E} = \mathbf{R}. \end{aligned}$$

Здесь  $\mathbf{A}_F$ ,  $\mathbf{A}_P$ ,  $\mathbf{A}_R$  – входные матрицы «топлива», «продуктов» и «остатков»;  $\mathbf{F}$ ,  $\mathbf{P}$ ,  $\mathbf{R}$  – векторы-столбцы, содержащие эксергии «топлива», «продуктов» и «остатков» соответственно.

Для рассматриваемой схемы ВХМ  $\mathbf{A}_F$ ,  $\mathbf{A}_P$ ,  $\mathbf{A}_R$  записываются следующим образом:

$$\begin{aligned} \mathbf{A}_F &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \\ \mathbf{A}_P &= \begin{bmatrix} -1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \\ \mathbf{A}_R &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}. \end{aligned}$$

После определения входных матриц может быть построена диагональная матрица  $\mathbf{K}_D$ , содержащая потребление эксергии в каждом элементе оборудования

$$\mathbf{F} = \mathbf{K}_D\mathbf{P}.$$

Основной тезис теории эксергетической стоимости гласит о том, что эксергетическая стоимость любого потока, будь то «топлива» или «продукта», будет равна эксергии, затраченной на его производство, т.е.  $F^* = P^*$  (см. рис. 3.10).

В матричной форме этот постулат можно записать как

$$\mathbf{A}\mathbf{E}^* = 0,$$

где  $\mathbf{E}^*$  – искомый вектор-столбец, элементы которого характеризуют эксергетическую стоимость потоков установки.

Для определения  $\mathbf{E}^*$  входную матрицу  $\mathbf{A}$  необходимо дополнить уравнениями, которые бы отражали следующие факторы:

- вводимые в установку потоки и их эксергию;
- наличие внутренних ветвлений, т.е. наличие у элемента нескольких выходов, соединенных с другим оборудованием системы;
- наличие «остатков», которые имеют нулевую эксергию в случае, если для их устранения не расходуется дополнительная эксергия, и, если расходуется – отрицательную;
- наличие побочных «продуктов».

В результате система уравнений для определения  $\mathbf{E}^*$  имеет вид

$$\mathbf{\Lambda}\mathbf{E}^* = \mathbf{\Omega}, \quad (3.7)$$

где  $\mathbf{\Lambda} = [\mathbf{A}|\mathbf{\alpha}]$  – квадратная расширенная входная матрица, состоящая из входной  $\mathbf{A}$  и внутренней  $\mathbf{\alpha}$  матриц;  $\mathbf{\Omega}$  – вектор-столбец, который включает в себя следующие элементы: эксергию входа, эксергию «продуктов», эксергию «остатков».

Для рассматриваемой ВХМ размер матрицы  $\mathbf{\alpha}$  составляет  $6 \times 10$ , и (3.7) записывается как

$$\begin{bmatrix} 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ -x_1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & -x_4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \mathbf{E}_1^* \\ \mathbf{E}_2^* \\ \mathbf{E}_3^* \\ \mathbf{E}_4^* \\ \mathbf{E}_5^* \\ \mathbf{E}_6^* \\ \mathbf{E}_7^* \\ \mathbf{E}_8^* \\ \mathbf{E}_9^* \\ \mathbf{E}_{10}^* \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ E_{10} \\ E_5 \\ E_{Q0} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}.$$

Здесь эксергетическая стоимость  $\mathbf{E}_{10}^*$  равна эксергии входящего в установку потока 10 (см. рис. 3.11). Коэффициенты пропорциональности  $x_1$  и  $x_4$  рассчитываются из баланса эксергетической стоимости потоков, а именно:

– для КМ баланс записывается как  $E_2^* - E_1^* = E_{10}^*$ , следовательно, если представить это выражение в виде  $E_2^* - x_1 E_1^* = 0$ , можно записать  $x_1 = \frac{E_2^*}{E_1^*}$ ;

– для ХЛ баланс записывается как  $E_4^* - E_1^* = E_9^* - E_8^*$ ; в этом уравнении разность эксергетических стоимостей потоков 9 и 8 равна эксергии холода  $E_{Q0}$ .

Представив это выражение в виде  $x_4 E_4^* - E_1^* = 0$ , можно записать  $x_4 = \frac{E_1^*}{E_4^*}$ .

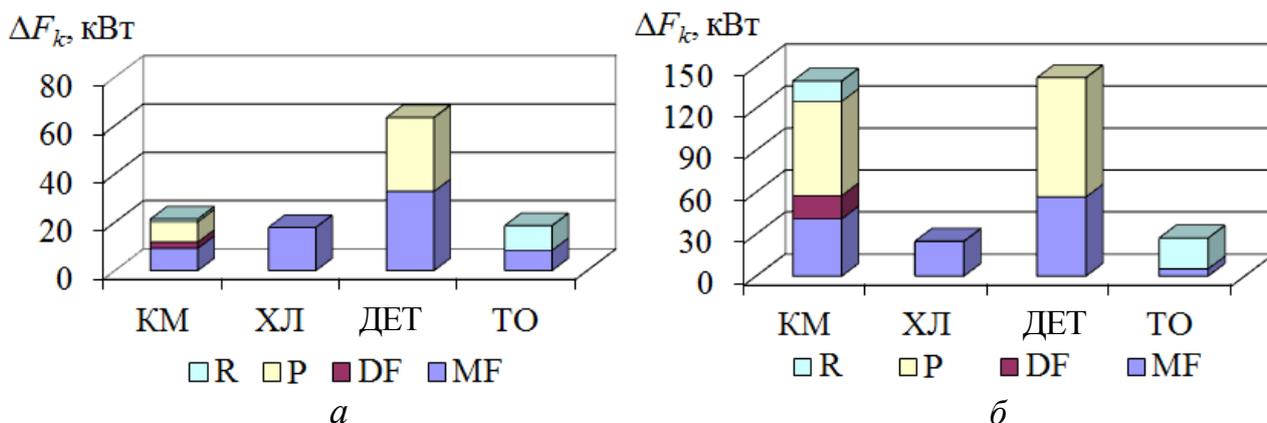
Разность потоков 6 и 7 (см. рис. 3.11) является эксергией теплоты, которая отводится от диссипативного элемента в окружающую среду как побочный «продукт» («остаток»). В этом случае её эксергетическая стоимость приравнивается 0, что также учитывается в матрице  $\Lambda$ .

Далее находятся эксергетические стоимости «топлива» и «продукта» элементов, а также дополнительное потребление «топлива» установкой по приведенной выше теории (см. подпараграф 3.2.1).

Для реализации описанного алгоритма используется программный продукт TAESS-circe, в основу работы которого положен метод графов.

### 3.2.3. Результаты численной реализации методики термодинамического анализа воздушной холодильной машины

С использованием методики углубленного термодинамического анализа найдено покомпонентное распределение потребления «топлива» каждым элементом ВХМ. Как видно из рис. 3.12, при изменении  $\varepsilon_{isкм}$  и  $\varepsilon_{isдет}$  характер распределения потребления в компрессоре существенно меняется. Установлено, что дисфункция  $DF$  имеет место только в компрессоре, причем основную долю в ней составляют аномалии трех элементов (холодильника – 28 %, детандера – 65,2 % и теплообменника – 5,9 %).



**Рис. 3.12.** Характер распределения эксергетических потерь в элементах ВХМ при варьировании изоэнтропных КПД компрессора и детандера:

$$a - \varepsilon_{isкм} = 0,95, \varepsilon_{isдет} = 0,875; \quad б - \varepsilon_{isкм} = 0,8, \varepsilon_{isдет} = 0,8$$

На рис. 3.13 показано влияние изоэнтропных КПД компрессора  $\epsilon_{is\text{км}}$  и детандера  $\epsilon_{is\text{дет}}$  на потребление эксергии «топлива» всей системой  $\Delta F_T$ .

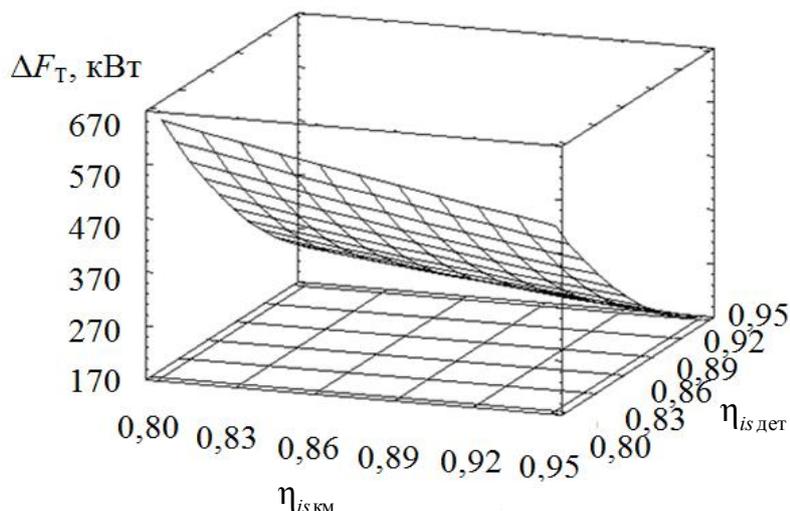


Рис. 3.13. Влияние  $\epsilon_{is\text{км}}$  и  $\epsilon_{is\text{дет}}$  на  $\Delta F_T$

С использованием предложенного алгоритма проведен анализ чувствительности характеристик воздушной холодильной машины к изменению локальных параметров системы. Это дало возможность выявить для некоторых элементов схемы неблагоприятные в плане потребления эксергии режимы их работы.

Характер изменения показателя  $f_{\text{дет}}$  детандера в зависимости от  $\epsilon_{is\text{км}}$  и  $\epsilon_{is\text{дет}}$  показан на рис. 3.14.

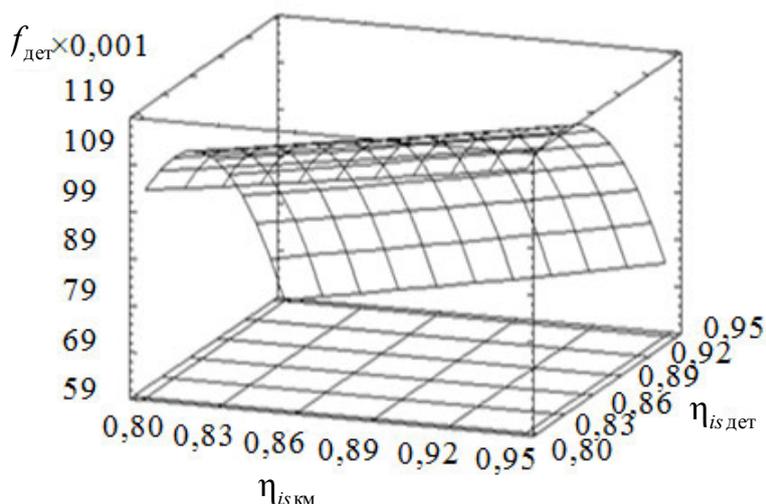
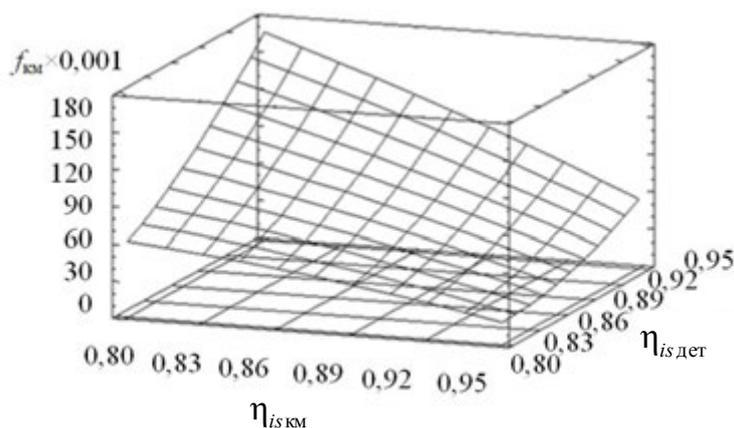


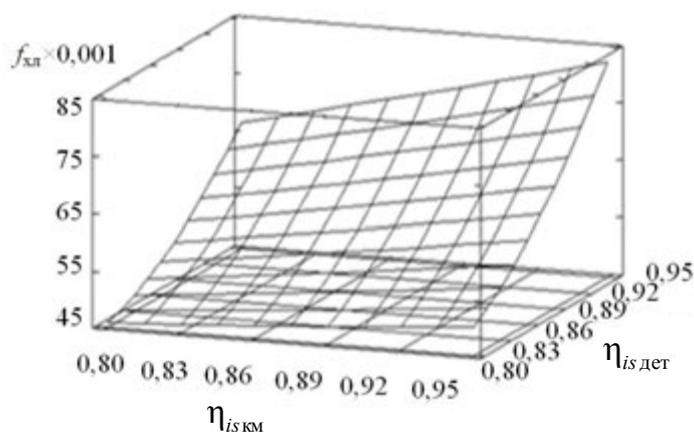
Рис. 3.14. Влияние  $\epsilon_{is\text{км}}$  и  $\epsilon_{is\text{дет}}$  на  $f_{\text{дет}}$

На рис. 3.15 приведено изменение показателя  $f_{\text{км}}$  компрессора в зависимости от  $\epsilon_{is\text{км}}$  и  $\epsilon_{is\text{дет}}$ .



**Рис. 3.15.** Влияние  $\epsilon_{iskm}$  и  $\epsilon_{isdet}$  на  $f_{km}$

Влияние изменения  $\epsilon_{iskm}$  и  $\epsilon_{isdet}$  на показатель  $f_{xл}$  показано на рис. 3.16.



**Рис. 3.16.** Влияние  $\epsilon_{iskm}$  и  $\epsilon_{isdet}$  на  $f_{xл}$

Как можно видеть из рис. 3.14 – 3.16, имеет место совершенно разный характер изменения показателя  $f$  для элементов ВХМ при варьировании  $\epsilon_{iskm}$  и  $\epsilon_{isdet}$ . Это свидетельствует о существенно нелинейной связи между параметрами цикла.

В табл. 3.3 представлены результаты термодинамического анализа ВХМ при различных температурах окружающей среды: вариант *a* –  $T_{oc} = 25$  °С и  $P_{oc} = 0,1$  МПа; вариант *b* –  $T_{oc} = 30$  °С и  $P_{oc} = 0,1$  МПа.

**Таблица 3.3.** Изменение значений эксергетических потоков «топливо» и «продукт» для двух режимов работы ВХМ

Элемент	Вариант <i>a</i>			Вариант <i>b</i>		
	$P$ , кВт	$F$ , кВт	$E_D$ , кВт	$P$ , кВт	$F$ , кВт	$E_D$ , кВт
КМ	724,27	863,66	139,38	907,43	1066,00	179,57
ХЛ	24,46	49,24	24,77	25,53	56,77	31,24
ДЕТ	440,42	582,27	141,85	582,80	744,10	181,30
ТО	65,59	92,75	27,16	72,24	108,54	34,30

Как можно видеть из табл. 3.3, при увеличении  $T_{oc}$  происходит повышение в среднем на 13 – 20 % потребления эксергии «топлива» каждым элементом воздушной холодильной машины.

В результате можно сделать следующие выводы:

1. Разработанный параметрический потоковый граф эквивалентно отображает структурную топологию одноступенчатой схемы ВХМ и её свойства. Это позволяет применить матричный подход записи эксергетических балансов, необходимый для автоматизации процесса вычисления деструкции эксергии в элементах сложных схем.

2. Выявленные аномалии и дисфункции в каждом элементе ВХМ воздействуют на потребление подводимой эксергии «топлива» для всей системы. Наибольшее влияние на изменение потребления эксергии «топлива» системы оказывает КПД детандера. Установлено, что КМ вбирает в себя дисфункции всех остальных элементов схемы, при этом он является наиболее чувствительным элементом к изменению эксергетических потерь. Для ХЛ наблюдается консервативность к изменению эксергетических потерь и их влияния на потребление эксергии «топлива». Выявлен линейный характер изменения потребления эксергии «топлива» каждым элементом при варьировании температуры окружающей среды. При увеличении  $T_{oc}$  от 25 °С до 30 °С происходит повышение потребления эксергии «топлива» системы на 19,6 %, а суммарная деструкция при этом увеличивается на 21,7 %.

Таким образом, разработанная на основе теории эксергетической стоимости методика проведения углубленного термодинамического анализа ВХМ позволяет на различных этапах создания системы осуществлять оценку эффективности как отдельных элементов, так и в целом всей схемы. Для реализации методики предложен алгоритм построения термоэкономической модели ВХМ, который учитывает структурно-топологические особенности схемы и взаимосвязь между её элементами. Полученные в результате численной реализации методики обобщенные зависимости эксергетических показателей от варьируемых факторов дают возможность выявить неблагоприятные режимы эксплуатации оборудования ВХМ, имеющие повышенное энергопотребление. При построении обобщенных зависимостей используется аппарат теории планирования эксперимента, позволяющий учесть взаимосвязанное влияние варьируемых факторов на показатели эффективности установки.

Ограничением предложенной методики является неучет влияния потерь давления в теплообменных аппаратах ВХМ. Однако при соответствующем дополнении расчетных блоков этот недостаток может быть устранен.

# ТЕРМОЭКОНОМИЧЕСКАЯ МНОГОФАКТОРНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ СВЕРХКРИТИЧЕСКИХ ЦИКЛОВ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРОВ

---

### 4.1. Применение графического аппарата термозкономического анализа для оптимизации сверхкритических циклов термотрансформаторов

В последние годы существенно возрос интерес к использованию в холодильных машинах и тепловых насосах природных хладагентов, среди которых особое место занимает диоксид углерода (R744). Этот хладагент имеет нулевой потенциал разрушения озонового слоя ( $ODP = 0$ ) и ничтожно малый потенциал глобального потепления ( $GWP = 1$ ). Поэтому в долгосрочной перспективе R744 многими специалистами рассматривается как одно из основных рабочих тел для тепловых насосов и автономных кондиционеров. Низкая критическая температура диоксида углерода ( $T_{кр} = 31\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) приводит к применению так называемого сверхкритического цикла, в котором отсутствует процесс конденсации, а для отвода теплоты в цикле используется конвективное охлаждение. Следует, правда, отметить, что для этого цикла характерна невысокая энергетическая эффективность [93].

Между тем сверхкритические системы, использующие в качестве хладагента R744, обладают существенным потенциалом для оптимизации. Этот фактор в сочетании с экологическими преимуществами компенсирует энергетический проигрыш по сравнению с докритическими системами и позволяет в итоге создать очень компактную и достаточно мощную систему.

На сегодняшний день существует насущная необходимость в исследованиях, направленных на оптимизацию сверхкритических циклов. Эта задача рассматривается авторами работы [94], однако без дальнейшего обобщения результатов. Оптимизация, как правило, проводится для отдельной конкретной схемы или одного из её элементов с привлечением сложного математического инструментария, а именно математического моделирования гидравлического контура циркуляции хладагента. Полученные результаты в итоге, несмотря на трудоемкий процесс моделирования, имеют частный характер и не обладают общностью и наглядностью.

В работе [95] представлен критический анализ существующих подходов к оптимизации давления нагнетания  $P_2^{опт}$  в одноступенчатом сверхкритическом цикле. Рассматривается влияние различных режимных параметров на энергети-

ческую эффективность цикла. Однако авторы обходят своим вниманием вопрос определения  $P_2^{\text{опт}}$  для двухступенчатых циклов.

Работа [96] также посвящена вопросу оптимизации давления нагнетания в цикле. В ней рассмотрены как одноступенчатые, так и двухступенчатые схемы холодильных машин, проведен сравнительный анализ погрешностей нахождения  $P_2^{\text{опт}}$  с использованием различных корреляционных уравнений. Несмотря на то, что в данной работе рассматриваются различные циклы, авторы ограничились простым сопоставлением схем и уравнений для  $P_2^{\text{опт}}$ . Между тем, влияние сложности схемы на изменение  $P_2^{\text{опт}}$  в цикле ими не рассматривалось по целому ряду причин. Есть основания полагать, что традиционная практика оптимизации как докритических, так и сверхкритических циклов термотрансформаторов, не учитывает детерминированную структурную сложность схемных решений. Кроме того, она осуществляется без использования в достаточной мере современных методов прикладной термодинамики, таких как термоэкономика [89].

Впервые попытка провести эксерго-экономический анализ одноступенчатой холодильной машины, работающей по сверхкритическому циклу с хладагентом R744, предпринята в работе [97]. Для различных режимов работы одноступенчатой машины определены оптимальное давление нагнетания и стоимость деструкции эксергии по каждому элементу. Между тем, такой подход целесообразно использовать для сравнительного анализа только однотипных схем по различным режимным параметрам.

Авторами работы [98] проведена термоэкономическая оптимизация каскадной холодильной машины на базе хладагента R744, который используется в качестве рабочего вещества нижней ступени каскада. В верхней ступени каскада рабочим веществом является аммиак  $\text{NH}_3$ , а сама холодильная машина работает по докритическому циклу. Несмотря на то, что это одна из немногих работ, посвященных термоэкономической оптимизации ХМ с R744, её рекомендации нельзя напрямую использовать для сверхкритических одноступенчатых и двухступенчатых циклов.

Оптимизация схемы должна проводиться в условиях, когда имеется набор конкурирующих схем для реализации одной и той же цели. Учитывая все многообразие оборудования тепловых насосов или холодильных машин, а также большое число возможных структурных соединений элементов в технологическую схему, возникает необходимость поиска рациональной структуры технологической схемы ХМ, обеспечивающей при заданных условиях высокую эффективность. Это связано с анализом и оценкой множества вариантов схем холодильных машин, 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 [44].

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, характеристика структурной сложности схемы, сложность её создания, функционирования и т.д.

Обзор существующих методов оценки структурной сложности схемы, проведенный в работе [44], показал, что наиболее универсальным является критерий сложности следующего вида

$$D_{cx} = D_i'(2\bar{m} + \bar{p}), \quad (4.1)$$

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

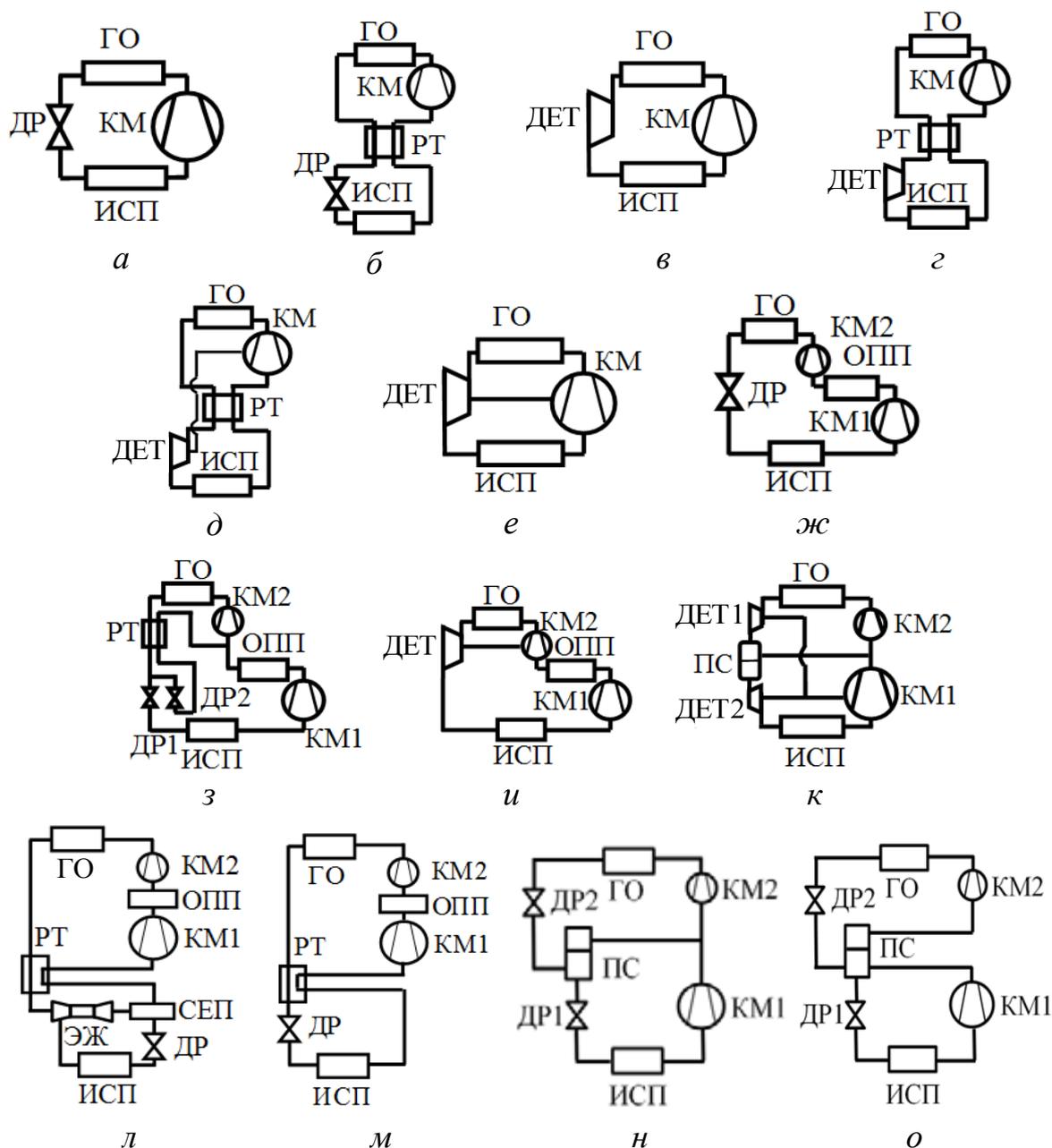
Таким образом, введение в предпроектный анализ критерия сложности схемы позволяет системно подойти к решению задач, связанных с оптимизацией циклов. Критерий сложности играет роль своего рода «навигатора» при поиске схем и построении для них обобщенных характеристик, что в итоге дает возможность проследить тенденцию улучшения их показателей.

Для создания методики анализа и оптимизации сверхкритических циклов, которая учитывает влияние структурно-топологических особенностей технологических схем термотрансформаторов на термoeкономические и экологические показатели, проведен обобщенный термoeкономический анализ сверхкритических циклов холодильных машин с использованием детерминированного критерия структурной сложности, и, применяя графический аппарат С-кривых [99], предложен обобщенный алгоритм определения оптимальных по эксерго-экономическим и экологическим показателям схемных решений.

Рассмотрен ряд одноступенчатых и двухступенчатых технологических схем холодильных машин, работающих по сверхкритическому циклу (рис. 4.1). Схемы имели различную структурную сложность и оптимизированы по давлению нагнетания в цикле. Для нахождения оптимального давления нагнетания в сверхкритических циклах использовались рекомендации работ [44, 93, 95, 96].

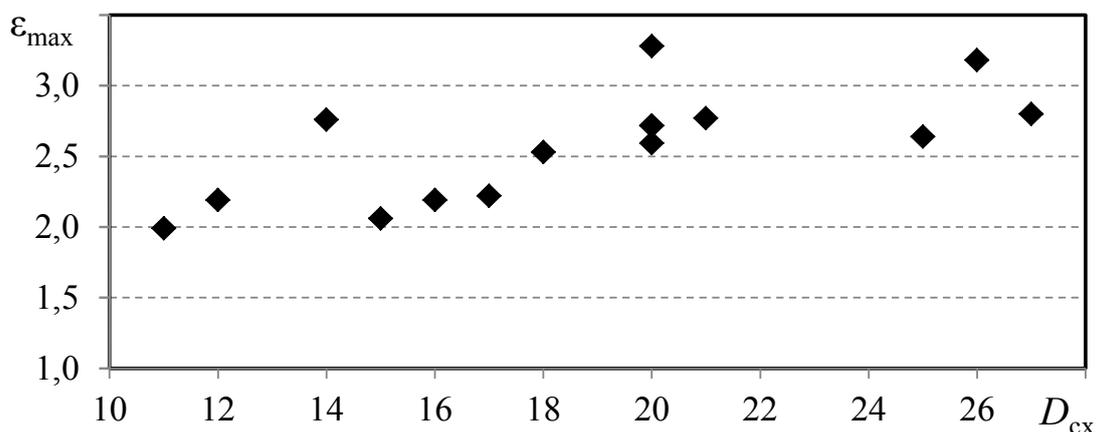
На рис. 4.1 приняты следующие обозначения: КМ – компрессор; ГО – газоохладитель; ДР – дроссель; ДЕГ – детандер; ИСП – испаритель; РТ – регенеративный теплообменник; ОПП – охладитель перегретого пара; ПС – промежуточный сосуд; СЕП – сепаратор; ЭЖ – эжектор.

Одним из условий корректного сопоставления схем является равенство температурных границ цикла как для одноступенчатых, так и для двухступенчатых установок. На рис. 4.2 показано изменение максимального холодильного коэффициента в цикле  $\varepsilon_{max}$ , соответствующего оптимальному давлению нагнетания, в зависимости от сложности схемы  $D_{cx}$ .



**Рис. 4.1.** Технологические схемы сверхкритических ХМ с R744:

*а* – простая одноступенчатая ( $D_{сх} = 11$ ); *б* – одноступенчатая с регенерацией ( $D_{сх} = 15$ ); *в* – одноступенчатая с детандером ( $D_{сх} = 12$ ); *г* – регенеративная с детандером ( $D_{сх} = 16$ ); *д* – регенеративная с совмещенным детандером ( $D_{сх} = 18$ ); *е* – простая одноступенчатая с совмещенным детандером ( $D_{сх} = 14$ ); *ж* – двухступенчатая с неполным промежуточным охлаждением ( $D_{сх} = 17$ ); *з* – двухступенчатая с неполным охлаждением и двойным дросселированием ( $D_{сх} = 25$ ); *и* – двухступенчатая с совмещенным детандером второй ступени ( $D_{сх} = 20$ ); *к* – двухступенчатая с промежуточным впрыском пара и совмещенными детандерами с компрессором первой ступени ( $D_{сх} = 26$ ); *л* – двухступенчатый цикл с эжектором, неполным промежуточным охлаждением РТ и сепаратором ( $D_{сх} = 27$ ); *м* – двухступенчатый цикл с неполным промежуточным охлаждением и РТ ( $D_{сх} = 21$ ); *н* – двухступенчатая схема с промежуточным впрыском пара и двойным дросселированием ( $D_{сх} = 20$ ); *о* – двухступенчатая схема с полным охлаждением в промежуточном сосуде и двойным дросселированием ( $D_{сх} = 20$ )



леи установки. максимальный холодильный коэффициент  $\epsilon_{max}$  достигает своего предела при  $D_{сх} = 20$  и для схем с большей сложностью уже не увеличивается.

Очевидно, что каждое последующее усложнение схемы приводит к росту капитальных затрат на установку. В связи с этим для проведения полноценного анализа в дальнейшем необходимо привлечение технико-экономических показателей проектируемой системы.

Для обоснования усложнения схемы, а также выбора из имеющихся вариантов установок различной сложности установки с минимальными затратами за весь жизненный цикл, целесообразно воспользоваться графическим аппаратом С-кривых. Идея анализа с помощью С-кривых подробно описана в работе [99]. Поначалу она не получила практического применения и использовалась как иллюстративный материал в учебниках по эксергетическому анализу. Только с широким внедрением в практику проектирования энергопреобразующих систем методов термоэкономической оптимизации графическая интерпретация результатов приобрела более значимую информационную ценность.

Метод С-кривых позволяет графически проводить оптимизацию с учетом роли различных факторов оптимизации. В термоэкономическом анализе, как известно, такими факторами являются затраты эксергии, капитальные затраты и эксплуатационные расходы на установку.

Сумма капитальных затрат и эксплуатационных расходов представляет собой приведенные затраты, \$, за жизненный цикл установки

$$PZ = \frac{\eta_{экс} c_3}{a_d} E_{вх} + Z, \quad (4.2)$$

где  $E_{вх}$  – эксергия на входе в установку, кВт;  $Z$  – суммарная капитальная стоимость установки, \$;  $\tau_{экс}$  – время эксплуатации установки за год, ч;  $a_d$  – коэффициент восстановительной стоимости;  $c_3$  – удельная стоимость входящей в систему эксергии привода компрессора, равная тарифу на электроэнергию, \$/(кВт·ч).

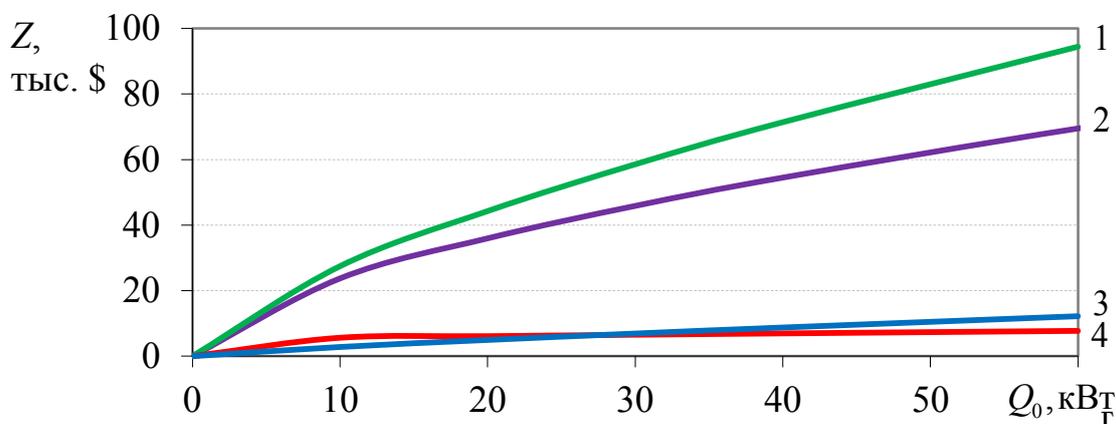
При записи (4.2) используется модель описания экономических факторов, основанная на использовании коэффициента восстановительной стоимости [44].

Для предпроектного анализа схем используются функции капитальной стоимости оборудования (табл. 4.1), предложенные в работе [100]. Они представляют собой корреляционные уравнения, полученные на основе обработки статистических данных. Источником данных служат каталоги производителей холодильного оборудования.

**Таблица 4.1.** Функции стоимости основного оборудования установки

Основное оборудование	Определяющий фактор X	Функция стоимости $Z_i$ (\$)
Компрессор (КМ)	Мощность на валу (кВт)	$9000 \cdot X^{0,6} + 20,00$
Детандер (ДЕТ)	Мощность на валу (кВт)	$9000 \cdot X^{0,69} + 40,00$
Газоохладитель (ГО)	Поверхность ( $m^2$ )	$450 \cdot X^{0,82} + 5000$
Испаритель (ИСП)	Поверхность ( $m^2$ )	$900 \cdot X^{0,82} + 10,00$

На рис. 4.3 показаны зависимости капитальных затрат  $Z_i$  на основное оборудование установки от её холодопроизводительности  $Q_0$ . Видно, что зависимости нелинейные, что необходимо учитывать при выборе схемы.



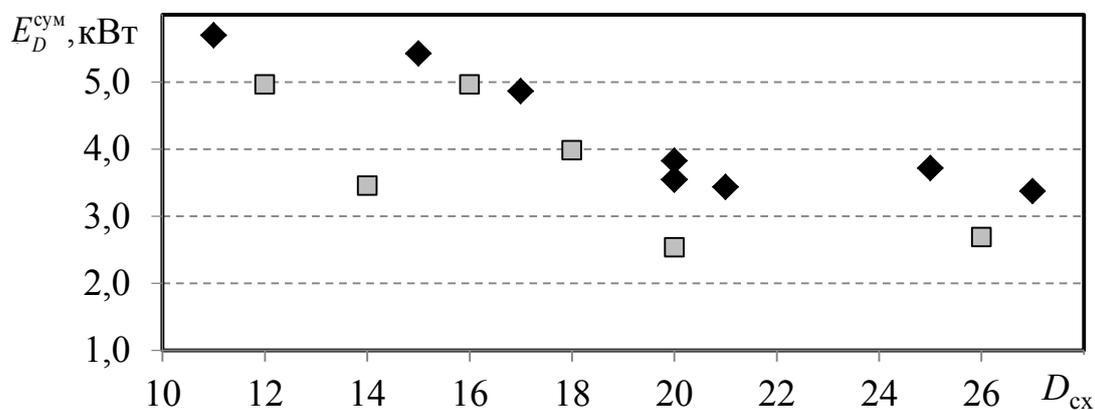
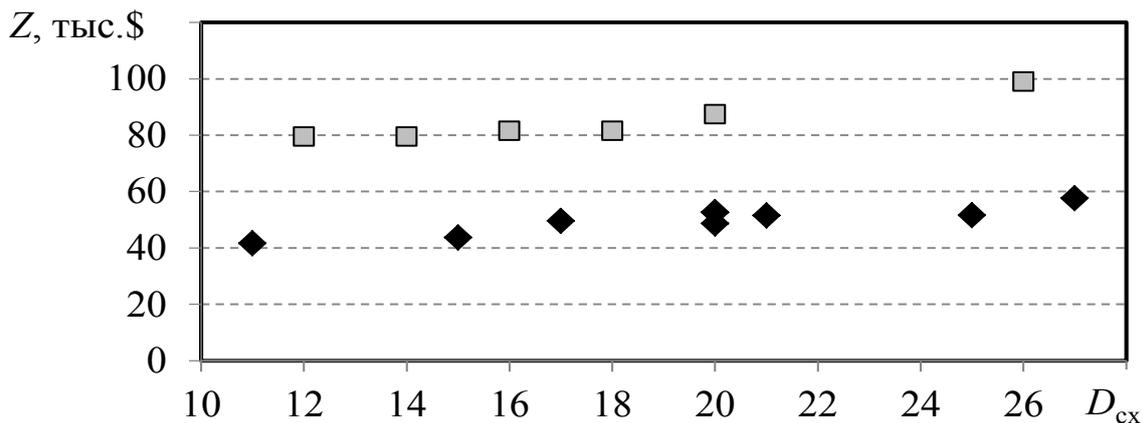
Следует отметить, что при одинаковой заданной холодопроизводительности для схем разной сложности вместо  $E_{вх}$  в (4.2) можно пользоваться значением суммарной деструкции эксергии в установке  $E_D^{сум}$ , которая, как известно, показывает перерасход эксергии в цикле по сравнению с подведенной мощностью в идеальном цикле Карно  $N_{карно}$

$$E_{вх} = N_{карно} + E_D^{сум} .$$

Поскольку при постоянных температурных границах цикла (температура испарения  $T_0 = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ , температура на выходе из ГО  $T_3 = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ )  $N_{\text{карно}}$  для всех рассматриваемых схем одинакова, изменение приведенных затрат при усложнении схемы можно записать в виде

$$\Delta PZ = \frac{\tau_{\text{экс}} c_{\text{э}}}{a_{\text{д}}} \Delta E_D^{\text{сум}} + \Delta Z .$$

При варьировании параметра  $D_{\text{сх}}$  происходит изменение капитальных (рис. 4.4) и эксергетических затрат (рис. 4.5).



)-

ет

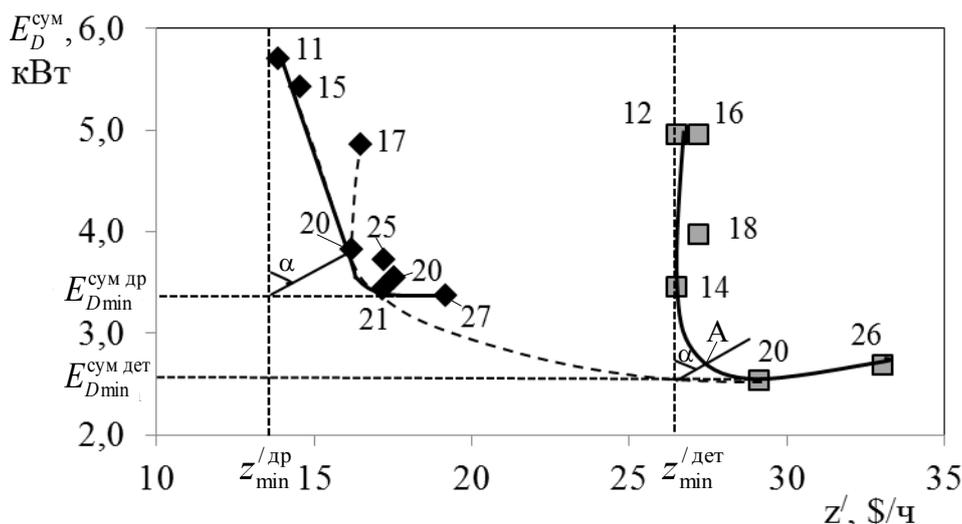
сто

ги

$E_D^{\text{сум}} - J(\nu_{\text{сх}})$  однозначно можно констатировать только единый характер изменения суммарной деструкции для схем различной сложности, не выделяя, как в предыдущем случае, отдельно схемы с детандером и с дросселем.

Для удобства, продиктованного использованием уравнения (4.2), целесообразно вместо  $Z$  пользоваться величиной капитальных затрат, приведенной ко времени эксплуатации установки за год  $z' = Z / \tau_{\text{экс}}$ , имеющей размерность  $\$/\text{ч}$ .

Путем исключения из рассмотрения варьируемого параметра  $D_{\text{сх}}$  строится график  $E_D^{\text{сум}} = f(z')$  (рис. 4.6), который имеет минимум приведенных капитальных затрат  $z'_{\text{мин}}$  при наибольшей суммарной деструкции эксергии в установке  $E_D^{\text{сум}}$  и минимум затрат эксергии привода при  $E_{D_{\text{мин}}}^{\text{сум}}$ , правда, при перерасходе денежных затрат  $z'$ .



**Рис. 4.6.** С-кривые для схем разной сложности в системе координат эксергия – экономика:  $\blacklozenge$  – схемы с дросселем;  $\blacksquare$  – схемы с детандером

Отрезок на С-кривой, ограниченный двумя точками, соответствующими минимальным значениям  $z'_{\text{мин}}$  и  $E_{D_{\text{мин}}}^{\text{сум}}$ , называется дугой выбора. Каждая точка на дуге выбора будет соответствовать принятию компромиссного решения между экономическими и эксергетическими показателями системы. Части С-кривой, располагающиеся вне дуги выбора, показывают перерасход как эксергетических, так и капитальных затрат. Поэтому они не рассматриваются при дальнейшем анализе. Согласованный оптимум можно найти, предполагая линейную зависимость между перерасходами эксергии  $\Delta E_D^{\text{сум}}$  и затратами  $\Delta z'$

$$\Delta z' = \text{tg}\alpha \Delta E_D^{\text{сум}}, \quad (4.3)$$

где согласно (4.2), тангенс угла наклона равен

$$\text{tg}\alpha = \frac{c_3}{a_d}.$$

В работе [99] тангенс угла наклона ( $\text{tg}\alpha$ ) принимался равным стоимости условного топлива на мировом рынке. В этом случае выбор схемы существенно зависит от стоимости топлива, которая выступает в качестве основного варьируемого фактора при оптимизации.

Системы, работающие по сверхкритическому циклу, отличаются высокими капитальными затратами на создание установки. Поэтому стоимость потребляемого топлива здесь всегда будет несоизмеримо меньшей величиной. Это приводит к тому, что при оптимизации выбор будет сделан только в пользу более дешевых установок. Для выбора же более усложненных схем необходимо значительное увеличение стоимости топлива, что не отвечает оценкам изменения стоимости даже в долгосрочной перспективе.

В отличие от работы [99], авторами используется методика вычисления суммарных затрат за весь жизненный цикл установки, в которой вклад капитальной составляющей в стоимость целевого продукта (холода) определяется из расчета возврата банковских инвестиций в проект. Таким образом, нивелируется вклад капитальной составляющей в стоимость целевого продукта за год, 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 [44].

Такой подход позволяет при оптимизации варьировать не стоимостью топлива, а временным периодом работы установки (количество лет). Оптимум в этом случае будет соответствовать минимальным приведенным затратам за весь жизненный цикл при существующих на сегодняшний день тарифах на электроэнергию и с учетом вложенных в её создание инвестиций.

На рис. 4.6 показаны возможные сценарии построения С-кривых. Здесь цифрами обозначены значения сложности схемы  $D_{cx}$ . Общая для всех схем С-кривая может быть построена путем соединения точек 11, 15, 20, 21 (схема с ДР) и 20, 26 (схема с ДЕТ). При таком сценарии большинство схем не лежат на С-кривой, а именно – схемы со сложностью 17, 25, 20, 27 (с ДР) и 12, 16, 18, 14 (с ДЕТ). Поэтому, чтобы сразу не отсеять из рассмотрения большинство схем, следует выделять несколько С-кривых.

Как видно, на рис. 4.6 четко прослеживаются две С-кривые, соответствующие схемам с дроссельным вентилем со сложностью 11, 15, 20, 21, 27 и схемам, содержащим детандер ( $D_{cx} = 12; 14; 20; 26$ ). На каждой кривой показаны минимальные значения приведенных капитальных затрат  $z'_{min}$  и суммарной деэксергии в установке  $E_{D_{min}}^{сум}$ , которые в итоге и определяют дугу выбора. Вне дуги выбора лежит схема с ДЕТ, имеющая сложность  $D_{cx} = 26$ .

Проведя прямую из точки с координатами  $(z'_{min}^{др}; E_{D_{min}}^{сум др})$  под углом  $\alpha = 54^\circ$  к вертикали до С-кривой для дроссельных схем, можно получить согласованный оптимум на дуге выбора, соответствующий схеме со сложностью  $D_{cx} = 20$  (см. рис. 4.1, *н*). Угол  $\alpha$  здесь определен для случая эксплуатации установки 20 лет и стоимости электроэнергии  $c_3 = 0,07$  \$/(кВт·ч).

Прямая, проведенная из точки с координатами  $(z'_{min}^{дет}; E_{D_{min}}^{сум дет})$  под тем же углом наклона  $\alpha$  к вертикали до С-кривой для схем с детандером, пересекается с дугой выбора в точке А, которая не соответствует ни одной из рассматриваемых схем (см. рис. 4.6). В этом случае перед проектировщиком возникает во-

прос: какую из близлежащих к точке А схем с ДЕГ следует выбрать, схему с  $D_{cx} = 14$  или – с  $D_{cx} = 20$ ?

Таким же образом можно выделить С-кривые для одноступенчатых и двухступенчатых схем. Например, для двухступенчатых схем с ДР на рис. 4.6 С-кривая представлена штрихпунктирной линией, соединяющей схемы со сложностью 17, 20, 21, 27. В этом случае схема со сложностью  $D_{cx} = 17$  не будет входить в дугу выбора.

Следует отметить, что в отличие от термодинамики в экономике нет понятия универсальной модели (своего рода идеального цикла), применимой для описания экономических факторов. Поэтому выбор экономической модели в определенной степени субъективен и продиктован той экономической ситуацией, в которой находится в данный момент рассматриваемый объект. Исходя из этого, функции капитальной стоимости элементов ХМ могут иметь несколько иной вид при выборе для их описания другой экономической модели. Однако общеметодический подход к построению С-кривых останется неизменным.

С-кривая может быть построена не только с учетом экономических факторов, но и с учетом экологических показателей воздействия ХМ на окружающую среду.

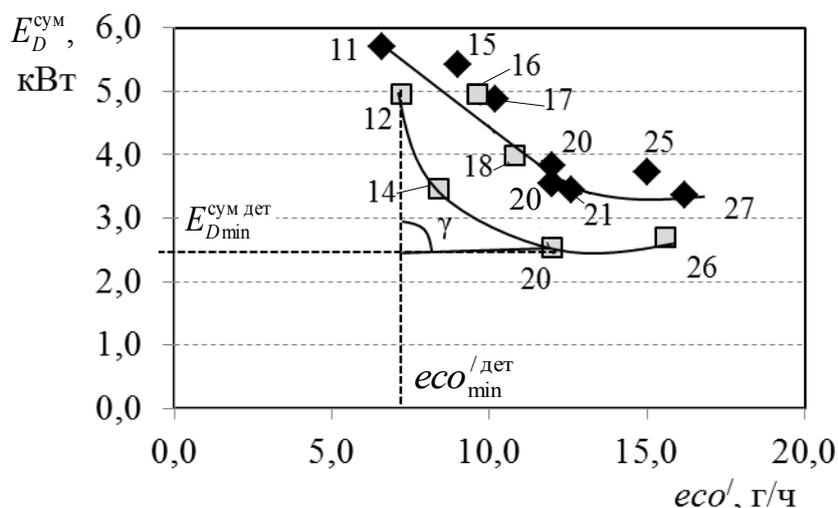
Для эколого-энергетической оценки хладагента в соответствующей системе используется общий коэффициент эквивалентного потепления  $TEWI_N$ , определяемый по формуле (2.9).

По аналогии с (4.3) согласованный оптимум для экологического показателя находится при  $TEWI_N = 0$  как

$$\Delta eco' = \operatorname{tg} \gamma \Delta E_D^{\text{сум}},$$

где из (2.9)  $eco' = \frac{[GWP_{xa} L_{xa} n + GWP_{xa} m_{xa} (1 - \alpha)]}{\tau_{\text{экс}}}$ , а  $\operatorname{tg} \gamma = \beta n$ .

На рис. 4.7 представлена зависимость  $E_D^{\text{сум}} = f(eco')$  для сверхкритических ХМ с R744.



**Рис. 4.7.** С-кривая для установок различной сложности в системе координат экология – эксергия: ◆ – схемы с дросселем; □ – схемы с детандером

Из рис. 4.7 видно, что, как и в случае построения С-кривых в координатах эксергия – экономика, здесь также имеется возможность построения двух С-кривых, разделяющих схемы на установки с детандером (12-14-20-26) и дросселем (11-20-21-27). На рис. 4.7 прямая проведена под углом  $\gamma = 86,5^\circ$  к вертикали из точки с координатами  $(eco_{\min}^{\text{дет}}; E_{D_{\min}}^{\text{сум дет}})$ . Согласованный оптимум находится на пересечении этой прямой с дугой выбора (12-14-20) и соответствует схеме с детандером  $D_{\text{сх}} = 20$ . Это решение найдено для времени работы установки ( $Q_0 = 16$  кВт) 20 лет при  $\beta = 0,8$  кг  $\text{CO}_2/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$ . Примечательно, что, как и на рис. 4.6, схема со сложностью  $D_{\text{сх}} = 26$  не входит в дугу выбора.

Выбранная по экономическим показателям оптимальная схема не всегда будет совпадать с эколого-энергетическим оптимумом. В этом случае выбор должен сделать проектировщик, учитывая как экономический, так и экологический факторы. Как отмечалось выше, необходимо сделать выбор одной из двух схем с детандером сложностью  $D_{\text{сх}} = 14$  и  $D_{\text{сх}} = 20$  (см. рис. 4.6). Определив для этих же схем минимальное значение коэффициента эквивалентного потепления (рис. 4.7) за такое же время работы ХМ, становится ясно, что выбор необходимо сделать в пользу схемы с  $D_{\text{сх}} = 20$  (см. рис. 4.1, *и*).

Таким образом, можно заключить, что методика обобщенного анализа и оптимизации сверхкритических циклов, позволяющая на этапе предпроектных разработок холодильных и теплонасосных систем решить задачу направленного поиска наиболее рациональных технологических схем с учетом структурно-топологических особенностей их оборудования, является эффективной.

Она, по сути, не имеет аналогов, поскольку в её основу положен синтез современных методов термодинамики, системотехники и графических методов оптимизации. В частности, для определения минимальных приведенных затрат на создание и эксплуатацию системы за весь её жизненный цикл применен графический аппарат С-кривых. Основное преимущество методики состоит в наглядном представлении результатов, что при проектировании холодильной установки существенно облегчает процедуру выбора технологической схемы, делая этот процесс формализованным и управляемым.

Одним из достоинств методики является также применение коэффициента восстановительной стоимости для экономического анализа конкурирующих вариантов схем. Это позволяет использовать в качестве варьируемого параметра при оптимизации не стоимость условного топлива на мировом рынке, а предполагаемое время работы установки. Такой подход на практике должен способствовать внедрению эффективных дорогостоящих технологий термотрансформации (например, усложненных двухступенчатых схем), поскольку в этом случае нивелируется вклад капитальной составляющей. Отметим, что на использование методики имеется ограничение. Оно состоит в том, что с её помощью можно проводить сравнение только схем с однотипным оборудованием, т.к. при определении  $D_{\text{сх}}$  сложность элементов в (4.1) принимается одинаковой для всех схем ( $D_i' = 1$ ). Учет  $D_i'$  существенно бы увеличил размерность задачи, не

говоря уже о том, что на сегодняшний день нет единого формализованного подхода к её определению.

В дальнейшем с небольшими дополнениями методика может быть использована при анализе криогенных установок, а также энергопреобразующих систем, работающих по прямому циклу Карно.

#### **4.2. Термoeкономическая оптимизация сверхкритической холодильной системы с хладагентом R744**

Диоксид углерода (R744) обладает высокими теплопередающими свойствами и характеризуется низкими потерями давления в цикле, что делает перспективным внедрение холодильных установок с CO<sub>2</sub> в качестве хладагента в системах холодоснабжения на предприятиях пищевой промышленности Украины, а также в различных климатических системах для решения насущных проблем энергетического, экономического и экологического характера. Количество холодильных установок с CO<sub>2</sub> в мире постоянно увеличивается. Если в 2007 г. было всего три холодильные системы для супермаркетов, то в 2010 г. их было уже более 500 [101]. Это связано с тем, что протяженность хладотрассы таких систем может быть значительной, а установки, использующие CO<sub>2</sub>, позволяют экономить до 90 % потребляемой энергии на привод насосов для его прокачки по сравнению с другими хладагентами.

Прогресс мировой холодильной индустрии ставит для разработчиков новые цели и задачи. Сегодня отдельные элементы холодильной системы обладают достаточно высоким уровнем качества, а некоторые конструкции уже достигли предела своего технического совершенства. В связи с этим возникает новая задача – создание холодильных установок с оптимальным подбором оборудования и разработка рациональных условий их эксплуатации, способных снизить финансовые затраты при сохранении количества и качества производимого холода.

На сегодняшний день исследования, посвященные оптимизации сверхкритических термотрансформаторов с CO<sub>2</sub> в качестве хладагента, в основном затрагивают вопросы оптимизации их рабочего цикла с целью достижения максимального холодильного коэффициента  $XM \epsilon$  или коэффициента преобразования ТН  $COP_h$ . Путем повышения значений  $\epsilon$  или  $COP_h$  достигается снижение эксплуатационных расходов за время работы установки. При этом, как правило, не учитывается влияние процессов теплопередачи в теплообменных аппаратах и экономических факторов, определяющих стоимость системы. Если же теплообменные процессы в системе и учитываются, то обычно оптимизация проводится только для отдельных элементов схемы без учета их влияния на установку в целом. Все это может привести к нерациональному удорожанию системы и препятствовать её широкому внедрению, что неприемлемо для таких стран, как Украина, испытывающих серьезные экономические трудности.

Так, например, в работе [102] проведена оптимизация сверхкритического цикла теплового насоса и получены выражения для расчета его оптимальных параметров. Однако игнорирование теплообменных процессов в теплообменных аппаратах не позволило оценить влияние размеров этих аппаратов на функции их капитальной стоимости и, соответственно, на стоимость оптимизированной установки.

В работе [103] при оптимизации различных сверхкритических холодильных систем супермаркета получены графики зависимости их  $\varepsilon$  от значений температуры окружающей среды. На основании этого выбрана система, обладающая наибольшим  $\varepsilon$  в исследованном диапазоне температур наружного воздуха. При этом капитальная стоимость анализируемых холодильных систем также не учитывалась.

Авторами работы [104] исследовано влияние длины трубок регенеративного промежуточного теплообменника на параметры сверхкритического цикла и  $COP_h$  теплового насоса с целью достижения его оптимального значения. В то же время влияние оптимальных параметров регенеративного теплообменника на остальные элементы схемы не было изучено, как и не была проведена оптимизация системы в целом.

То же касается и работы [105], где представлены результаты исследований по определению оптимальных параметров основных теплообменных аппаратов (газоохладитель и испаритель) в составе тепловых насосов, работающих по сверхкритическому циклу. Оптимизация здесь базируется на проведении традиционных технико-экономических расчетов, которые предполагают индивидуальный подход к каждой конкретно рассматриваемой установке и не предусматривают получения общих (аналитических) решений.

Работа [94] посвящена моделированию цикла теплонасосной сверхкритической установки, предназначенной для совместной выработки холода и теплоты. С учетом влияния теплообменных процессов в системе получены зависимости оптимального  $COP_h$  от скорости вращения вала компрессора, температур теплоносителей на входе в испаритель и газоохладитель, давления  $CO_2$  после компрессора, а также соотношения фиксированных значений теплообменных поверхностей газоохладителя и испарителя. Однако при моделировании энергетических процессов здесь использовался только метод энергетического анализа, не позволяющий учитывать потери энергии от внешней и внутренней необратимости в отдельных агрегатах установки, что необходимо для достоверной оценки системы [106, 107]. Для более полного анализа установки целесообразно использовать эксергетический анализ, основанный на вычислении потерь эксергии в отдельных процессах и цикле термодинамической системы.

Как известно, при проектировании термотрансформаторов для повышения энергетической эффективности их работы необходимо стремиться к уменьшению потерь от необратимости термодинамических процессов. Однако на практике это часто приводит к удорожанию установки [108]. Поэтому при выборе оптимальных условий эксплуатации холодильных систем необходимо учиты-

вать ряд экономических факторов. Здесь на помощь приходят базирующиеся на эксергетическом анализе термоэкономические методы единовременного учета термодинамических и экономических факторов при проведении оптимизационных расчетов. Каждый элемент системы здесь рассматривается как энергопреобразующий аппарат, а преобразование энергии в нем сопровождается экономическими затратами. Любые материальные потоки, входящие в систему, и результаты их взаимодействий выражаются через изменение эксергий этих потоков. Это позволяет оптимизировать внутренние энергетические процессы в холодильной установке и проводить целесообразный выбор тех компромиссных решений, которые обеспечивали бы получение минимального уровня приведенных затрат на её создание и эксплуатацию.

В 1960-х годах XX в. был разработан автономный метод термоэкономической оптимизации и апробирован применительно к оптимальному проектированию опреснительных установок [109, 110]. Эти работы долгие годы являли собой пример успешного применения термоэкономического метода для поиска оптимальных режимно-конструктивных характеристик теплотехнической системы. Впоследствии автономный метод был адаптирован применительно к решению задач оптимизации режимных параметров эксплуатации холодильных установок [111 – 113].

Применение автономного метода термоэкономической оптимизации при проектировании или глубокой модернизации сверхкритических термотрансформаторов с CO<sub>2</sub> в качестве хладагента позволяет наиболее полно учитывать влияние на параметры оптимальной системы всей совокупности термодинамических и экономических факторов, которые нельзя учесть стандартными инженерными методами.

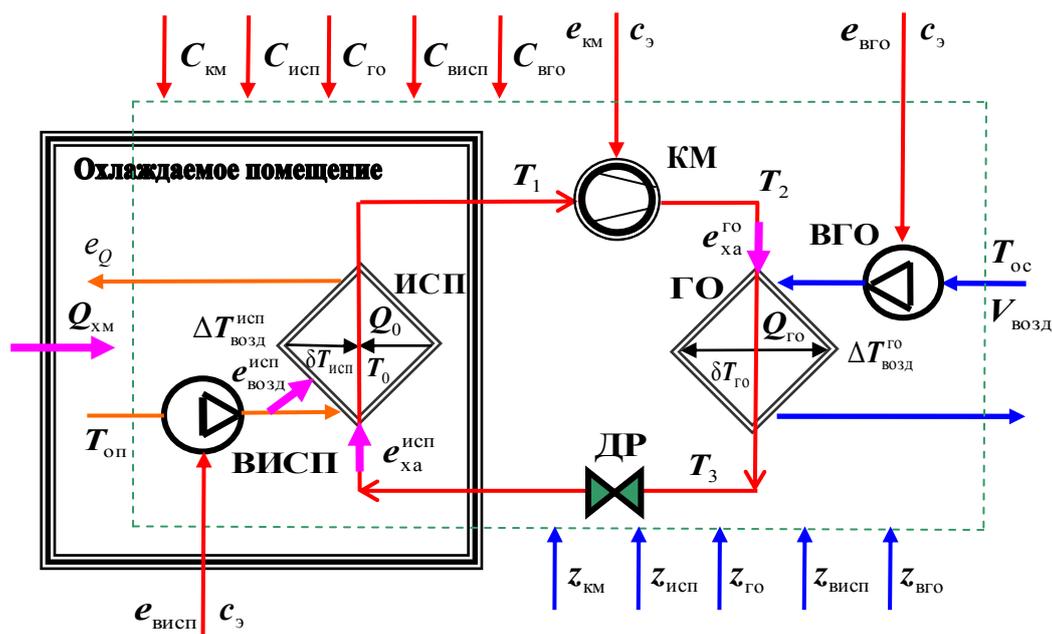
Актуальной задачей является разработка базирующейся на автономном методе методики термоэкономической оптимизации воздушно-воздушных сверхкритических холодильных CO<sub>2</sub>-систем и применение её для оптимизации режимных параметров эксплуатации кондиционеров, работающих по сверхкритическому циклу.

Для решения этой задачи была построена термоэкономическая модель сверхкритической холодильной установки типа «воздух – воздух» с хладагентом R744 и на её базе проведен расчет оптимальных параметров для конкретного кондиционера при различных тарифах на электроэнергию.

#### **4.2.1. Термоэкономическая модель холодильной установки типа «воздух – воздух», работающей по сверхкритическому циклу с CO<sub>2</sub> в качестве хладагента**

Термоэкономическая модель рассматриваемой холодильной машины включает в себя принципиальную схему установки с обозначением всех её основных элементов, объединенных условной контрольной границей. Эта схема соответствует реальной технологической схеме ХМ. Через условную контрольную гра-

ницу осуществляется вход в систему и выход из неё эксергетических и тепловых потоков (рис. 4.8).



**Рис. 4.8.** Термозкономическая модель холодильной установки типа «воздух – воздух» с  $\text{CO}_2$  в качестве хладагента, работающего в сверхкритической области

На рис. 4.8 обозначены: КМ – компрессор; ГО – газоохладитель; ВГО – вентиляторы газоохладителя; ДР – дроссельный клапан; ВИСП – вентиляторы испарителя; ИСП – испаритель;  $Q_0$  – холодопроизводительность ИСП;  $Q_{\text{го}}$  – теплопроизводительность ГО;  $e_{\text{возд}}^{\text{исп}}$  – эксергия, которой должен обладать поток воздуха в испарителе с учетом теплоты, вносимой ВИСП;  $e_{\text{ха}}^{\text{исп}}$  – эксергия, которая должна быть подведена к испарителю хладагентом;  $e_{\text{ха}}^{\text{го}}$  – эксергия, подведенная хладагентом к газоохладителю.

Через условную контрольную границу термозкономической модели подводятся потоки эксергии  $e_{\text{км}}$ ,  $e_{\text{всп}}$  и  $e_{\text{вго}}$  для привода компрессора, вентиляторов испарителя и газоохладителя. Цена этих эксергий, подводимых от внешнего электрического источника, численно равна цене затраченной электроэнергии по тарифу  $c_3$  ввиду равенства электрической энергии и её эксергии [51, 107]. Через условную контрольную границу из окружающей среды также подводится охлаждающий воздух с объемным расходом  $V_{\text{возд}}$  и температурой  $T_{\text{ос}}$ , имеющий соответствующую эксергию, стоимость которой равняется нулю.

При анализе термозкономической модели рассматриваются и учитываются потери эксергии, возникающие при передаче и преобразовании энергии в отдельных элементах установки, а также экономические затраты, связанные с созданием и эксплуатацией этих элементов, – их стоимость, ежегодные суммарные отчисления от этой стоимости и тарифы на энергоносители. Потери эксергии и экономические затраты приводят к повышению цены единицы эксергии

по мере перемещения основного потока эксергии через ключевые элементы установки от точки ввода эксергии в систему до получения конечного полезного эффекта у потребителя, который оценивается заданной приведенной эксергетической производительностью холодильной установки  $e_Q$ , т.е. эксергией полученного холода [113].

Численное значение приведенной эксергетической производительности холодильной машины  $e_Q$  находится по заданным значениям  $Q_{\text{хм}}$ ,  $T_{\text{оп}}$  и  $T_{\text{ос}}$  из выражения

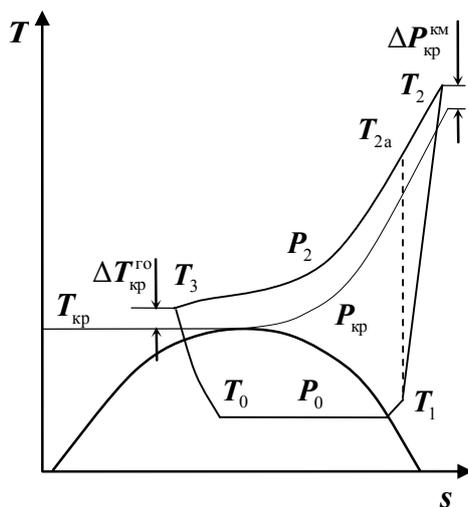
$$e_Q = Q_{\text{хм}} \left( \frac{T_{\text{ос}}}{T_{\text{оп}}} - 1 \right),$$

где  $Q_{\text{хм}}$  – холодопроизводительность ХМ, т.е. количество теплоты, отводимое от охлаждаемого объекта в единицу времени, кВт;  $T_{\text{оп}}$  – температура в охлаждаемом помещении, К.

Так как величина холодопроизводительности для рассматриваемой холодильной установки задана количественно, то для оптимизации системы необходимо определить условия, обеспечивающие получение минимальной цены единицы холодопроизводительности системы. Поэтому для анализа термoeкономической модели в качестве целевой функции приняты приведенные затраты  $PZ$ , представляющие собой сумму, как эксплуатационных, так и капитальных затрат на внедрение и эксплуатацию холодильной машины в течение определенного расчетного срока службы.

Здесь крайне важно учитывать соотношение между тарифом на электроэнергию и стоимостью оборудования. При относительно низком тарифе и особенно при высокой стоимости оборудования для минимизации приведенных затрат становится более выгодным стремиться к уменьшению стоимости наиболее дорогих элементов системы (например, использовать теплообменные аппараты меньшей площади). В этом случае, несмотря на возросшие необратимые потери, приводящие к снижению холодильного коэффициента  $\varepsilon$  установки и росту эксплуатационных затрат, экономический эффект присутствует за счет снижения капитальных вложений в основное оборудование. С повышением тарифа на электроэнергию, наоборот, становится более выгодным увеличивать капитальные вложения в установку. Экономический эффект при этом наблюдается за счет повышения степени термодинамического совершенства системы, увеличения её  $\varepsilon$  и, следовательно, снижения эксплуатационных затрат.

Таким образом, становится очевидным, что максимальный  $\varepsilon$  не всегда является оптимальным с экономической точки зрения. Данная методика предусматривает поиск таких значений параметров цикла холодильной машины (рис. 4.9), которые бы обеспечивали оптимальное с позиции минимизации приведенных затрат значение  $\varepsilon$  установки. Это касается, в частности, значения давления  $\text{CO}_2$  в газоохладителе  $P_2$ , которое обычно при проектировании сверхкритических холодильных  $\text{CO}_2$ -систем рассчитывается, исходя из соображений обеспечения максимального  $\varepsilon$  по известной зависимости, приведенной в [44].



**Рис. 4.9.** Сверхкритический цикл работы ХМ в  $T,s$ -диаграмме

В данной методике оптимальное значение  $P_2$  и оптимальная температура  $\text{CO}_2$  на выходе из газоохладителя  $T_3$  являются искомыми величинами. Следует отметить, что на входе в дроссельный вентиль температура  $\text{CO}_2$  равна  $T_3$ , поскольку в рассматриваемой схеме холодильной машины отсутствует дополнительный теплообменник-переохладитель.

Поэтому при построении термозкономической модели данной холодильной машины необходимо обеспечить условия, не позволяющие расчетным значениям давления  $P_2$  и температуры  $T_3$  опускаться ниже критических значений, т.е. должны соблюдаться условия  $P_2 > P_{\text{кр}}$  и  $T_3 > T_{\text{кр}}$ .

При решении задачи оптимизации в качестве оптимизирующих переменных выбраны: превышение давления  $\text{CO}_2$  на выходе компрессора  $P_2$  сверх критического значения  $\Delta P_{\text{кр}}^{\text{км}}$ , превышение температуры  $\text{CO}_2$  на выходе газоохладителя  $T_3$  сверх критического значения  $\Delta T_{\text{кр}}^{\text{го}}$  (рис. 4.9) и средний логарифмический температурный напор между обменивающимися энергией теплоносителями в испарителе  $\delta T_{\text{исп}}$ .

Средний логарифмический температурный напор в газоохладителе  $\delta T_{\text{го}}$  рассчитывается аналитически, как функция выбранных оптимизирующих переменных.

В настоящее время стоимость теплообменного оборудования, спроектированного под использование  $\text{CO}_2$ , чрезвычайно высока, поскольку оно эксплуатируется в условиях значительно более высокого давления (более чем в 4–5 раз) по сравнению с фреоновыми теплообменными аппаратами. Поэтому при относительно низких тарифах на электроэнергию с термозкономических позиций необходимо стремиться к уменьшению размеров теплообменных аппаратов «воздух –  $\text{CO}_2$ » за счет интенсификации теплоотдачи со стороны воздуха путем существенного увеличения скорости обдува его наружной теплообменной поверхности. Это оказывает существенное влияние на увеличение теплопередачи в аппарате, поскольку теплоотдача со стороны воздуха намного меньше, чем со стороны  $\text{CO}_2$ .

При определенном соотношении тарифа на электроэнергию и стоимости теплообменного оборудования это может оказаться экономически выгодным, несмотря на то, что приводит к значительному росту гидравлического сопротивления и энергопотребления вентиляторов. Однако, существенное увеличение скорости воздуха неприемлемо для систем кондиционирования, поскольку связано с ростом уровня шума и может создать холодный сквозняк в охлаждаемом помещении, что неблагоприятно скажется на здоровье потребителей холода. Кроме того, значительное увеличение потребления электроэнергии вентиляторами противоречит самой идеи энергосбережения и внедрения экологически чистых климатических систем, так как приводит к повышению выработки электроэнергии на электростанциях и тем самым к увеличению вредных выбросов в окружающую среду.

Поэтому при решении данной задачи изменения температуры воздуха в испарителе  $\Delta T_{\text{возд}}^{\text{исп}}$  и газоохладителе  $\Delta T_{\text{возд}}^{\text{го}}$  не оптимизируются (т.е.  $\Delta T_{\text{возд}}^{\text{исп}} = \text{const}$  и  $\Delta T_{\text{возд}}^{\text{го}} = \text{const}$ ), а принимается, что их значения соответствуют приемлемым с санитарной точки зрения уровням скорости воздуха в теплообменных аппаратах систем кондиционирования.

Поскольку холодопроизводительность холодильной машины  $Q_{\text{хм}}$  и температура в охлаждаемом помещении  $T_{\text{оп}}$  по условию задачи оптимизации остаются неизменными, а  $\Delta T_{\text{возд}}^{\text{исп}} = \text{const}$ , поток эксергии  $e_{\text{висп}}$  для привода вентиляторов испарителя, их стоимость  $C_{\text{висп}}$  и ежегодные суммарные отчисления от этой стоимости  $z_{\text{висп}}$  принимаются неизменными и не влияющими на решение задачи оптимизации. При этом, напротив, теплопроизводительность газоохладителя  $Q_{\text{го}}$  немного меняется вследствие изменения значений потерь эксергии в системе, что при  $\Delta T_{\text{возд}}^{\text{го}} = \text{const}$  приводит к незначительному изменению расхода воздуха через газоохладитель, мощности его вентиляторов и их стоимостных показателей.

Стоимости элементов оборудования  $C_i$ , ежегодные суммарные отчисления от этих стоимостей  $z_i$ , а также эксергия, подводимая к каждому элементу  $e_i$  от внешнего источника, могут быть представлены в виде функциональных зависимостей от заданной приведенной эксергетической производительности холодильной машины  $e_Q$  и от воздействующих на рассматриваемый элемент оптимизирующих переменных

$$e_{\text{км}}, C_{\text{км}}, z_{\text{км}}, C_{\text{исп}}, z_{\text{исп}}, e_{\text{вго}}, C_{\text{вго}}, z_{\text{вго}}, C_{\text{го}}, z_{\text{го}} = f(e_Q, \delta T_{\text{исп}}, \Delta T_{\text{кр}}^{\text{го}}, \Delta P_{\text{кр}}^{\text{км}}). \quad (4.3)$$

Символы  $C_{\text{км}}$ ,  $C_{\text{исп}}$ ,  $C_{\text{го}}$  и  $C_{\text{вго}}$  в выражении (4.3) обозначают стоимости соответственно компрессора КМ, испарителя ИСП, газоохладителя ГО, вентиляторов охлаждающего воздуха в газоохладителе ВГО, а  $z_{\text{км}}$ ,  $z_{\text{исп}}$ ,  $z_{\text{го}}$  и  $z_{\text{вго}}$  – ежегодные суммарные отчисления от этой стоимости.

Ежегодные суммарные отчисления от стоимости элементов холодильной машины нормируются временным интервалом работы системы и определяются из выражения [111, 113]

$$z_i = \frac{(k_{\text{hi}} + k_{\text{pi}})C_i}{\eta_{\text{вкс}}}, \quad (4.4)$$

где  $k_{ni}$  и  $k_{pi}$  – соответственно нормативный коэффициент отчислений и коэффициент отчислений на реновацию и ремонт от стоимости  $i$ -го элемента;  $\tau_{\text{экс}}$  – анализируемая продолжительность работы системы в году, ч.

Целевая функция приведенных затрат  $PZ$  рассчитывается по формуле

$$PZ = [c_9(e_{\text{км}} + e_{\text{висп}} + e_{\text{вго}}) + z_{\text{км}} + z_{\text{исп}} + z_{\text{висп}} + z_{\text{го}} + z_{\text{вго}}] n_{\text{бкс}} n_{\text{сез}} + C_{\text{км}} + C_{\text{исп}} + C_{\text{висп}} + C_{\text{го}} + C_{\text{вго}}, \quad (4.5)$$

где  $n_{\text{сез}}$  – анализируемое количество сезонов работы холодильной машины.

Для решения задачи оптимизации присутствующие в целевой функции приведенных затрат (4.5) функциональные выражения (4.3) необходимо представить в виде развернутых аналитических зависимостей, описывающих энергетические процессы, происходящие в отдельных элементах рассматриваемой системы холодоснабжения. Эти зависимости весьма громоздки и ввиду ограниченного объёма изложения ниже приведены лишь некоторые выражения, используемые для их построения, в неразвернутом виде.

Число Нуссельта со стороны  $\text{CO}_2$  в газоохладителе рассчитывается по формуле [114, 115]

$$\text{Nu}_{\text{ха}}^{\text{го}} = \text{Nu}_{\text{ос}} \phi,$$

где  $\text{Nu}_{\text{ос}}$  – число Нуссельта при слабопеременных свойствах хладагента в докритической области;  $\phi$  – поправка Краснощёкова-Протопопова для учёта градиента температуры в пристеночном слое в условиях охлаждения  $\text{CO}_2$  в сверхкритической области.

Для определения значения  $\text{Nu}_{\text{ос}}$  используется зависимость Петухова-Кириллова [114, 116 – 118]

$$\text{Nu}_{\text{ос}} = \frac{\frac{\xi}{8} \text{Re}_c \text{Pr}_c}{12,7 \sqrt{\frac{\xi}{8} (\text{Pr}_c^{2/3} - 1) + 1,07}}, \quad (4.6)$$

где  $\text{Re}_c$  и  $\text{Pr}_c$  – числа Рейнольдса и Прандтля со стороны  $\text{CO}_2$  при температуре внутренней стенки трубки газоохладителя  $T_c$  [114];  $\xi$  – коэффициент сопротивления трения потоку  $\text{CO}_2$  при его изотермическом течении.

Число Рейнольдса  $\text{Re}_c$  рассчитывается по формуле [114, 118]

$$\text{Re}_c = \frac{4G_{\text{ха}}}{\pi d \mu_c}, \quad (4.7)$$

где  $G_{\text{ха}}$  – массовый расход хладагента, кг/с;  $d$  – внутренний диаметр труб ГО, м;  $\mu_c$  – коэффициент динамической вязкости хладагента при температуре внутренней стенки трубки газоохладителя  $T_c$  [114].

Коэффициент сопротивления трения  $\xi$ , присутствующий в зависимости (4.6), определяется по формуле Филоненко [114 – 119]

$$\xi = (1,82 \lg \text{Re}_c - 1,64)^{-2}.$$

Поправка Краснощёкова-Протопопова  $\phi$  для учёта градиента температуры в пристеночном слое, учитывающая влияние на теплообмен изменения физических свойств  $\text{CO}_2$  по сечению потока в условиях охлаждения в сверхкритической области, рассчитывается как [114, 115]

$$\phi = \left( \frac{\rho_c}{\rho_{xa}} \right)^n \left( \frac{\bar{c}_p}{c_{pc}} \right)^m, \quad (4.8)$$

где  $\bar{c}_p = (i_{xa} - i_c)/(T_{xa} - T_c)$  – средняя интегральная теплоемкость  $\text{CO}_2$  в интервале температур  $T_c - T_{xa}$ , кДж/(кг·К);  $T_{xa}$  – температура в потоке пара  $\text{CO}_2$  в газоохладителе, К;  $i_c$ ,  $c_{pc}$  и  $\rho_c$  – соответственно энтальпия, кДж/кг, массовая теплоемкость и плотность, кг/м<sup>3</sup>,  $\text{CO}_2$  при  $T_c$ ;  $i_{xa}$  и  $\rho_{xa}$  – энтальпия и плотность  $\text{CO}_2$  при  $T_{xa}$ ;  $n$  – функция давления  $P_2$ ;  $m$  – функция давления  $P_2$  и соотношения  $\bar{c}_p/c_{pc}$ . Значения  $n$  и  $m$  представлены в таблицах [114].

Изоэнтропный КПД компрессора, использующего  $\text{CO}_2$  в качестве хладагента, определяется из выражения [98]

$$\eta_{искм} = 0,00476 \left( \frac{P_2}{P_0} \right)^2 - 0,09238 \frac{P_2}{P_0} + 0,89810, \quad (4.9)$$

где  $P_0$  – давление кипения хладагента, бар.

Стоимость элементов сверхкритической холодильной  $\text{CO}_2$ -системы может быть представлена в виде функциональных зависимостей, построенных на основе функций стоимостей, приведенных в [97, 98]:

$$C_{км} = 10167,5(e_{км} \eta_{эдкм})^{0,46}; C_{висп} = 629,05(e_{висп} \eta_{эдвисп})^{0,76}; C_{вго} = 629,05(e_{вго} \eta_{эдвго})^{0,76}; \quad (4.10)$$

$$C_{исп} = 1397 F_{исп}^{0,89}; C_{го} = 1397 F_{го}^{0,89},$$

где  $\eta_{эдкм}$ ,  $\eta_{эдвисп}$ ,  $\eta_{эдвго}$  – КПД электродвигателя компрессора, вентиляторов испарителя и конденсатора соответственно;  $F_{исп}$  и  $F_{го}$  – площади наружной теплообменной поверхности испарителя и газоохладителя (имеющих одинаковую конструкцию в рассматриваемой установке). Стоимость элементов холодильной машины в выражениях (4.10) заложена в USD и пересчитана в гривны по текущему курсу.

Присутствующие в выражениях (4.7) – (4.9) величины  $G_{xa}$ ,  $T_{xa}$ ,  $P_0$  и  $P_2$ , как и другие в термозкономической модели, не описанные выше, в свою очередь были представлены в виде развернутых аналитических зависимостей. Например, коэффициенты теплопередачи теплообменных аппаратов, входящие в выражения  $C_{исп}$ ,  $C_{го}$  и  $z_{исп}$ ,  $z_{го}$  (4.3), и изоэнтропный КПД компрессора были представлены в виде функциональных зависимостей  $k_{исп}$ ,  $k_{го}$ ,  $\varepsilon_{искм} = f(e_Q, \delta T_{исп}, \Delta T_{кр}^{го}, \Delta P_{кр}^{км})$  с использованием известных расчетных формул, приведенных в [33, 118, 120, 121].

Минимум целевой функции (4.5) соответствует оптимальным характеристикам системы с позиции минимизации приведенных затрат. Сегодня в связи со значительным увеличением вычислительных возможностей компьютерной техники можно, описав всю систему аналитическими выражениями, учитывающими взаимосвязь между всеми оптимизирующими параметрами, представить эти параметры в качестве независимых переменных в уравнении  $PZ = f(\delta T_{и}, \Delta T_{кр}^{го}, \Delta P_{кр}^{км})$  и решать задачу термозкономической оптимизации путем поиска безусловного экстремума функции приведенных затрат  $PZ$ . Для этого частные производные от целевой функции  $PZ$  (4.5) по всем оптимизирующим переменным приравниваются нулю:

$$\frac{\partial PZ}{\partial \delta T_{\text{исп}}} = 0; \quad \frac{\partial PZ}{\partial \Delta T_{\text{кр}}^{\text{го}}} = 0; \quad \frac{\partial PZ}{\partial \Delta P_{\text{кр}}^{\text{км}}} = 0. \quad (4.11)$$

Полученная система (4.11) состоит из трансцендентных нелинейных уравнений, решение которых формулирует необходимые условия минимума функции приведенных затрат. Аналитическое решение системы уравнений (4.11) пригодно для любой холодильной машины, работающей по рассматриваемой схеме (с тем же набором и типом оборудования).

#### 4.2.2. Результаты расчета оптимальных параметров кондиционера при вариативности тарифа на электроэнергию

Ниже рассмотрены результаты термoeкономической оптимизации холодильной установки типа «воздух – воздух» (кондиционер), принципиальная схема которой аналогична представленной на рис. 4.8. Система оборудована поршневым компрессором, пластинчатым испарителем и газоохладителем одинаковой геометрии с выштампованными трубками для прохода  $\text{CO}_2$  и осевыми вентиляторами.

В качестве исходных данных принимались: холодопроизводительность  $Q_{\text{хм}} = 16,8$  кВт; продолжительность работы системы в году  $\tau_{\text{экс}} = 8000$  ч в год; анализируемое количество сезонов работы установки  $n_{\text{сез}} = 30$ ; нормативный коэффициент отчислений от стоимости оборудования  $k_{\text{ни}} = 0,15$ ; температура воздуха в охлаждаемом помещении  $T_{\text{оп}} = 18$  °С; температура воздуха на входе в газоохладитель принята равной температуре окружающей среды  $T_{\text{ос}} = 32$  °С; тариф на электроэнергию варьировался от  $c_3 = 1,68$  грн/(кВт·ч) и выше.

При этом для решения системы уравнений (4.11) были заданы предварительные значения оптимизирующих переменных для идентификации теплофизических свойств  $\text{CO}_2$  и воздуха в различных элементах системы. Кроме того были заданы предварительные значения плотностей тепловых потоков в испарителе и в газоохладителе, отнесенных к их внутренней поверхности, и температуры внутренней стенки трубки газоохладителя на определенном участке.

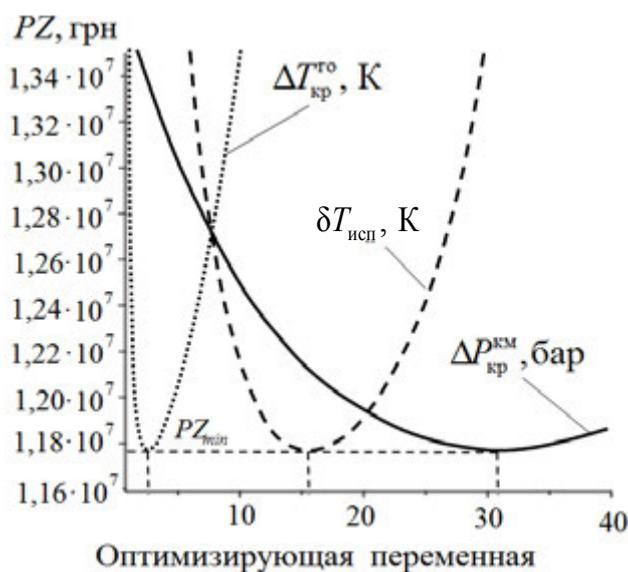
Эти предварительные значения, как правило, соответствуют характеристикам еще не оптимизированной реально существующей системы. Однако, как показано в [122], при любых исходных значениях оптимизирующих переменных и других вышеперечисленных параметров, а также при неизменной заданной геометрии теплообменных аппаратов, тех же заданных ценовых показателей и расчетном сроке эксплуатации получается один и тот же оптимальный результат.

По полученным в результате решения значениям оптимизирующих переменных оценивались расхождения в значениях теплофизических свойств теплоносителей и в значениях других предварительно заданных параметров системы. После этого они уточнялись, и расчет повторялся до их совпадения с рассчитанными значениями.

Если в рассматриваемой области у целевой функции имеется только одна экстремальная точка и, кроме того, целевая функция не имеет разрывов, а существование экстремума обуславливается физическими предпосылками, то

проведенным анализом и полученными необходимыми условиями существования экстремума можно удовлетвориться [113]. Этим условиям полностью удовлетворяют полученные результаты.

На рис. 4.10 представлены графики зависимости целевой функции приведенных затрат  $PZ$  (4.5) от каждой из оптимизирующих переменных при подстановке в неё найденных оптимальных значений остальных оптимизирующих переменных.



**Рис. 4.10.** Зависимость приведенных затрат от значений оптимизирующих параметров при  $c_3 = 1,68$  грн/(кВт·ч)

На графиках четко прослеживаются минимумы функции приведенных затрат  $PZ$ , координаты которых соответствуют по оси ординат минимуму функции приведенных затрат, а по оси абсцисс – оптимальному значению данной оптимизирующей переменной.

Расчеты проводились при действующем с 1 марта 2017 года в Украине тарифе на электроэнергию  $c_3 = 1,68$  грн/(кВт·ч). Анализ результатов показал, что даже при этом тарифе с учетом высокой стоимости основного оборудования холодильной машины с точки зрения минимизации приведенных затрат целесообразно стремиться к уменьшению их капитальной составляющей за счет увеличения эксплуатационных расходов, что при общей финансовой выгоде приводит к уменьшению холодильного коэффициента  $\varepsilon$  рассматриваемой установки.

Был проведен поиск такого значения тарифа на электроэнергию, при котором с учетом функций стоимости (4.10) оптимальный с точки зрения минимизации приведенных затрат  $\varepsilon$  установки практически сравнялся бы со своим исходным значением. Расчеты показали, что это достигается при тарифе на электроэнергию  $c_3 = 2,58$  грн/(кВт·ч), а при повышении тарифа сверх этого значения  $\varepsilon$  оптимизированной системы продолжает расти. Для анализа причин подобного характера изменения холодильного коэффициента  $\varepsilon$  оптимизированной системы в зависимости от значений тарифов на электроэнергию данная задача была решена также при условных значениях тарифов на электроэнергию

$c_2 = 2,58$  грн/(кВт·ч) и  $c_3 = 3,48$  грн/(кВт·ч). Результаты расчетов представлены в табл. 4.2 и 4.3.

**Таблица 4.2.** Результаты оптимизации ХМ при различных условных значениях тарифов на электроэнергию

Параметр	Исходный вариант ХМ (ИСХ)	Оптимальная ХМ (ОПТ)		
		1	2	3
Условное значение тарифа на электроэнергию, грн/(кВт·ч)	1,68 – 3,48	1,68	2,58	3,48
Температура кипения $T_0$ , °С	6,34	-1,82	0,45	1,89
Давление кипения $CO_2$ $P_0$ , бар	41,18	33,61	35,72	37,05
Температура $CO_2$ на входе в компрессор $T_1$ , °С	11,34	3,18	5,45	6,89
Давление $CO_2$ после компрессора $P_2$ , бар	101,83	104,74	102,00	100,07
Степень сжатия хладагента в компрессоре	2,47	3,12	2,86	2,70
Изоэнтропный КПД компрессора	0,699	0,656	0,673	0,683
Температура $CO_2$ после компрессора $T_2$ , °С	114,24	140,00	128,89	121,96
Температура $CO_2$ после газоохладителя $T_3$ , °С	37,06	33,58	33,34	33,17
Средняя логарифмическая температура $CO_2$ в газоохладителе, °С	74,22	84,15	78,95	75,68
Удельная массовая холодопроизводительность испарителя, кДж/кг	122,15	155,6	151,3	148,1
Массовый расход $CO_2$ , кг/с	0,1391	0,1092	0,1123	0,1147
Коэффициент объемной подачи компрессора	0,805	0,759	0,777	0,788
Потери эксергии в механизме компрессора, кВт	0,093	0,097	0,091	0,089
Потери эксергии в процессе дросселирования, кВт	1,949	1,596	1,542	1,507
Потери эксергии в испарителе, кВт	0,500	1,059	0,900	0,801
Потери эксергии в газоохладителе, кВт	2,812	3,164	2,823	2,605
Суммарные потери эксергии, кВт	5,354	5,916	5,356	5,002
Потребляемая мощность ЭД КМ из сети, кВт	8,608	9,363	8,611	8,135
Эффективная мощность компрессора (на валу), кВт	6,41	6,98	6,42	6,06
Изменение температуры воздуха в испарителе, К	8,000	8,000	8,000	8,000
Массовый расход воздуха через испаритель, кг/с	2,11	2,11	2,11	2,11
Суммарная мощность, потребляемая ЭД вентиляторов испарителя из сети, кВт	0,189	0,189	0,189	0,189
Коэффициент теплопередачи испарителя, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	80,4	85,1	84,3	83,7
Средний логарифмический температурный напор в испарителе, К	7,000	15,573	13,243	11,752
Площадь наружной поверхности испарителя, м <sup>2</sup>	30,2	12,8	15,2	17,3
Теплопроизводительность газоохладителя, кВт	23,31	23,87	23,31	22,96
Изменение температуры воздуха в газоохладителе, К	10,0	10,0	10,0	10,0
Массовый расход воздуха через газоохладитель, кг/с	2,29	2,34	2,29	2,25
Суммарная мощность, потребляемая ЭД вентиляторов газоохладителя из сети, кВт	0,279	0,296	0,279	0,267
Коэффициент теплопередачи газоохладителя, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	99,8	100,1	98,7	97,9

Продолжение таблицы 4.2

Параметр	Исходный вариант ХМ (ИСХ)	Оптимальная ХМ (ОПТ)		
		1	2	3
Средний логарифмический температурный напор в газоохладителе, К	25,059	22,898	20,050	18,203
Площадь наружной поверхности газоохладителя, м <sup>2</sup>	9,3	10,4	11,8	12,9
Суммарная мощность, потребляемая ХМ из сети, кВт	9,075	9,847	9,078	8,591
Холодильный коэффициент ХМ $\epsilon$	1,851	1,706	1,851	1,956

Таблица 4.3. Экономические показатели и эффект от оптимизации ХМ

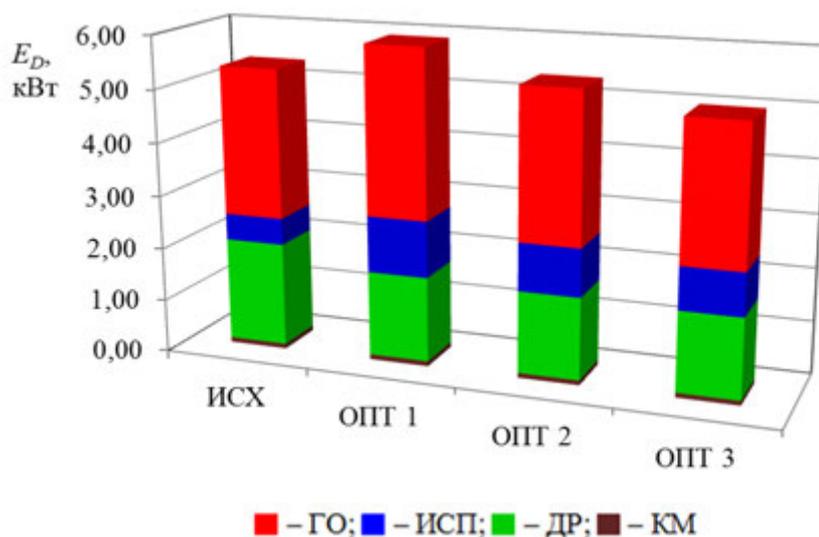
Параметр	Исх	Опт	Исх	Опт	Исх	Опт
	1		2		3	
Условное значение тарифа на электроэнергию, грн/(кВт·ч)	1,68		2,58		3,48	
Стоимость компрессора, тыс. грн	573,7	596,3	573,7	573,8	573,7	559,0
Стоимость испарителя, тыс. грн	695,5	324,6	695,5	378,1	695,5	423,5
Стоимость газоохладителя, тыс. грн	244,6	269,7	244,6	301,1	244,6	326,2
Стоимость вентиляторов испарителя, тыс. грн	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8
Стоимость вентиляторов газоохладителя, тыс. грн	5,1	5,3	5,1	5,1	5,1	4,9
Стоимость всего основного оборудования, тыс. грн	1522,6	1199,6	1522,6	1261,8	1522,6	1317,3
Капитальные затраты ( $Кап_i$ ) вместе с отчислениями за 30 лет (8000 ч в год), тыс. грн	9897	7798	9897	8202	9897	8563
Эксплуатационные затраты ( $Эксп_i$ ) за 30 лет (8000 ч в год), тыс. грн	3659	3970	5619	5621	7580	7175
Приведенные затраты ( $PZ_i$ ) за 30 лет (8000 ч в год), тыс. грн	13556	11768	15516	13823	17476	15738
Эффект от оптимизации, %	<b>13,19</b>		<b>10,91</b>		<b>9,95</b>	

Из данных, представленных в табл. 4.2 и 4.3, видно, что при тарифе на электроэнергию  $c_3 = 1,68$  грн/(кВт·ч) значения оптимизирующих переменных изменяются следующим образом:  $\Delta P_{кр}^{км}$  и соответственно давление после компрессора  $P_2$  растут, как и средний логарифмический температурный напор в испарителе  $\delta T_{исп}$ , в то время как  $\Delta T_{кр}^{го}$  и соответственно  $T_3$  снижаются. Существенное увеличение  $\delta T_{исп}$  приводит к значительному уменьшению площади теплообменной поверхности испарителя и его стоимости, что оказывает основное влияние на снижение уровня капитальных затрат. В то же время это увели-

чение  $\delta T_{\text{исп}}$  при фиксированной средней температуре воздуха в испарителе связано со снижением температуры кипения  $T_0$  и значительным увеличением потерь эксергии от внешней необратимости. Соответственно снижается давление кипения  $P_0$ , что в совокупности с ростом  $P_2$  приводит к увеличению степени сжатия в компрессоре, уменьшению его изоэнтропного КПД и росту температуры  $T_2$ , которая увеличивается на большую величину, чем снижается  $T_3$ . Это, в свою очередь, приводит к повышению средней логарифмической температуры  $\text{CO}_2$  в газоохладителе, что при фиксированной средней температуре воздуха способствует увеличению потерь эксергии от внешней необратимости в газоохладителе. Уменьшается также коэффициент объемной подачи компрессора, и растут потери эксергии в его механизме.

Оптимальное соотношение значений  $T_3$  и  $P_2$ , найденное с позиции минимизации приведенных затрат при данном тарифе, приводит к росту удельной массовой холодопроизводительности испарителя, снижению расхода хладагента и потерь эксергии в процессе дросселирования.

Однако суммарные потери эксергии в системе растут (рис. 4.11), что, несмотря на некоторое снижение расхода хладагента, приводит к повышению энергопотребления компрессора и его стоимости, увеличению эксплуатационных затрат и снижению холодильного коэффициента  $\epsilon$  системы.



**Рис. 4.11.** Потери эксергии в элементах исходной и оптимальных ХМ при различных условных значениях тарифов на электроэнергию: ОПТ 1 – оптимальная ХМ при  $c_3 = 1,68$  грн/(кВт·ч); ОПТ 2 – при  $c_3 = 2,58$  грн/(кВт·ч); ОПТ 3 – при  $c_3 = 3,48$  грн/(кВт·ч)

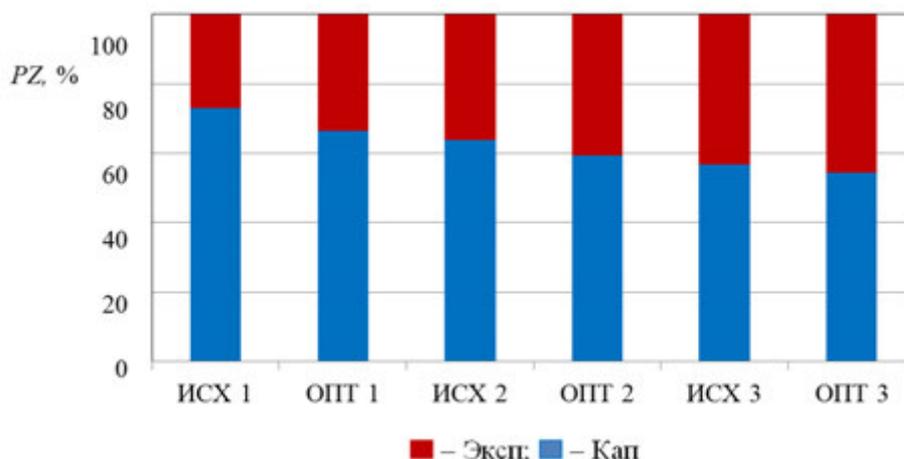
При этом снижение температуры  $T_3$  приводит к уменьшению среднего логарифмического напора в газоохладителе, увеличению его размеров и повышению его стоимости. Но, несмотря на увеличение стоимости газоохладителя и компрессора, приведенные затраты уменьшаются за счет существенного снижения стоимости испарителя (см. табл. 4.3).

При повышении тарифа на электроэнергию до  $c_3 = 2,58$  грн/(кВт·ч) оптимальное значение оптимизирующей переменной  $\Delta P_{\text{кр}}^{\text{км}}$  и соответственно давле-

ние после компрессора  $P_2$  растут уже на меньшую величину по сравнению с исходным значением. Это касается и значения среднего логарифмического температурного напора в испарителе  $\delta T_{\text{исп}}$ , в то время как  $\Delta T_{\text{кр}}^{\text{го}}$  и соответственно  $T_3$  продолжают снижаться. Площадь теплообменной поверхности испарителя несколько увеличивается по сравнению с оптимальным значением, рассчитанным при тарифе  $c_3 = 1,68$  грн/(кВт·ч), но остается намного меньше исходного значения, как и стоимость испарителя. Соответственно, по сравнению с вариантом, рассчитанным при тарифе  $c_3 = 1,68$  грн/(кВт·ч), в силу описанных выше причин, уменьшаются потери эксергии в испарителе и газоохладителе, но всё равно остаются выше исходных. Однако это компенсируется некоторым снижением потерь эксергии в механизме компрессора и в процессе дросселирования. Суммарные потери эксергии становятся практически равны своему исходному значению (см. рис. 4.11), как соответственно и энергопотребление компрессора, его стоимость, эксплуатационные затраты системы и её холодильный коэффициент  $\varepsilon$  (см. табл. 4.2 и 4.3). При этом тарифе и практически неизменных эксплуатационных затратах приведенные затраты уменьшаются за счет того, что стоимость испарителя снижается на большее значение, чем растет стоимость газоохладителя (см. табл. 4.3).

При повышении тарифа на электроэнергию до  $c_3 = 3,48$  грн/(кВт·ч) оптимальное значение оптимизирующей переменной  $\Delta P_{\text{кр}}^{\text{км}}$  и соответственно давление после компрессора  $P_2$  снижаются по сравнению с исходным значением. Оптимальное значение среднего логарифмического температурного напора в испарителе  $\delta T_{\text{исп}}$ , продолжает снижаться в сравнении со своими оптимальными значениями при ранее рассмотренных тарифах, но остается выше, чем в исходном варианте.  $\Delta T_{\text{кр}}^{\text{го}}$  и соответственно  $T_3$  продолжают снижаться, как и при ранее рассмотренных тарифах. Площадь теплообменной поверхности испарителя несколько увеличивается по сравнению с оптимальным значением, рассчитанным при тарифе  $c_3 = 2,58$  грн/(кВт·ч), но остается намного меньше исходного значения, как и стоимость испарителя. Соответственно, по сравнению с вариантом, рассчитанным при тарифе  $c_3 = 2,58$  грн/(кВт·ч), в силу описанных выше причин, уменьшаются потери эксергии в испарителе, но всё равно остаются выше исходных. При этом потери эксергии в газоохладителе снижаются по сравнению с исходным вариантом, как и потери эксергии в механизме компрессора и в процессе дросселирования. Суммарные потери эксергии в системе далее уменьшаются (см. рис. 4.11). Соответственно снижается энергопотребление компрессора и его стоимость, уменьшаются эксплуатационные затраты системы и растет её  $\varepsilon$  (см. табл. 4.2 и 4.3). Уменьшение эксплуатационных затрат при этом тарифе приводит к снижению приведенных затрат, чему также способствует и уменьшение их капитальной составляющей, поскольку стоимость испарителя и компрессора снижается на большее значение, чем растет стоимость газоохладителя (см. табл. 4.3).

Соотношение капитальных и эксплуатационных составляющих в приведенных затратах  $PZ$  ХМ до и после её оптимизации при различных условных значениях тарифов на электроэнергию приведены на рис. 4.12.



**Рис. 4.12.** Процентное соотношение капитальных и эксплуатационных составляющих  $PZ$  при различных условных значениях тарифов на электроэнергию

Капитальные и эксплуатационные затраты определились как:

$$\text{Кап} = (z_{\text{км}} + z_{\text{исп}} + z_{\text{висп}} + z_{\text{го}} + z_{\text{вго}}) \eta_{\text{бкс}} n_{\text{сез}} + C_{\text{км}} + C_{\text{исп}} + C_{\text{висп}} + C_{\text{го}} + C_{\text{вго}}$$

и

$$\text{Эксп} = c_{\text{э}} (e_{\text{км}} + e_{\text{висп}} + e_{\text{вго}}) \eta_{\text{бкс}} n_{\text{сез}}$$

Из рис. 4.12 видно, что с повышением тарифа на электроэнергию в оптимизированной ХМ доля эксплуатационных составляющих в приведенных затратах становится больше, чем в исходной.

Таким образом, разработанная методика и программное обеспечение позволяют решать задачу оптимизации режимных параметров эксплуатации сверхкритических холодильных систем, работающих на R744 ( $\text{CO}_2$ ), с учетом взаимосвязей между параметрами всех основных подсистем при обеспечении минимального уровня приведенных затрат на их создание и эксплуатацию.

Численное решение этой задачи для холодильной установки типа «воздух – воздух» (кондиционер) с  $\text{CO}_2$  в качестве хладагента, работающего в сверхкритической области, позволило найти оптимальные параметры системы, обеспечивающие достижение минимального уровня приведенных затрат при различных значениях тарифов на электроэнергию.

Одно из достоинств методики заключается в том, что полученное однозначное аналитическое решение в виде системы уравнений пригодно для термоэкономической оптимизации любой холодильной системы, работающей по рассматриваемой схеме и с подобным типом оборудования.

Недостатком методики является то, что для упрощения представления аналитических зависимостей в термоэкономической модели не учитываются гидравлические потери давления в соединительных трубопроводах контура циркуляции хладагента и их влияние на холодильный коэффициент ХМ  $\varepsilon$ . Однако этими потерями в принципе можно пренебречь, поскольку благодаря теплофизическим свойствам  $\text{CO}_2$  их влияние на эффективность цикла незначительно.

При этом данная модель может быть дополнена соответствующими уравнениями для учета гидравлических потерь в трубопроводах системы.

Применение данной методики на практике должно способствовать снижению финансовых затрат на создание и эксплуатацию кондиционеров с хладагентом R744, повышению их конкурентоспособности в сравнении с традиционными фреоновыми системами и способствовать созданию условий для их широкомасштабного внедрения в Украине.

В дальнейшем данная методика может быть адаптирована для решения задач термоэкономической оптимизации режимных параметров эксплуатации сверхкритических термотрансформаторов иного функционального назначения.

#### **4.3. Термоэкономическое обоснование выбора оптимальной температуры охлаждения в сверхкритическом цикле парокompрессорной ХМ**

Выбор температурных границ цикла, при которых возможна эксплуатация холодильной машины с максимальной эффективностью, является противоречивым и далеко не простым вопросом, с которым сталкиваются проектировщики холодильных систем в своем стремлении создать одновременно экономичную по эксплуатационным затратам и относительно недорогую по капитальным вложениям установку. Эксергетический метод термодинамического анализа и его технико-экономические приложения, такие как термоэкономический анализ, диагностика и оптимизация, являются мощной теоретической базой, способной при проектировании ХМ облегчить выбор компромиссного решения между капитальными вложениями и эксплуатационными затратами.

На сегодняшний день есть все основания утверждать, что холодильные машины, спроектированные с привлечением аппарата термоэкономики, имеют хорошие показатели по ресурсу, значительный срок эксплуатации без капитального ремонта компрессорного оборудования, обладают низким уровнем шума вентиляторов и вибраций в гидравлическом контуре циркуляции хладагента.

В этой связи представляются актуальными исследования, направленные на дальнейшее повышение эффективности ХМ с применением эксергетического метода термодинамического анализа.

Одним из способов снижения эксплуатационных затрат является организация энергоэффективной работы ХМ в определенной области температур охлаждения, в которой имеет место максимальный эксергетический КПД [123].

Расчеты, проведенные *Мартыновским В. С., Мельцером Л. З., Шнайдом Н. С., Бродяньским В. М., Минкусом Б. С., Лавренченко Г. К.*, показали, что существование оптимальной температуры охлаждения  $T_{\text{охл}}$ , соответствующей максимальному эксергетическому КПД, имеет место для всех типов генераторов холода: парокompрессорных, абсорбционных, термоэлектрических, газовых и газожидкостных. Как отмечают сами авторы [123, 124], наличие оптимальной  $T_{\text{охл}}$  является следствием взаимного влияния в действительных циклах внешней и внутренней необратимостей. Между тем, механизм этого влияния, по нашему

мнению, авторами раскрыт недостаточно. В частности не изучен эффект взаимодействия составляющих эксергетических потерь в элементах ХМ и его связь с максимальной эксергетической эффективностью. Следует отметить, что влияние на эксергетический КПД потерь от необратимости далеко не однозначно и зависит не только от температурных напоров в аппаратах ХМ, но и от температурных границ цикла. Как известно [125], чем они ближе друг к другу, тем сильнее это влияние. Кроме того, разность температур в испарителе и конденсаторе приводит к увеличению необратимости в компрессоре и в итоге к снижению его эффективности. В связи с этим авторы [51, 126] для обоснования выбора наилучших режимов работы реальных ХМ ограничились только обработкой статистических данных значений эксергетических КПД.

По нашему мнению, единственной работой, в которой предпринята попытка с термодинамических позиций раскрыть причины существования оптимальной  $T_{охл}$  с выявлением наиболее влиятельных факторов, является статья *Лавренченко Г. К.* [127]. В частности, в ней делается вывод, что наибольший вклад в появление оптимума эксергетического КПД вносит необратимость процесса сжатия в реальном компрессоре. Отмечается, что эффективность цикла пароконпрессорных ХМ и экстремальный характер зависимости эксергетического КПД от  $T_{охл}$  в значительной мере обусловлен объемными и энергетическими характеристиками компрессора. Относительная консервативность (слабая изменяемость) оптимальной  $T_{охл}$  при варьировании температурных напоров в испарителе и конденсаторе дает основание рассматривать отдельно задачи термодинамической и технико-экономической оптимизации. Следует отметить, что это заключение несколько «идет в разрез» с основной идеей термоэкономического подхода к оптимизации ХМ, согласно которому эти задачи следует рассматривать совместно с учетом влияния на технико-экономические показатели термодинамических параметров системы. При раздельном же рассмотрении этих задач результат может быть таким, что термодинамический и термоэкономический оптимумы могут и не совпадать ввиду различия целевых функций. Таким образом, традиционный термоэкономический подход к проектированию оптимальной ХМ должен быть несколько изменен. Как известно [128], практика современного компрессоростроения определяет сугубо дискретный характер изменения главного классифицирующего параметра компрессора – его теоретической объемной подачи. В связи с этим выбор компрессора, отвечающего полученной оптимальной объемной подаче, рассчитанной при фиксированном значении холодопроизводительности, в этом случае затруднен. Компрессор с такими нестандартными характеристиками может просто не выпускаться, а его индивидуальное проектирование и изготовление нецелесообразно из экономических соображений.

Для преодоления этого противоречия имеет смысл вначале рассмотреть задачу нахождения оптимальной температуры охлаждения с учетом характеристик реального компрессора, а затем для найденных оптимальных по эксерге-

тическому КПД условий его эксплуатации провести термоэкономическую оптимизацию остального оборудования с целью минимизации приведенных затрат, связанных с созданием и эксплуатацией ХМ. Это позволит уже на начальном этапе разработки системы исключить из дальнейшего рассмотрения ряд далеких от оптимальных альтернативных вариантов проектируемой ХМ. Последующая термоэкономическая оптимизация должна увязать между собой термодинамически предпочтительные альтернативы и капитальные затраты.

#### 4.3.1. Условия построения идеализированных процессов цикла и выбор эталонного режима

Методика проведения термоэкономической диагностики предусматривает сопоставление эталонного и реального режимов работы ХМ [129]. В качестве эталонного режима может быть выбран цикл с устраненными техническими потерями, а в качестве реального – действительный цикл. Анализ составляющих эксергетических потерь и их взаимовлияния в элементах при переходе от идеализированного цикла к действительному в итоге должен выявить причины существования температурной области, в которой эксергетический КПД ХМ достигает своего максимального значения.

Задача выбора оптимальной  $T_{\text{охл}}$  рассмотрена на примере сверхкритической ХМ, использующей в качестве рабочего вещества хладагент R744 ( $\text{CO}_2$ ).

Поскольку рассматривается ХМ с заданной теоретической объемной подачей компрессора и переменной в зависимости от режима холодопроизводительностью, для выбора эталонного режима целесообразно воспользоваться концепцией создания некой виртуальной ХМ с «идеальным» компрессором [129]. Это позволит установить максимально возможный «продукт» холодильной установки при устраненных технических потерях в цикле. В качестве «идеального» рассматривается теоретический компрессор. Считается, что в цилиндре отсутствует мертвое пространство, а также отсутствуют трение и потери давления (полная герметичность цилиндра компрессора).

Идеализированный цикл с устраненными техническими потерями строится в предположении, что температура испарения в нем на 0,5 К ниже температуры хладоносителя на выходе из испарителя  $T_{\text{охл}}$ , а температура R744 на выходе из газоохладителя  $T_3$  на 0,5 К выше температуры теплоносителя на входе в газоохладитель  $T_{\text{го}}$ . В случае воздушного охлаждения она равняется температуре окружающей среды  $T_{\text{ос}}$ . Таким образом, считается, что существует фактически идеальный контакт обменивающихся теплотой сред. Кроме того, вводится допущение, что процесс сжатия осуществляется при максимально достижимом для современных компрессоров значении изоэнтропного КПД  $\eta_{\text{искм}} = 95\%$  и без теплотерь с поверхности корпуса компрессора.

При построении реальных циклов использованы эмпирические зависимости, полученные для компрессоров с хладагентом R744 фирмы «Dorin». В част-

ности, коэффициент объемной подачи компрессора определяется как функция степени сжатия в цикле  $\pi_{сж}$  [104]

$$\lambda_V = 0,9207 - 0,0756 \pi_{сж} + 0,0018 \pi_{сж}^2, \quad (4.12)$$

а изэнтропный КПД компрессора находится с использованием зависимости [130]

$$\eta_{искм} = (0,9343 - 0,04478 \pi_{сж}) \cdot 100 \%. \quad (4.13)$$

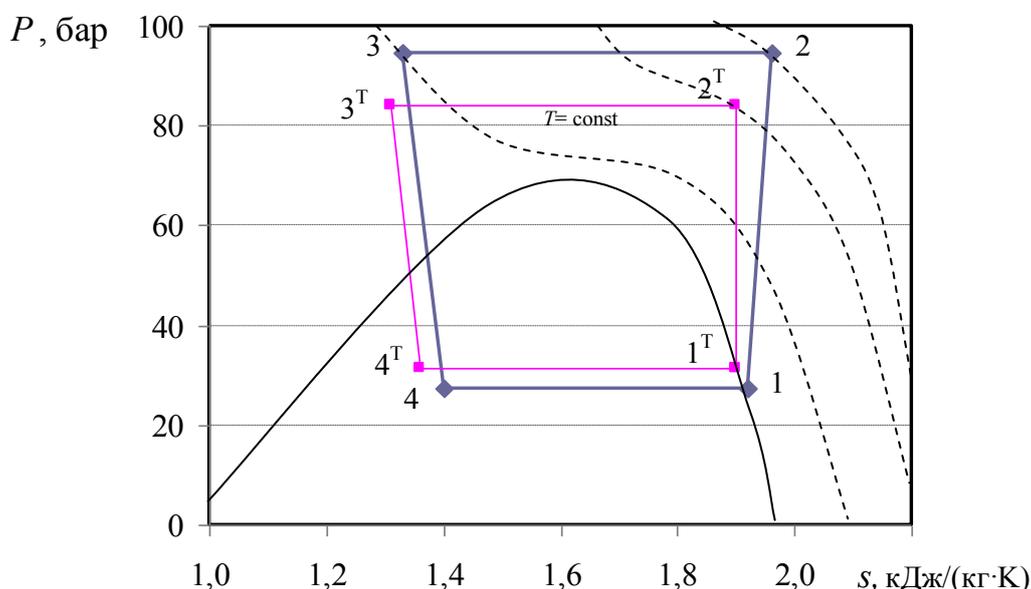
Связь между температурой на выходе из газоохладителя и оптимальным давлением нагнетания устанавливается следующим образом [131]

$$P_2^{opt} = 2,68 T_3 - 6,796, \quad (4.14)$$

а температура R744 на выходе из газоохладителя определяется с учетом рекомендаций работы [131] по формуле

$$T_3 = T_{oc} - 0,0015263 T_{oc}^2 - 0,028866 T_{oc} + 7,7126. \quad (4.15)$$

На рис. 4.13 представлены реальный и теоретический (идеализированный) циклы сверхкритической ХМ, построенные с учетом зависимостей (4.12) – (4.15).



1, 2, 3, 4 – точки реального цикла;  
 $1^T, 2^T, 3^T, 4^T$  – точки теоретического цикла

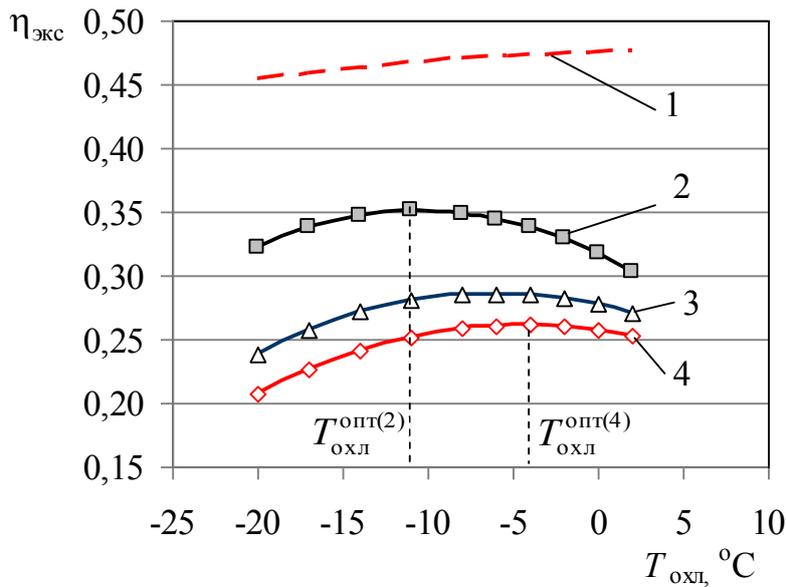
На рис. 4.13 показаны следующие термодинамические процессы: 1 - 2 – процесс сжатия в компрессоре; 2 - 3 – процесс охлаждения пара в газоохладителе; 3 - 4 – процесс дросселирования; 4 - 1 – процесс испарения.

Эксергетический КПД ХМ определяется по зависимости

$$\varepsilon_{экс} = \tau_e \varepsilon,$$

где  $\tau_e = [T_{oc}/T_{охл} - 1]$  – эксергетическая температурная функция.

На рис. 4.14 показано изменение  $\varepsilon_{экс}$  в зависимости от температуры охлаждения  $T_{охл}$ , которая варьировалась в широком диапазоне от  $-20^\circ\text{C}$  до  $2^\circ\text{C}$ , и температуры окружающей среды  $T_{oc}$ .



- 1 – для эталонной ХМ с «идеальным» КМ при  $T_{oc} = 29\text{ }^\circ\text{C}$ ;  
 2 – для действительного цикла с реальными характеристиками КМ при  $T_{oc} = 25\text{ }^\circ\text{C}$  и температурном напоре в испарителе  $\Delta T_{исп} = 5\text{ }^\circ\text{C}$ ;  
 3 – при  $T_{oc} = 29\text{ }^\circ\text{C}$  и  $\Delta T_{исп} = 5\text{ }^\circ\text{C}$ ; 4 – при  $T_{oc} = 32\text{ }^\circ\text{C}$  и  $\Delta T_{исп} = 5\text{ }^\circ\text{C}$

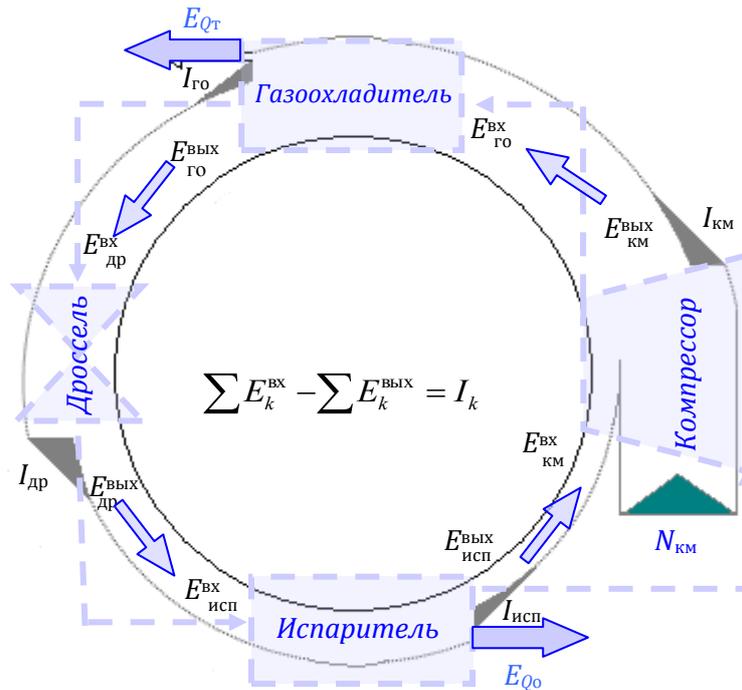
Из рис. 4.14 видно, что с увеличением температуры  $T_{oc}$  оптимальная температура охлаждения  $T_{охл}^{опт}$ , при которой наблюдается максимальный  $\varepsilon_{экс}$ , смещается в сторону больших значений. Так, при  $T_{oc} = 25\text{ }^\circ\text{C}$  оптимальная  $T_{охл}^{опт(2)} = -12\text{ }^\circ\text{C}$ , а при  $T_{oc} = 32\text{ }^\circ\text{C}$  –  $T_{охл}^{опт(4)} = -4\text{ }^\circ\text{C}$ . Следует отметить, что для эталонной ХМ экстремума функции  $\varepsilon_{экс} = f(T_{охл})$  не наблюдается.

Поскольку в практике проектирования холодильной машины принято принимать  $T_{oc} = 32\text{ }^\circ\text{C}$ , дальнейший углубленный эксергетический анализ проводится для режимов работы сверхкритической ХМ, соответствующей линии 4 (рис. 4.14).

#### 4.3.2. Методика углубленного эксергетического анализа холодильной машины

Авторами разработана методика [132] проведения углубленного эксергетического анализа, основанная на теории эксергетической стоимости [133]. Методика является универсальной и применима как для холодильных машин, так и для тепловых насосов, поскольку в ней заложен достаточно простой принцип разделения эксергетических потоков на «топливо» и «продукт» (см. параграф 3.2) вне зависимости от функционального назначения элементов схемы.

Эксергетические потоки в сверхкритической холодильной машине схематически показаны на рис. 4.15, где приняты следующие обозначения: КМ – компрессор, ГО – газоохладитель, ДР – дроссель, ИСП – испаритель,  $N_{км}$  – мощность привода КМ,  $E_{Q_T}$  и  $E_{Q_0}$  – эксергии теплоты и холода.



**Рис. 4.15.** Схематическое изображение эксергетических потоков в парокompрессорной ХМ, работающей по сверхкритическому циклу

Рассматриваемая ниже методика основывается на уравнении баланса эксергетических потоков для элементов системы

$$\sum E_k^{BX} - \sum E_k^{BЫX} = I_k, \quad (4.16)$$

где  $\sum E_k^{BX}$ ,  $\sum E_k^{BЫX}$  – суммы эксергетических потоков на входе в элемент и на выходе из него;  $I_k$  – потери эксергии в  $k$ -ом элементе ХМ.

Применяя разделение эксергетических потоков на «топливо» и «продукт», баланс (4.16) можно записать в виде:

$$F_k - P_k = I_k, \quad (4.17)$$

где  $F_k$  и  $P_k$  – «топливо» и «продукт»  $k$ -го элемента.

При декомпозиции эксергетических потоков в ХМ на «топливо» и «продукт» предлагается разделять потоки не только на термическую  $E_i^T$  и механическую  $E_i^M$  составляющие эксергии, но и на энтальпийную  $H_i$  и энтропийную  $S_i$  составляющие

$$\begin{aligned} E_i^T &= G_{ха} (i_i - i_i^M) + G_{ха} T_{oc} (s_i^M - s_i) = H_i^T + S_i^T; \\ E_i^M &= G_{ха} (i_i^M - i_{oc}) + G_{ха} T_{oc} (s_{oc} - s_i^M) = H_i^M + S_i^M, \end{aligned}$$

где  $G_{ха}$  – массовый расход хладагента;  $i_{oc}$ ,  $s_{oc}$  – энтальпия и энтропия хладагента при  $T_{oc}$  и  $P_{oc}$ ;  $i_i$ ,  $s_i$  – энтальпия и энтропия хладагента в  $i$ -ой точке цикла.

Таким образом, 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.

Полная эксергия в  $i$ -ой точке цикла определяется по формуле

$$E_i = E_i^M + E_i^T = G_{ха} [(i_i - i_{oc}) - T_{oc} (s_i - s_{oc})].$$

На рис. 4.16 показан цикл ХМ в  $i,s$ -диаграмме, а также схема определения энтальпийной и энтропийной составляющих эксергии для точки 4, соответствующей параметрам хладагента перед испарителем.

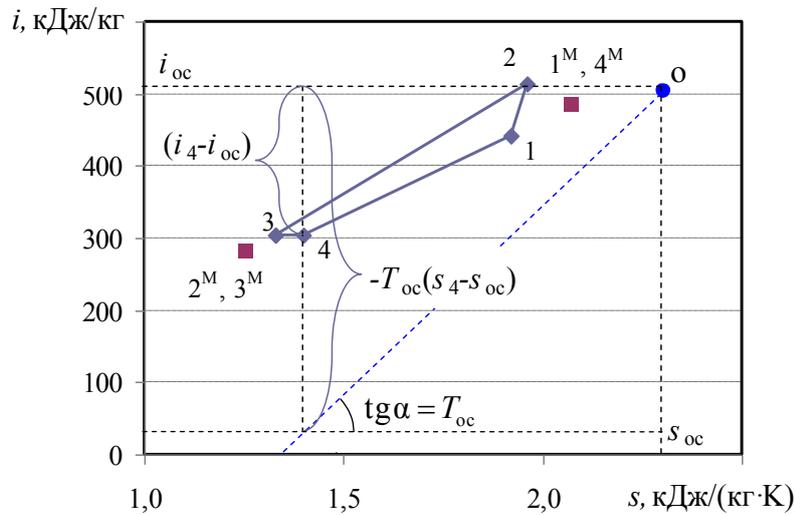


рис. 4.16. Цикл ХМ в  $i,s$ -диаграмме. 1-4 – точки цикла ХМ,  $1^M - 4^M$  – параметры состояния хладагента при  $P_i$  и  $T_i = T_{oc}$ ; о – точка, соответствующая параметрам хладагента при  $P_i = P_{oc}$  и  $T_i = T_{oc}$

Декомпозиция эксергетических потоков в ХМ проводится по единому правилу: если происходит уменьшение энтальпийной и увеличение энтропийной составляющих эксергии – это «топливо» элемента

$$H_k^{T(M)} = (H_{i+1}^{T(M)} - H_i^{T(M)}) > 0;$$

$$S_k^{T(M)} = (S_{i+1}^{T(M)} - S_i^{T(M)}) < 0,$$

а если увеличение энтальпийной и уменьшение энтропийной составляющих эксергии – это «продукт» элемента

$$H_k^{T(M)} = (H_{i+1}^{T(M)} - H_i^{T(M)}) < 0;$$

$$S_k^{T(M)} = (S_{i+1}^{T(M)} - S_i^{T(M)}) > 0.$$

Главное отличие предлагаемого способа разделения эксергетических потоков на «топливо» и «продукт» от известных (см., например, [89]) состоит в том, что «продуктом» элемента является не совершение работы или производство теплоты или холода, а получение рабочего вещества с требуемыми параметрами.

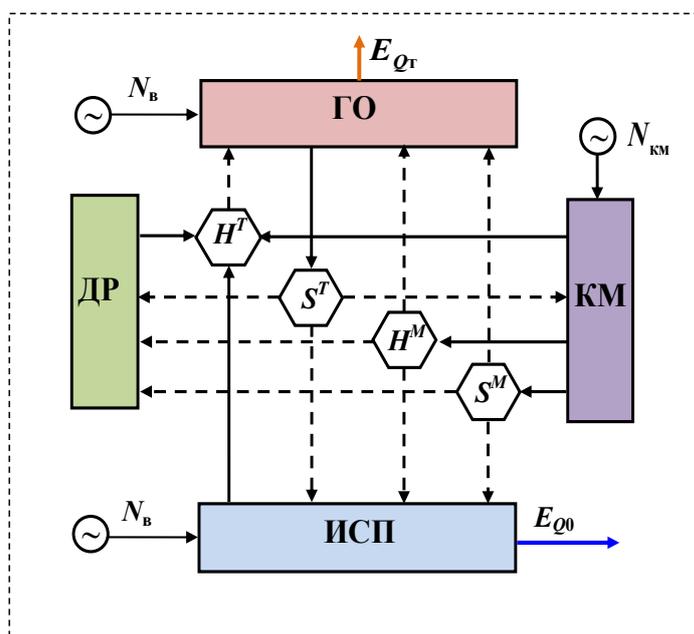
Это можно пояснить следующим образом. Если в процессе происходит изменение параметров состояния хладагента, которое в дальнейшем позволит передавать тепловой поток из системы в окружающую среду (от  $i_i$  до  $i_i^M$  и от  $s_i$  до  $s_i^M$  при  $P_i = \text{const}$ ) и совершать работу изотермического расширения (от  $i_i^M$  до  $i_{oc}$  и от  $s_i^M$  до  $s_{oc}$  при  $T_{oc} = \text{const}$ ), то в этом элементе системы производится «продукт» (рис. 4.16). Иными словами, происходит увеличение энтальпийной и уменьшение энтропийной составляющих эксергии.

Если же при переходе от начальной точки цикла к конечной происходит уменьшение энтальпийной и увеличение энтропийной составляющей, то сни-

жается способность системы передавать тепловой поток в окружающую среду и совершать работу. В этом случае поток эксергии поступает в элемент в качестве «топлива».

Используя тепловой поток, идущий от окружающей среды к рабочему телу в интервале температур от  $T_{oc}$  до  $T_i$ , система получает возможность совершать работу. Таким образом, окружающая среда оказывает влияние на установку, и эксергия теплоты поступает в систему в виде «топлива». Аналогично этому, электрическая энергия от внешнего источника является «топливом» для системы.

Схема декомпозиции эксергетических потоков, составленная с учетом разделения на термическую энтальпийную и энтропийную, а также механическую энтальпийную и энтропийную составляющие эксергии, представлена на рис. 4.17.



**Рис. 4.17.** Схема декомпозиции составляющих эксергетических потоков в ХМ:  $N_B$  – мощность вентилятора

На рис. 4.17 все входящие в элемент потоки являются его «топливом», а выходящие – «продуктом». В отличие от используемых в настоящее время моделей разделения эксергетических потоков на «топливо» и «продукт», в предлагаемой схеме целевое назначение потоков будет меняться в зависимости от параметров окружающей среды, а также от параметров источника теплоты на входе в испаритель, а не от целевого назначения установки (ХМ или ТН). Например, для рассматриваемой схемы декомпозиции потоков эксергии «топливом» компрессора являются потоки:

$$F_{км} = G_{xa} [(i_2^M - i_1^M) + T_{oc} ((s_2^M - s_2) - (s_1^M - s_1))] + N_{км} = H_{км}^M + S_{км}^T + N_{км},$$

а «продуктом» –

$$P_{км} = G_{xa} [(i_2 - i_2^M) - (i_1 - i_1^M)] + G_{xa} T_{oc} [(s_{oc} - s_2^M) - (s_{oc} - s_1^M)] = H_{км}^T + S_{км}^M.$$

На схеме (см. рис. 4.17) кроме основных элементов (компрессор, газоохладитель, дроссель, испаритель) показаны виртуальные элементы ( $H^M$ ,  $S^M$ ,  $H^T$  и  $S^T$ ), которые служат блоками-коммуникаторами между основными. Для виртуальных элементов системы эксергетический баланс (4.17) будет записан без деструкции эксергии, т.к. они выполняют роль устройств, в которых происходят обратимые изотермические и изобарные процессы, характеризующиеся изменением параметров состояния хладагента, соответствующих точке цикла, до параметров, соответствующих его состоянию при температуре и давлении окружающей среды.

В табл. 4.4 приведено разделение эксергетических потоков на «топливо» и «продукт» (см. рис. 4.17).

**Таблица 4.4.** Разделение потоков эксергии на «топливо» и «продукт» по схеме декомпозиции составляющих эксергетических потоков

Элемент	«Топливо»	«Продукт»
Компрессор	$S_{\text{км}}^T + H_{\text{км}}^M + N_{\text{км}}$	$H_{\text{км}}^T + S_{\text{км}}^M$
Газоохладитель	$H_{\text{го}}^T + H_{\text{го}}^M + S_{\text{го}}^M$	$S_{\text{го}}^T + E_{Q\text{г}}$
Дроссель	$H_{\text{др}}^T + S_{\text{др}}^M$	$S_{\text{др}}^T + H_{\text{др}}^M$
Испаритель	$S_{\text{исп}}^T + H_{\text{исп}}^M + S_{\text{исп}}^M$	$H_{\text{исп}}^T + E_{Q0}$

Далее исследовано взаимовлияние составляющих эксергетических потерь в элементах ХМ. Для этого необходимо воспользоваться основными уравнениями теории эксергетической стоимости [133]. Тогда эксергетический баланс в элементах системы (4.17) записывается в следующем виде

$$I_k = (k_k - 1)P_k,$$

где  $k_k = F_k/P_k$  – эксергетическая стоимость потока, которая показывает потерю его качества при прохождении через элемент (см. параграф 3.2).

Потери эксергии в  $k$ -ом элементе выражены через составляющие так

$$I_k = I_k^0 + \Delta I_k = (k_k^0 - 1)P_k^0 + P_k^0 \Delta k_k + (k_k - 1) \Delta P_k,$$

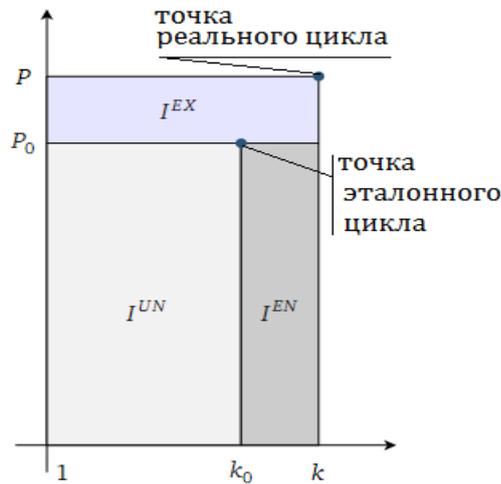
где  $I_k^0$  и  $P_k^0$  – потери эксергии и «продукт»  $k$ -го элемента в эталонном режиме.

Под эталонным понимается режим, в котором имеются только неустранимые потери, равные

$$I_k^{UN} = P_k^0 (k_k^0 - 1),$$

где  $k_k^0$  – эксергетическая стоимость потока в эталонном режиме.

Если изменяются условия эксплуатации установки, то меняется её эффективность и произведенный «продукт» относительно эталонного режима (рис. 4.18).



**Рис. 4.18.** Неустраняемая  $I_k^{UN}$ , устраняемая экзогенная  $I_k^{EX}$  и устраняемая эндогенная  $I_k^{EN}$  составляющие потерь эксергии  $I_k$

Таким образом, технически возможный потенциал энергосбережения для системы может быть определен при сравнении реального и эталонного режимов следующим образом:

$$\Delta I_k = P_k^0 \Delta k_k + (k_k - 1) \Delta P_k. \quad (4.18)$$

В уравнении (4.18) первое слагаемое характеризует влияние на  $\Delta I_k$  потерь от необратимости в  $k$ -ом элементе, которые непосредственно связаны с его техническим несовершенством, т.е. является аналогом эндогенной деструкции эксергии  $I_k^{EN} = P_k^0 \Delta k_k$ .

Второе слагаемое определяет потери эксергии в том же  $k$ -ом элементе, которые зависят от несовершенства остальных элементов и влияния внешних воздействий (аналог экзогенной деструкции эксергии  $I_k^{EX} = (k_k - 1) \sum P_j^0 \Delta k_j$ , где индекс  $j$  относится ко всем элементам ХМ, кроме  $k$ -го).

### 4.3.3. Анализ результатов эксергетического анализа холодильной машины

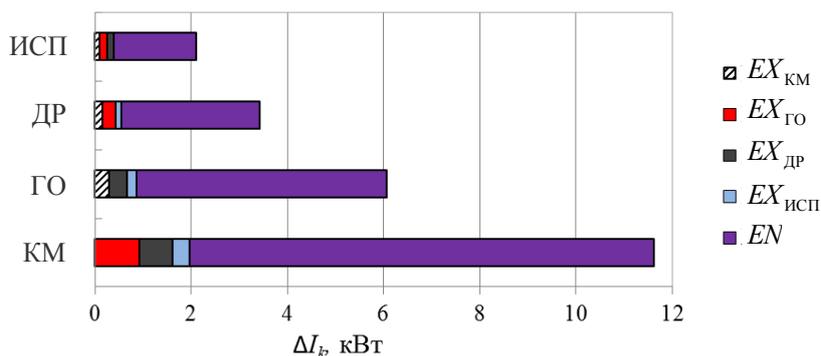
Ниже рассмотрены результаты эксергетического анализа ХМ. Система оборудована двумя параллельно установленными компрессорами TCS 373-D, R744 (суммарная теоретическая объемная подача 29,4 м<sup>3</sup>/ч), пластинчатым испарителем и газоохладителем одинаковой геометрии с выштампованными трубками для прохода хладагента и осевыми вентиляторами.

С целью определения характера распределения составляющих эксергетических потерь в элементах ХМ и как следствие этого выявления причин существования оптимальной температуры охлаждения проанализированы 3 режима работы ХМ при температуре окружающей среды  $T_{oc} = 32$  °С: режим 1, соответствующий минимальному эксергетическому КПД  $\varepsilon_{экс}$  ХМ при температуре охлаждения  $T_{охл} = -20$  °С (см. рис. 4.14); режим 2, который является оптимальным, поскольку характеризует работу ХМ при оптимальной  $T_{охл}^{opt} = -4$  °С, соответствующей

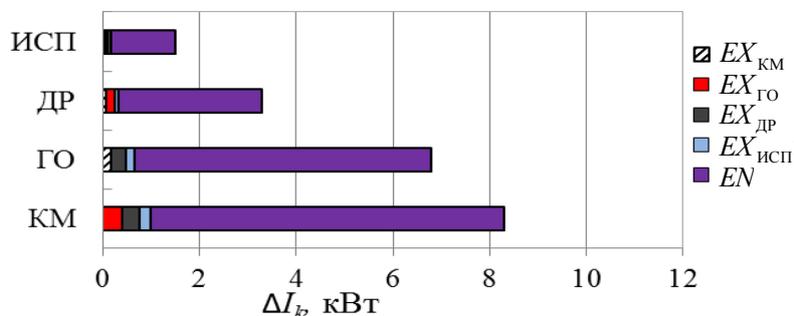
щей максимальному  $\varepsilon_{\text{экс}}$  (см. там же); режим 3, осуществляемый при температуре охлаждения  $T_{\text{охл}} = 2^\circ\text{C}$  (выше  $T_{\text{охл}}^{\text{опт}}$ ).

Для каждого режима (1, 2, 3) определен свой эталонный цикл (при устраненных технических потерях) в заданных температурных границах и рассчитан массовый расход хладагента  $G_{\text{ха}}$  при заданной теоретической объемной подаче компрессора.

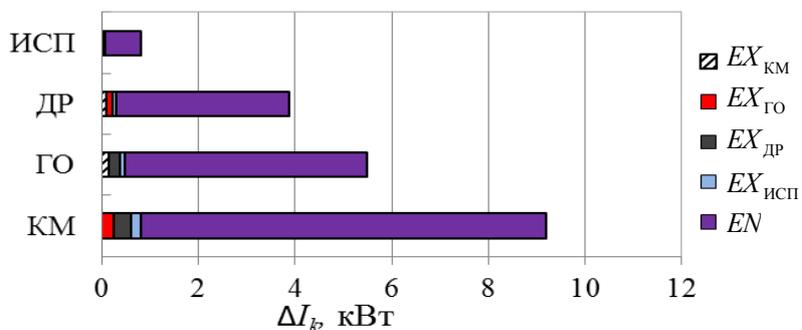
На рис. 4.19 – 4.21 представлен характер распределения составляющих эксергетических потерь в элементах сверхкритической ХМ (с учетом их взаимодействия), полученных по указанной выше методике для трех рассматриваемых режимов.



**Рис. 4.19.** Распределение составляющих эксергетических потерь для режима 1



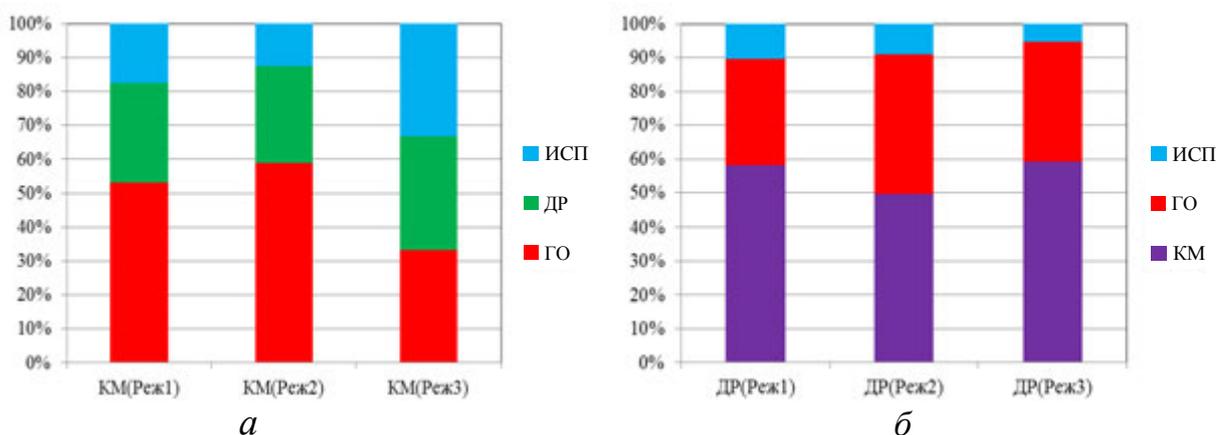
**Рис. 4.20.** Распределение составляющих эксергетических потерь для режима 2 (оптимального)



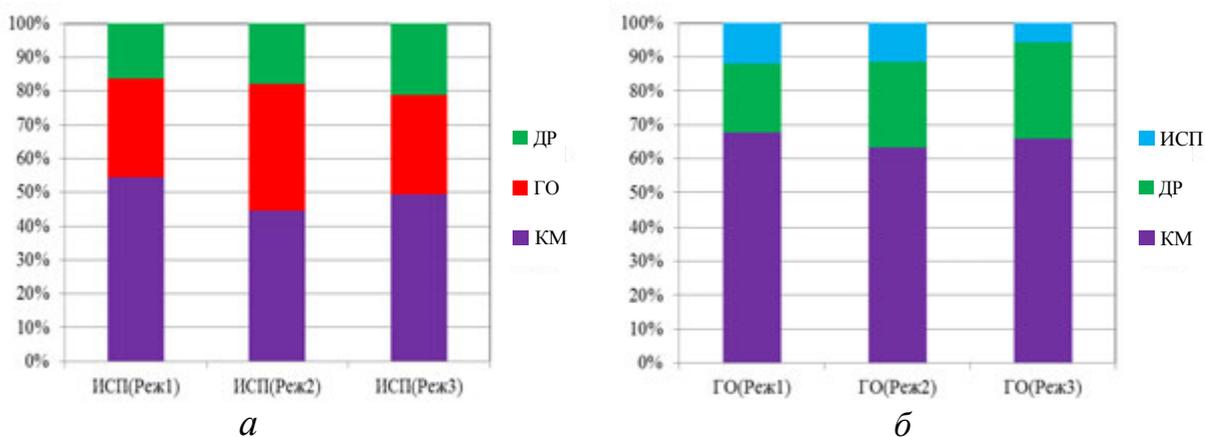
**Рис. 4.21.** Распределение составляющих эксергетических потерь для режима 3

Из рис. 4.19 – 4.21 видно, что режим 1 работы ХМ характеризуется наибольшими значениями как эндогенной, так и экзогенной составляющих эксергетических потерь, что косвенно может свидетельствовать о большом взаимовлиянии потерь в элементах. В режиме 2 происходит уменьшение эксергетических потерь в компрессоре и дросселе, в то время как в режиме 3 наименьшие потери наблюдаются в ГО и ИСП.

На рис. 4.22 и 4.23 представлены результаты углубленного анализа экзогенной составляющей потерь эксергии в указанных режимах. Видно, что в режиме 2 экзогенные составляющие деструкции эксергии в компрессоре, связанные с необратимыми потерями в ГО и ИСП, больше, чем в режиме 3, и меньше, чем в режиме 1, по абсолютной величине (см. рис. 4.19 – 4.21). Однако в процентном соотношении влияние ГО на потери в компрессоре при работе ХМ в режиме 2 больше, чем в остальных режимах, в то время как влияние испарителя, наоборот, меньше (рис. 4.22, а). Необходимо отметить еще одну особенность режима 2 с максимальным эксергетическим КПД. Экзогенные деструкции эксергии, связанные с КМ, для ГО, ДР и ИСП в режиме 2 имеют наименьшие в процентном соотношении значения (рис. 4.22, б и рис. 4.23).



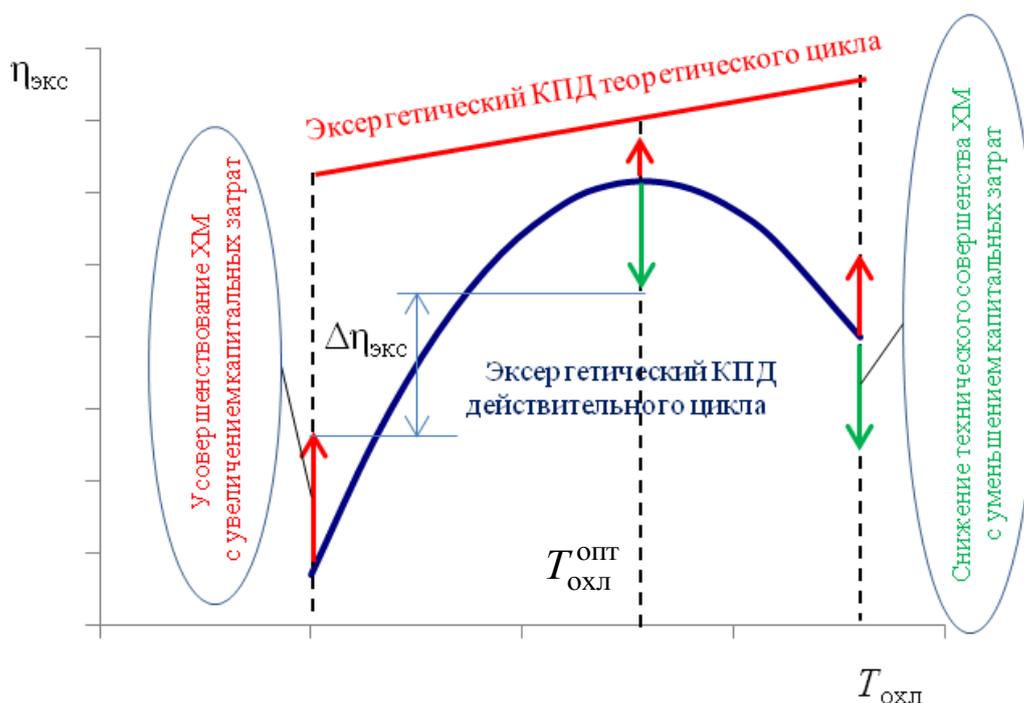
**Рис. 4.22.** Процентное соотношение экзогенной составляющей эксергетических потерь для КМ (а) и ДР (б)



**Рис. 4.23.** Процентное соотношение экзогенной составляющей эксергетических потерь для ИСП (а) и ГО (б)

Таким образом, дальнейшую термозкономическую оптимизацию целесообразно проводить для режима 2, соответствующего оптимальной температуре охлаждения  $T_{\text{охл}}^{\text{опт}}$ , по следующим причинам:

- в режиме 2 достигается максимальная степень приближения к характеристикам эталонного цикла (рис. 4.24);
- в нем наблюдается наименьшая эндогенная деструкция эксергии в компрессоре;
- влияние деструкции эксергии в компрессоре на другие элементы в процентном соотношении наименьшее;
- в этом режиме наблюдается меньшее влияние необратимости в испарителе на деструкцию эксергии в компрессоре, что дает возможность существенно расширить диапазон выбора конкурирующих вариантов испарителя с привлечением его технико-экономических характеристик, поскольку влияние термодинамической необратимости в испарителе для этого режима не столь существенно;
- если в качестве исходного режима работы ХМ в начале процедуры термозкономической оптимизации будет принят режим с максимальным эксергетическим КПД (рис. 4.24), то выбор даже в пользу технически менее совершенного и, следовательно, недорогого оборудования в итоге будет более оправданным.



**Рис. 4.24.** Схематическое изображение изменения эксергетического КПД при возможных вариантах ухудшения или улучшения режимно-конструктивных характеристик ХМ

Как видно из рис. 4.24, термозкономическая оптимизация, начинаемая с любого другого режима, отличного от оптимального, как правило, будет давать меньшие значения эксергетического КПД даже при существенном усовершенствовании и удорожании оборудования ХМ.

#### 4.3.4. Результаты термоэкономической оптимизации холодильной машины с хладагентом R744

Ниже приведены результаты термоэкономической оптимизации воздуховоздушной ХМ, работающей по сверхкритическому циклу CO<sub>2</sub>, термоэкономическая модель которой подробно описана в подпараграфе 4.2.1.

В качестве исходных данных приняты: холодопроизводительность  $Q_0 = 50,515$  кВт; температура воздуха на выходе испарителя  $T_{\text{охл}} = -4$  °С; температура воздуха на входе в газоохладитель равна температуре окружающей среды  $T_{\text{ос}} = 32$  °С; изменение температуры воздуха в газоохладителе  $\Delta T_{\text{возд}}^{\text{го}} = 7$  К; изменение температуры воздуха в испарителе  $\Delta T_{\text{возд}}^{\text{исп}} = 5$  К; массовый расход воздуха через испаритель – 10,13 кг/с; суммарная потребляемая мощность электродвигателями вентиляторов испарителя – 0,387 кВт; продолжительность работы системы в году  $\Delta t = 8000$  ч; анализируемое количество сезонов работы установки  $n_{\text{сез}} = 30$ ; нормативный коэффициент отчислений от стоимости оборудования  $k_{\text{ни}} = 0,15$ ; тариф на электроэнергию  $c_3 = 2,60$  грн/(кВт·ч).

Оптимальные режимно-конструктивные характеристики данной ХМ представлены в табл. 4.5.

Таблица 4.5. Результаты оптимизации ХМ

Параметр	Исходный вариант ХМ (ИСХ)	Оптимальная ХМ (ОПТ)
Температура кипения $T_0$ , °С	-9,00	-13,82
Давление кипения CO <sub>2</sub> $P_0$ , бар	27,23	23,74
Температура CO <sub>2</sub> на входе в компрессор $T_1$ , °С	-4,00	-8,82
Давление CO <sub>2</sub> после компрессора $P_2$ , бар	94,6	89,1
Степень сжатия хладагента в компрессоре	3,47	3,75
Изоэнтропный КПД компрессора	0,779	0,766
Температура CO <sub>2</sub> после компрессора $T_2$ , °С	120,57	124,08
Температура CO <sub>2</sub> после газоохладителя $T_3$ , °С	37,3	33,4
Удельная массовая холодопроизводительность испарителя, кДж/кг	129,6	146,2
Массовый расход CO <sub>2</sub> , кг/с	0,3898	0,3455
Коэффициент объемной подачи компрессора	0,682	0,670
Теоретическая объемная производительность компрессора, м <sup>3</sup> /ч	29,42	30,87
Потери эксергии в механизме компрессора, кВт	0,490	0,515
Потери эксергии в процессе дросселирования, кВт	8,372	7,357
Потери эксергии в испарителе, кВт	1,607	2,691
Потери эксергии в газоохладителе, кВт	7,613	6,875
Суммарные потери эксергии, кВт	18,082	17,437
Потребляемая мощность ЭД КМ из сети, кВт	32,639	31,772

Продолжение таблицы 4.5

Параметр	Исходный вариант ХМ (ИСХ)	Оптимальная ХМ (ОПТ)
Эффективная мощность компрессора (на валу), кВт	24,32	23,67
Коэффициент теплопередачи испарителя, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	72,6	75,4
Средний логарифмический температурный напор в испарителе $\delta T_{исп}$ , К	7,197	12,127
Площадь наружной поверхности испарителя, м <sup>2</sup>	96,6	55,3
Теплопроизводительность газоохладителя, кВт	74,34	73,67
Массовый расход воздуха через газоохладитель, кг/с	10,40	10,31
Суммарная мощность, потребляемая ЭД вентиляторов газоохладителя из сети, кВт	0,999	0,979
Коэффициент теплопередачи газоохладителя, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	91,8	90,9
Средний логарифмический температурный напор в газоохладителе, К	27,729	20,144
Площадь наружной поверхности газоохладителя, м <sup>2</sup>	29,2	40,2
Суммарная мощность, потребляемая ХМ из сети, кВт	34,025	33,138
Холодильный коэффициент ХМ $\epsilon$	1,473	1,513
Эксергетический КПД ХМ $\epsilon_{экс}$	0,197	0,203

В табл. 4.6 приведены экономические показатели рассматриваемой ХМ до и после её оптимизации, а также эффект от оптимизации.

Таблица 4.6. Экономические показатели и эффект от оптимизации ХМ

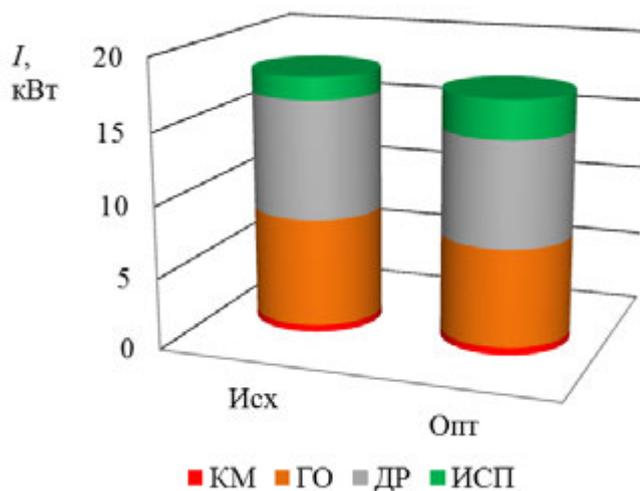
Параметр	Исходный вариант ХМ (ИСХ)	Оптимальная ХМ (ОПТ)
Стоимость компрессора, тыс. грн	1059,1	1046,1
Стоимость испарителя, тыс. грн	1959,8	1191,9
Стоимость газоохладителя, тыс. грн	675,9	898,4
Стоимость вентиляторов испарителя, тыс. грн	6,5	6,5
Стоимость вентиляторов газоохладителя, тыс. грн	13,3	13,1
Стоимость всего основного оборудования, тыс. грн	3714,6	3156,0
Капитальные затраты вместе с отчислениями за 30 лет (8000 ч в год), тыс. грн	24145,1	20514,1
Эксплуатационные затраты за 30 лет (8000 ч в год), тыс. грн	21231,8	20678,1
Приведенные затраты за 30 лет (8000 ч в год), тыс. грн	45376,9	41192,2
Эффект от оптимизации, %	9,22	

Из данных, представленных в табл. 4.5 и 4.6, видно, что режимные характеристики оптимальной ХМ изменяются по сравнению с исходным вариантом следующим образом: средний логарифмический температурный напор в испа-

рителе  $\delta T_{\text{исп}}$  растет, в то время как давление после компрессора  $P_2$  и температура  $T_3$  снижаются по сравнению с исходными значениями. Существенное увеличение  $\delta T_{\text{исп}}$  приводит к значительному уменьшению площади теплообменной поверхности испарителя и его стоимости, что оказывает основное влияние на снижение уровня капитальных затрат. В то же время увеличение  $\delta T_{\text{исп}}$  при фиксированной средней температуре воздуха в испарителе связано со снижением температуры кипения  $T_0$  и значительным увеличением потерь эксергии от внешней необратимости. Соответственно снижается давление кипения  $P_0$ , что, несмотря на некоторое снижение значения  $P_2$ , приводит к увеличению степени сжатия в компрессоре, уменьшению его изоэнтропного КПД и росту температуры  $T_2$ . Также в связи с уменьшением коэффициента объемной подачи увеличивается требуемая теоретическая объемная производительность компрессора, и растут потери эксергии в его механизме.

При этом оптимальное соотношение значений  $T_3$  и  $P_2$ , найденное с позиции минимизации приведенных затрат, приводит к росту удельной массовой холодопроизводительности испарителя, снижению расхода хладагента и потерь эксергии в процессе дросселирования. Снижение температуры  $T_3$  приводит к уменьшению среднего логарифмического напора в газоохладителе, увеличению его размеров и повышению его стоимости. Потери эксергии от внешней необратимости в газоохладителе становятся ниже по сравнению с исходным вариантом.

Поскольку потери эксергии в процессе дросселирования и в газоохладителе снижаются на большую величину, чем растут потери эксергии в испарителе и в механизме компрессора, суммарные потери эксергии в системе уменьшаются (рис. 4.25). Соответственно снижается энергопотребление компрессора и его стоимость, уменьшаются эксплуатационные затраты системы и растет её холодильный коэффициент (см. табл. 4.5 и 4.6). Уменьшение эксплуатационных затрат приводит к снижению приведенных затрат, чему также способствует и уменьшение их капитальной составляющей, поскольку стоимость испарителя и компрессора снижается на большее значение, чем растет стоимость газоохладителя (см. табл. 4.6).



**Рис. 4.25.** Потери эксергии в элементах исходной и оптимальной ХМ

Решение задачи термoeкономической оптимизации режимных параметров эксплуатации рассмотренной ХМ позволило найти её оптимальные режимно-конструктивные характеристики, обеспечивающие достижение минимального уровня приведенных затрат, расчетное значение которых удалось снизить на 9,2 % за 30 лет эксплуатации системы за счет более рационального распределения энергетических потоков в ней.

Таким образом, можно сделать следующие выводы:

- предложена универсальная методика проведения углубленного эксергетического анализа ХМ, которая позволяет оценивать взаимовлияние эксергетических потерь в элементах;

- исследован эффект взаимодействия составляющих эксергетических потерь в элементах ХМ и его связь с максимальной эксергетической эффективностью. Установлено, что в оптимальном режиме работы ХМ обеспечивается не только максимальная степень приближения к характеристикам эталонного цикла, но и наименьшее влияние деструкции эксергии в компрессоре на потери в других элементах;

- для максимального сближения термодинамического и термoeкономического оптимумов следует в качестве исходного режима при термoeкономической оптимизации принимать режим с оптимальной температурой охлаждения;

- несмотря на то, что в результате проведенной термoeкономической оптимизации температура испарения оптимальной ХМ снизилась по сравнению с исходной установкой, значение эксергетического КПД осталось практически неизменным. Это связано с тем, что рост потерь эксергии в испарителе компенсируется снижением эксергетических потерь в газоохладителе и дросселе при минимизации приведенных затрат.

#### **4.4. Влияние влажности воздуха на термoeкономические показатели кондиционеров**

При использовании эксергетического метода термодинамического анализа для проектирования и оптимизации режимных параметров эксплуатации воздухо-воздушных термотрансформаторов зачастую пренебрегают влиянием влажности как наружного, так и участвующего в технологическом процессе воздуха на эксергетические и термoeкономические показатели установки. Тем не менее, при рассмотрении изменений состояния воздуха, сопровождающихся изменениями влажности, недопустимо не учитывать влияние влажности на эксергию. Это относится, например, к процессам сушки, кондиционирования и т.п. [134].

В работе [135] была представлена термoeкономическая модель теплонасосной сушильной установки (ТНСУ), где влияние влажности воздуха (сушильного агента) учитывалось в основном посредством энергетических показателей, а при построении модели наряду с эксергией, потребляемой ТНСУ из электросети, учитывалась только эксергия теплоты, передаваемой в теплообменных аппаратах, т.е. специфика постановки задачи не требовала проведения детального анализа влияния влажности воздуха на термoeкономические показатели установки.

Здесь речь идет об усовершенствовании термозкономической модели сверхкритической холодильной машины типа «воздух – воздух» с хладагентом R744 (CO<sub>2</sub>), описанной в подпараграфе 4.2.1, которое заключается в кардинальном пересмотре принципа построения модели. Предлагается наряду с эксергией передаваемой теплоты ввести эксергию потока вещества всех обменивающихся энергией теплоносителей и дополнить расчетный алгоритм блоком определения эксергии влажного воздуха. Это позволит при проектировании проводить полный факторный анализ с учетом взаимного влияния температур и влажности воздушных потоков на ряд термодинамических и термозкономических характеристик установки.

Следует отметить, что в некоторых случаях, при определенных сочетаниях температур воздуха на входе в испаритель и газоохладитель предварительный минимум целевой функции может соответствовать значению  $T_3 < T_{кр}$  (до уточнения диапазона теплофизических свойств рабочего тела и теплоносителей), и задача не будет иметь промежуточного решения. Поскольку в данной работе проводится широкое варьирование температурных условий эксплуатации ХМ на основе теории планирования эксперимента, в качестве одной из оптимизирующих переменных принята величина  $\Delta T_{вл}^{го}$  – превышение температуры  $T_3$  сверх значения температуры влажного воздуха на входе в газоохладитель  $T_{вл}^{го}$ . В качестве остальных оптимизирующих переменных выбраны: превышение давления CO<sub>2</sub> на выходе компрессора  $P_2$  сверх критического значения  $\Delta P_{кр}^{км}$  и средний логарифмический температурный напор в испарителе  $\delta T_{исп}$  (см. подпараграф 4.2.1).

Стоимости элементов оборудования рассматриваемой ХМ,  $C_i$  (4.10), ежегодные суммарные отчисления от этих стоимостей  $z_i$ , а также эксергия, подводимая к каждому элементу  $e_i$  от внешнего электрического источника, представлены аналогично (4.3) в виде функциональных зависимостей

$$e_{км}, C_{км}, z_{км}, C_{исп}, z_{исп}, e_{висп}, C_{висп}, z_{висп}, e_{вго}, C_{вго}, z_{вго}, C_{го}, z_{го} = f(e_Q, \delta T_{исп}, \Delta T_{вл}^{го}, \Delta P_{кр}^{км}),$$

при построении которых в модели учитывается влияние влажности на теплофизические свойства влажного воздуха в теплообменных аппаратах. Кроме этого с помощью коэффициента влаговываждения учитывается изменение интенсивности теплоотдачи со стороны влажного воздуха в испарителе. Удельная эксергия потока влажного воздуха в точке  $i$ , отнесенная к  $(1 + d_i)$  кг влажного воздуха, кДж/(1+d)кг, находится из выражения [136]

$$e_{vi} = T_{oc} \left\{ (c_{pci} + d_i c_{pvi}) \cdot \left( \frac{T_{vi}}{T_{oc}} - 1 - \ln \frac{T_{vi}}{T_{oc}} \right) + R_{п} \left[ (0,622 + d_i) \ln \frac{P_{vi}(0,622 + d_{oc})}{P_{oc}(0,622 + d_i)} + d_i \ln \frac{d_i}{d_{oc}} \right] \right\},$$

где  $T_{oc}$  – температура окружающей среды, К;  $c_{pci}$  – массовая теплоемкость сухого воздуха, кДж/(кг·К);  $d_i$  – влагосодержание воздуха, кг<sub>вл</sub>/кг<sub>сух.возд</sub>;  $c_{pvi}$  – массовая теплоемкость водяного пара, кДж/(кг·К);  $T_{vi}$  – температура влажного воздуха, К;  $R_{п} = 0,461522$  кДж/(кг·К) – газовая постоянная водяного пара;  $P_{vi}$  – давление влажного воздуха, кПа;  $d_{oc}$  – влагосодержание окружающей среды, кг<sub>вл</sub>/кг<sub>сух.возд</sub>;  $P_{oc}$  – давление окружающей среды, кПа.

Целевая функция приведенных затрат  $PZ$  рассчитывается по формуле (4.5).

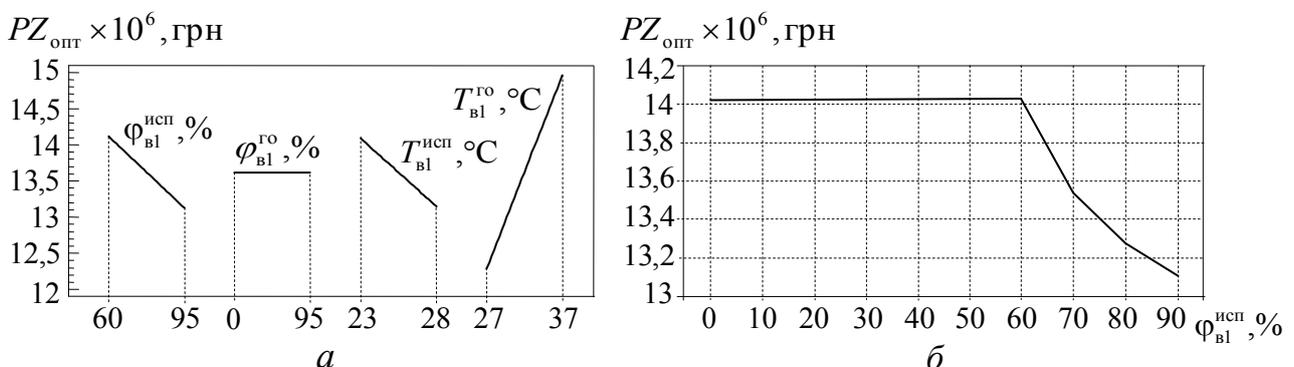
Для нахождения условий экстремума частные производные от целевой функции  $PZ$  по всем оптимизирующим переменным приравняются нулю:

$$\frac{\partial PZ}{\partial \delta T_{\text{исп}}} = 0; \quad \frac{\partial PZ}{\partial \Delta T_{\text{в1}}^{\text{го}}} = 0; \quad \frac{\partial PZ}{\partial \Delta P_{\text{кр}}^{\text{км}}} = 0.$$

На базе построенной термоэкономической модели проведен расчет оптимальных параметров кондиционера, работающего по сверхкритическому циклу с хладагентом R744 ( $\text{CO}_2$ ), холодопроизводительностью  $Q_0 = 20$  кВт. Расчетный срок службы ХМ – 30 лет; расчетная продолжительность работы системы в году – 8000 ч в год; тариф на электроэнергию – 1,94 грн/(кВт·ч). Температура влажного воздуха на входе в испаритель  $T_{\text{в1}}^{\text{исп}}$  варьировалась от 23 до 28 °С, а на входе в газоохладитель  $T_{\text{в1}}^{\text{го}}$  (равная температуре окружающей среды  $T_{\text{ос}}$ ) – от 27 до 37 °С. Относительная влажность воздуха на входе в испаритель  $\varphi_{\text{в1}}^{\text{исп}}$  и газоохладитель  $\varphi_{\text{в1}}^{\text{го}}$  менялась от 0 до 95 %.

Расчеты показали, что увеличение значения  $\varphi_{\text{в1}}^{\text{го}}$  оказывает пренебрежимо малое влияние на целевую функцию приведенных затрат (рис. 4.26, а). Это происходит вследствие малого изменения теплофизических свойств воздуха с повышением его влажности из-за относительно малой мольной концентрации водяного пара во влажном воздухе ( $\leq 5,91$  %) во всем исследованном температурном диапазоне. Поэтому изменение влажности практически не оказывает влияния на теплоотдачу со стороны влажного воздуха в газоохладителе и, следовательно, на размеры его теплообменной поверхности.

То же наблюдается и в испарителе до тех пор, пока влажный воздух не охладится до точки росы и на теплообменную поверхность не начнет выпадать влага. Влаговыпадение приводит к значительной интенсификации теплообмена, что в целом способствует снижению капитальных затрат. В рассмотренном диапазоне значений  $T_{\text{в1}}^{\text{исп}}$  при принятом охлаждении влажного воздуха в испарителе  $\Delta T_{\text{в}}^{\text{исп}} = 8$  °С относительная влажность  $\varphi_{\text{в2}}^{\text{исп}}$  достигает 100 % и влага начинает конденсироваться на теплообменной поверхности уже при  $\varphi_{\text{в1}}^{\text{исп}} = 60 \div 60,9$  %. С дальнейшим увеличением  $\varphi_{\text{в1}}^{\text{исп}}$  оптимальное значение целевой функции приведенных затрат существенно снижается (рис. 4.26, а и 4.26, б).

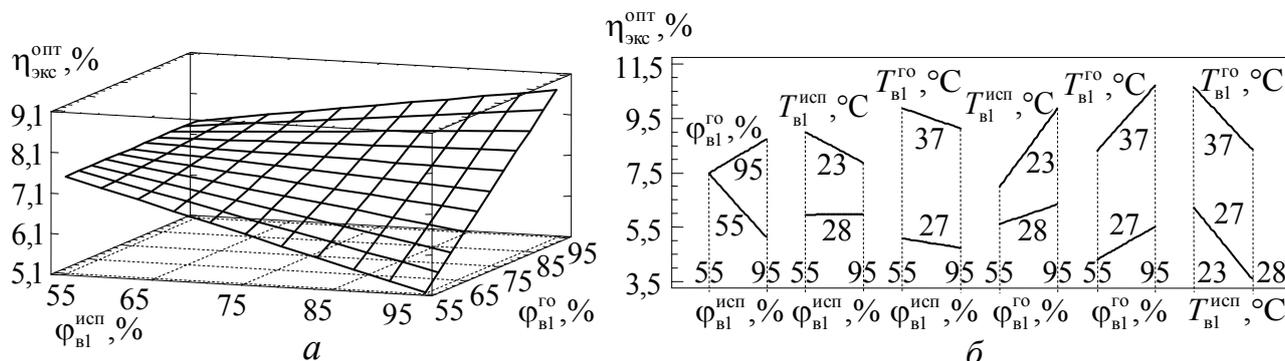


**Рис. 4.26.** Зависимость оптимальных приведенных затрат от:

а – изменения значений  $\varphi_{\text{в1}}^{\text{исп}}$ ,  $\varphi_{\text{в1}}^{\text{го}}$ ,  $T_{\text{в1}}^{\text{исп}}$ ,  $T_{\text{в1}}^{\text{го}}$ ;

б – изменения  $\varphi_{\text{в1}}^{\text{исп}}$  в интервале 0 ÷ 90 %

На рис. 4.27, *а* и 4.27, *б* показано взаимное влияние влажности и температур воздушных потоков на оптимальное значение эксергетического КПД рассматриваемой ХМ  $\eta_{\text{экс}}^{\text{опт}}$ , полученное в результате варьирования 4-х факторов по 4-х блочному центроидному плану.



**Рис. 4.27.** Оптимальное значение эксергетического КПД ХМ:

*а* – при варьировании значений  $\phi_{\text{вл}}^{\text{исп}}$  и  $\phi_{\text{вл}}^{\text{го}}$ ;

*б* – при взаимном влиянии  $\phi_{\text{вл}}^{\text{исп}}$ ,  $\phi_{\text{вл}}^{\text{го}}$ ,  $T_{\text{вл}}^{\text{исп}}$ ,  $T_{\text{вл}}^{\text{го}}$

Из рис. 4.27, *б*, в частности, видно, что с увеличением  $\phi_{\text{вл}}^{\text{исп}}$  значение  $\eta_{\text{экс}}^{\text{опт}}$  уменьшается при низком значении  $\phi_{\text{вл}}^{\text{го}}$  (55 %) в рассматриваемом интервале его варьирования (55 – 95 %) и увеличивается при высоком значении  $\phi_{\text{вл}}^{\text{го}}$  (95 %).

Разработанная методика позволяет решать задачу термоэкономической оптимизации режимных параметров эксплуатации сверхкритических холодильных систем, работающих на R744 (CO<sub>2</sub>), с учетом взаимного влияния температур и влажности воздушных потоков на ряд термодинамических и термоэкономических характеристик установки. Это достигается путем введения в термоэкономическую модель установки наряду с эксергией передаваемой теплоты эксергии потока вещества всех обменивающихся энергией теплоносителей, а также дополнением расчетного алгоритма блоком определения эксергии влажного воздуха.

# АНАЛИЗ ЦИКЛОВ И СИНТЕЗ СХЕМ ВАКУУМНО-ИСПАРИТЕЛЬНЫХ ТЕПЛОНАСОСНЫХ УСТАНОВОК

---

В последние десятилетия разработчиками холодильного и теплонасосного оборудования ведется активный поиск рабочих веществ, которые бы удовлетворяли высоким экологическим требованиям (нулевые или близкие к нулевым показатели GWP и ODP), и в тоже время, обладали хорошими термодинамическими показателями, сопоставимыми с заменяемыми хладагентами. Стимулом к этим исследованиям послужили положения Монреальского и Киотского протоколов, касающиеся запрета и ограничений использования в качестве рабочих веществ холодильных машин и теплонасосных установок хлора и фторсодержащих соединений.

Ориентация при выборе рабочего вещества на такие показатели, как экологическая чистота, дешевизна, доступность, эксплуатационная безопасность и термодинамическая эффективность, возродила интерес к природным хладагентам. Здесь, многим критериям отвечает вода (R718). Ее влияние на экологию всем известно и вполне предсказуемо, а термодинамические характеристики по ряду показателей даже превосходят известные синтетические соединения на основе углеводородов.

Применение воды в качестве хладагента создает предпосылки для существенного упрощения схемы термотрансформатора. На практике это означает отказ от применения многоконтурной схемы циркуляции хладагента и теплоносителей. В упрощенной схеме ТНУ вода является одновременно и низкопотенциальным теплоносителем и рабочим веществом.

Сегодня исследовательские работы по созданию ТНУ с хладагентом R718 находятся на стадии «пилотных» проектов, поэтому крайне ограниченными и не имеющими обобщения представляются сведения относительно их реальных режимных характеристик. Открытыми еще остаются и подходы к проектированию парокomppressorных установок с R718 в качестве хладагента.

Для решения практических задач проектирования термотрансформаторов необходим детальный анализ их циклов и схем, опирающийся на современные методы, обеспечивающие принятие соответствующих решений. Такими являются методы анализа и синтеза теплотехнических систем, основанные на применении теоретического аппарата технической термодинамики, экономики, теории тепло- и массопереноса, а также элементов теории системотехники. Широкое использование этих методов позволит исключить возможные ошибки проектирования еще на начальных этапах разработки системы термотрансформации, обеспечив выбор оптимальной технологической схемы и конструктивных характеристик теплообменного и компрессорного оборудования.

В настоящей главе представлен термодинамический и термoeкономический анализ циклов и схем ТНУ с хладагентом R718, по результатам которого сформу-

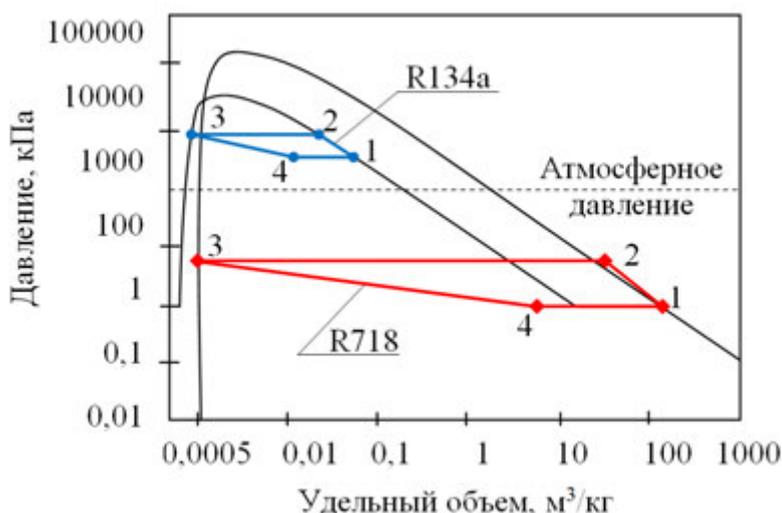
лированы рекомендации для выбора основного и вспомогательного оборудования с учетом уровня структурной сложности схемы и экономических факторов.

### 5.1. Технические аспекты разработки теплонасосной установки с хладагентом R718

Работа ТНУ с использованием воды в качестве хладагента осуществляется по следующей схеме. Охлаждаемая вода поступает в вакуумный расширитель-испаритель, где с помощью компрессора поддерживается давление, соответствующее кипению воды при температуре, к примеру, 25 °С. При этом давлении поступающая в испаритель вода вскипает, образующийся пар отсасывается компрессором, а вода, охлажденная до температуры кипения, отводится из испарителя. В компрессоре пар, сжимаясь до давления, соответствующего температуре, к примеру, 55 – 70 °С, поступает в охладитель-конденсатор, также работающий под вакуумом, однако при более высоком, чем в испарителе, давлении 0,15 – 0,3 бар.

Отличие такой схемы от традиционных ТНУ состоит в том, что процесс кипения в испарителе не является результатом подвода теплоты извне к кипящей жидкости, а по существу представляет собой процесс самоиспарения, так как необходимая для испарения теплота отнимается от самой холодной воды, в результате чего оставшаяся часть воды принимает более низкую температуру. В связи с этим применение контактных теплообменных аппаратов вместо аппаратов поверхностного типа позволяет снизить металлоемкость установки и повысить её энергетическую эффективность за счет снижения разности температур в процессах теплообмена. Между тем, вследствие того, что на всасывании в компрессор водяной пар имеет большой удельный объем, размеры испарителя также являются большими, чтобы обеспечить фазовый переход.

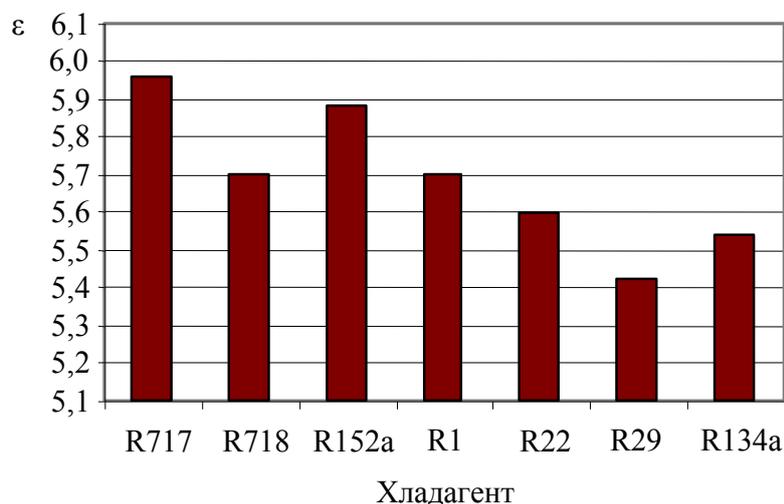
На рис. 5.1 приведено сопоставление циклов для хладагентов R134a и R718 в  $P, v$ -координатах, наглядно демонстрирующее изменение габаритов цикла термотрансформатора [137].



**Рис. 5.1.** Сопоставление идеальных циклов холодильной машины при работе на хладагентах R134a и R718

Ниже рассмотрены особенности выбора режима работы и типа конструкции теплообменного, компрессорного и вспомогательного оборудования вакуумно-испарительных ТНУ.

На рис. 5.2 приведены результаты сравнения теоретического холодильного коэффициента  $\varepsilon$  одноступенчатого цикла с R718 со значениями  $\varepsilon$  для других хладагентов. Расчеты циклов проведены при температуре испарения  $T_0 = 10^\circ\text{C}$ , температуре конденсации  $T_k = 50^\circ\text{C}$ , и изэнтропном КПД компрессора  $\varepsilon_{\text{искм}} = 0,9$ .

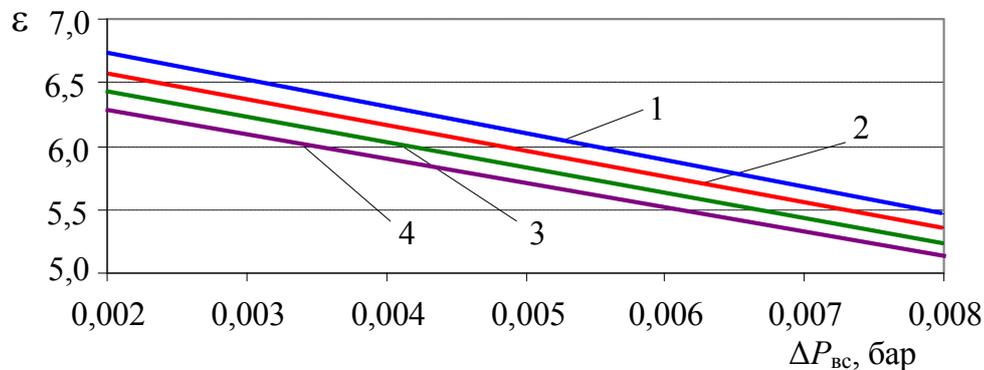


**Рис. 5.2.** Холодильный коэффициент  $\varepsilon$  цикла для различных хладагентов

Термодинамический анализ циклов показал, что для хладагента R718 характерны высокие температуры в конце процесса сжатия, в среднем на  $30 \div 50^\circ\text{C}$  превышающие температуру конденсации. Причем с увеличением давления конденсации это превышение становится все более значительным и при высоких температурах конденсации около  $150^\circ\text{C}$  оно может составлять уже порядка  $100^\circ\text{C}$ . Поэтому с целью недопущения попадания в конденсатор пара с предельно высокой температурой необходимо обеспечить впрыск хладагента после дросселирования в тракт нагнетания после компрессора (участок компрессор – конденсатор). Это позволит снизить температуру пара перед входом в конденсатор и предохранить его от воздействия высоких температур.

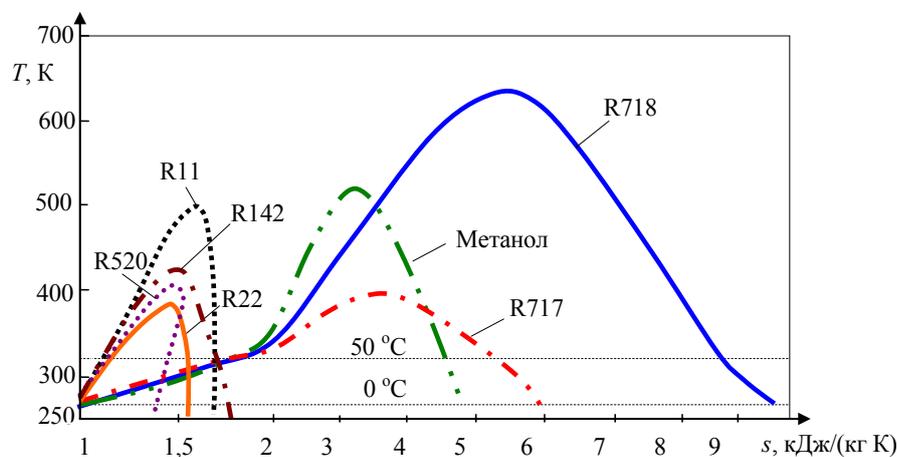
Еще одна особенность цикла заключается в том, что в пароводяном цикле гидравлические потери по тракту циркуляции хладагента являются важным фактором, достаточно сильно влияющим на энергетическую эффективность. Как в процессе конденсации, так и в процессе испарения даже незначительное падение давления (до  $0,015$  бар) уже существенно снижает  $\varepsilon$ , особенно при работе в диапазоне давлений от  $0,01$  до  $0,1$  бар. Следует отметить, что при проектировании теплообменных аппаратов контактного типа спрогнозировать падение давления за счет варьирования геометрией теплообменника затруднительно. Более «гибкими» в этом смысле являются аппараты поверхностного типа, где за счет изменения шага установки труб и их диаметра можно добиться приемлемых значений падения давления хладагента. Это имеет решающее значение при оптимизации цикла.

На рис. 5.3. приведена оценка влияния на холодильный коэффициент  $\varepsilon$  потерь давления во всасывающем  $\Delta P_{\text{вс}}$  и нагнетательном  $\Delta P_{\text{наг}}$  трубопроводе при следующих фиксированных параметрах:  $T_0 = 20^\circ\text{C}$ ;  $T_{\text{к}} = 50^\circ\text{C}$ ;  $\varepsilon_{\text{искм}} = 0,9$ ; потери давления в испарителе  $\Delta P_{\text{исп}} = 0,01$  бар; потери давления в конденсаторе



**Рис. 5.3.** Влияние гидравлических сопротивлений на линиях всасывания  $\Delta P_{\text{вс}}$  и нагнетания  $\Delta P_{\text{наг}}$  на  $\varepsilon$ :  
 1 –  $\Delta P_{\text{наг}} = 0,01$  бар; 2 –  $\Delta P_{\text{наг}} = 0,015$  бар; 3 –  $\Delta P_{\text{наг}} = 0,02$  бар; 4 –  $\Delta P_{\text{наг}} = 0,025$  бар

Известно, что по характеру пограничной кривой можно спрогнозировать относительное влияние потерь от внутренней необратимости на эффективность цикла парокомпрессорной ХМ или ТНУ. На рис. 5.4 в  $T,s$ -координатах представлен вид кривой насыщения для различных рабочих веществ.



**Рис. 5.4.** Характер кривой насыщения для различных хладагентов

Анализ кривой насыщения для R718 с использованием рекомендаций работы [4] позволил сделать следующие выводы. Крутой подъем левой пограничной кривой способствует снижению потерь от необратимости при дросселировании рабочего вещества. Таким образом, для реализации процесса расширения использование любых других, кроме дроссельного вентиля, устройств (например, детандера) технически и экономически нецелесообразно. Включение в схему детандера незначительно увеличивает холодопроизводительность установки, однако при этом приводит к значительно большим капитальным затра-

там по сравнению с тем положительным эффектом, который он дает. Крутой наклон изобар в области перегретого пара свидетельствует о больших потерях от перегрева пара при сжатии. В связи с этим следует рассмотреть возможность применения двухсекционного конденсатора, содержащего отдельно охлаждаемую секцию снятия перегрева (форконденсации) и секцию конденсации. Эффективное использование теплового потенциала зоны охлаждения перегретого пара может привести не только к повышению эффективности конденсатора, но и всей ТНУ.

Кроме того, применение промежуточного охлаждения для двухступенчатого цикла хотя и усложняет схему, однако обеспечивает существенное повышение холодильного коэффициента  $\varepsilon$  в среднем на 20 % по сравнению с простой одноступенчатой схемой, в которой из-за небольшой молекулярной массы воды и, как следствие, низкого давления в компрессоре обеспечение при одноступенчатом сжатии разности температур в цикле (испарения и конденсации) более 40 К проблематично.

Вместе с тем вопрос о необходимости перегрева пара перед компрессором для пароводяного цикла не имеет однозначного ответа. С одной стороны, он нужен по условиям безопасной работы компрессора. С другой стороны, расчетным путем установлено, что в пароводяном цикле перегрев пара перед всасыванием в компрессор снижает энергетические показатели цикла. Так, например, даже при достаточно высоком коэффициенте регенерации  $\varepsilon_{рт} = 0,8$  применение регенеративного теплообменника в цикле приводит к уменьшению значения  $\varepsilon$  с 7,24 (без регенерации) до 6,85 (с регенерацией). На каждый градус увеличения перегрева происходит линейное снижение значения  $\varepsilon$  на 0,036.

Реализация на практике вакуумно-испарительной схемы ТНУ требует дополнительной затраты работы на сжатие воздуха, растворенного в воде и выделяющегося из неё при кипении. Учитывая тот факт, что с уменьшением температуры кипения удельный объем воды резко возрастает, эта работа может оказаться значительной, что в итоге снизит эффективность ТНУ. Необходимо отметить еще одну особенность. При работе под вакуумом возможен подсос воздуха в систему вследствие неполной герметичности уплотнений теплообменного аппарата. Натекание в систему неконденсируемых газов ухудшает теплотехническую эффективность конденсатора и снижает производительность компрессора. Во избежание этого, при запуске установки значительная масса воздуха должна быть удалена при помощи специальной системы продувки и удаления [138]. Многие недостатки описанной выше схемы в значительной мере могут быть устранены, если в схему такой ТНУ включить смешивающий подогреватель-деаэратор, как было предложено еще в 1949 году *В. А. Ведяевым*.

В силу специфических свойств воды как хладагента в установках вакуумно-испарительного охлаждения невозможно прямое использование имеющегося парка выпускаемого промышленностью компрессоров. Среди всех известных типов компрессоров предпочтительно применение турбокомпрессора, хотя некоторые авторы предлагают использовать винтовой ком-

прессор [139]. Чтобы преодолеть проблему запуска установки, по ряду соображений, прежде всего экономического характера, возможна адаптация к работе на водяном паре двухшнекового воздушного компрессора при условии улучшения герметичности системы уплотнений [140].

Компрессор является наиболее сложным агрегатом вакуумно-испарительной ТНУ. Он должен работать при значительной степени сжатия ( $\pi_{сж} = 6 \div 10$ ), всасывая большие объемы пара при достаточно глубоком вакууме. В качестве примера, удельный объем водяного пара примерно в 100 раз выше, чем для аммиака при прочих равных условиях. Для того чтобы обеспечить отсасывание объема пара, образующегося в испарителе при температуре 25 °С, необходим компрессор с числом оборотов в минуту 7000 ÷ 10000. Существующие турбокомпрессоры как правило не обладают такими скоростными характеристиками. По ряду показателей определенные преимущества имеет многоступенчатый осевой турбокомпрессор. Небольшая разность давлений в пароводяном цикле позволяет создать компрессор с использованием легких конструктивных материалов, поскольку как осевые, так и радиальные нагрузки на подшипники, связанные с аэродинамическими силами, будут небольшими. При этом компрессор будет относительно компактным [141], а изготовление рабочего колеса из композиционных материалов (эпоксидный композит) открывают более широкие перспективы для масштабного применения турбокомпрессоров с R718. Главные достоинства такого изготовления – это низкая стоимость, легкий вес компрессора и высокие аэродинамические и прочностные характеристики. Вместе с тем, несмотря на хорошие показанные тестовые результаты, технология изготовления из эпоксидного композита еще нуждается в доработке, связанной с поиском оптимального угла наклона лопатки рабочего колеса.

Для повышения конкурентоспособности вакуумно-испарительных установок целесообразно применение конденсатора с воздушным охлаждением [142]. Это дает очевидные экономические преимущества. Между тем, замена водяного конденсатора на воздушный приводит к росту давления нагнетания на 30 – 50 %, и, как следствие этого, снижению коэффициента объемной подачи компрессора и уменьшению холодопроизводительности системы. Устранить этот недостаток предлагается за счет использования вакуумного насос-компрессора с механизмом поджатия пара на нагнетании. Это позволяет снизить перетоки пара со стороны нагнетания на сторону всасывания, которые возникают в холодильных машинах с конденсаторами воздушного охлаждения. Показано, что применение такой схемы в вакуумно-испарительных системах снижает энергозатраты не менее чем на 10 %. При этом снижаются и капитальные затраты.

Повысить энергетическую эффективность вакуумно-испарительных ХМ возможно также за счет применения комбинированной схемы [143], содержащей центробежный компрессор и двухфазный эжектор, включенный перед конденсатором контактного типа. Это позволяет снизить потери от необратимости в процессе дросселирования. Кроме того, совместная работа контактного конденсатора вместе с градирней позволяет абсорбировать в воде находящийся в системе воздух при циркуляции воды через градирню.

## 5.2. Методика выбора технологической схемы вакуумно-испарительной теплонасосной установки

Принятие решения относительно выбора технологической схемы термотрансформатора должно базироваться на анализе большого числа факторов. Это всегда компромиссное решение между энергетическими, экономическими и экологическими показателями. Немаловажен учет при выборе схемы технических и эксплуатационных факторов, связанных, например, с качеством водоподготовки и т.д. На этапе предпроектных разработок, т.е. когда рассматриваются схемы без относительной их привязки к архитектурно-планировочным решениям, с достаточной степенью точности возможно спрогнозировать изменение только энергетических и экономических показателей установки. С меньшей долей вероятности можно предсказать воздействие создаваемой установки на экологию, если таковое оно есть. В этих целях обычно используется TEWI-анализ (см. параграф 2.3).

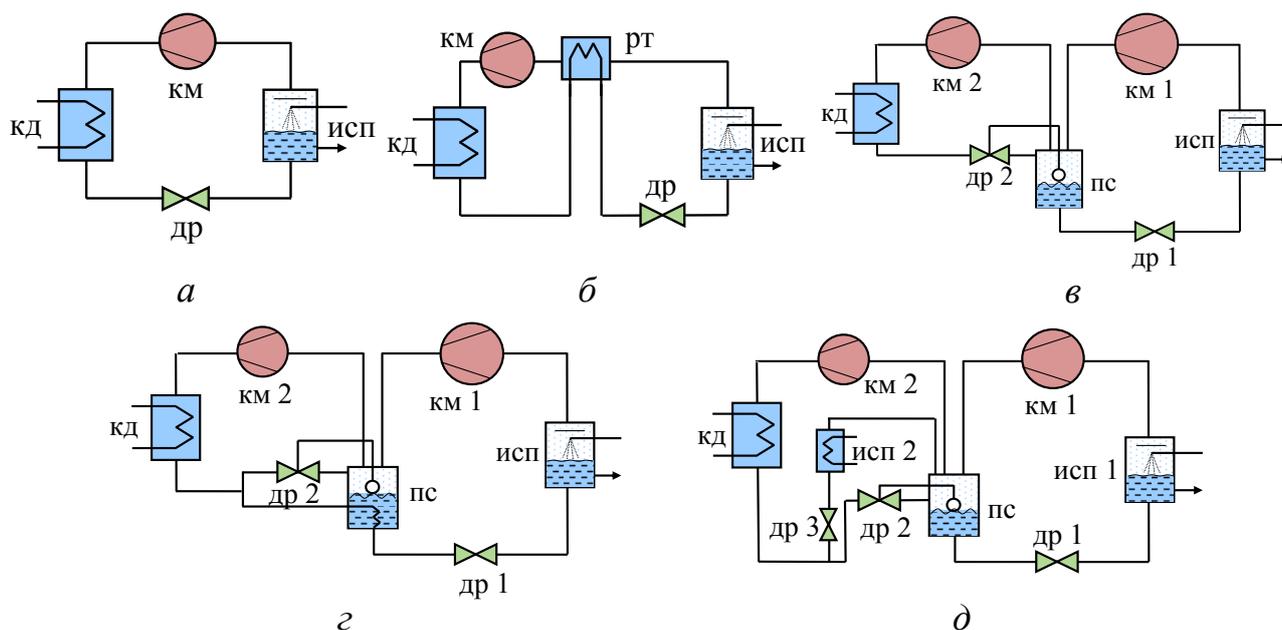
Для выбора рациональной конфигурации цикла и соответствующей структурно-топологической схемы ТНУ целесообразно воспользоваться методикой графоаналитического термоэкономического анализа, основанной на построении С-кривых [99]. Построение С-кривых облегчает принятие решений, поскольку они наглядно показывают затраты эксергии, капитальные затраты и эксплуатационные расходы на установку. Поиск рациональной структуры технологической схемы термотрансформатора, конфигурации термодинамического цикла, обеспечивающих в заданных условиях высокую энергетическую эффективность, целесообразно проводить с использованием методологии системно-структурного анализа [44]. Важным элементом этого анализа является оценка уровня структурной сложности технологической схемы. Применительно к холодильным и теплонасосным установкам парокомпрессорного типа эту оценку можно проводить при помощи критерия  $D_{сх}$ , предложенного *Е. И. Таубманом* [144].

Ниже в качестве конкурирующих вариантов рассмотрены несколько технологических схем ТНУ различного уровня сложности, работающих по одноступенчатому и двухступенчатому циклу (рис. 5.5).

При проведении анализа приняты следующие условия. Все ТНУ работают при двух вариантах температурных границ цикла:  $T_0 = 10\text{ °C}$ ,  $T_k = 35\text{ °C}$  и  $T_0 = 25\text{ °C}$ ,  $T_k = 50\text{ °C}$ . Расчетная холодопроизводительность установок составляет  $Q_0 = 300\text{ кВт}$ ;  $600\text{ кВт}$ ;  $900\text{ кВт}$ . Температуры низкопотенциального теплоносителя на входе в испаритель  $T_{нпт1}$  и воды на входе в конденсатор  $T_{вод1}$  при  $T_0 = 10\text{ °C}$  и  $T_k = 35\text{ °C}$  приняты равными  $20\text{ °C}$ , а при  $T_0 = 25\text{ °C}$  и  $T_k = 50\text{ °C}$  –  $35\text{ °C}$ . Охлаждение низкопотенциального теплоносителя в испарителе принято  $5\text{ °C}$ , а нагрев воды в конденсаторе –  $10\text{ °C}$ .

Как известно, тип теплообменного оборудования оказывает существенное влияние как на капитальную стоимость установки, так и на её энергетическую эффективность. Для выбранных для анализа схем варьируется также и тип теплообменного оборудования. Рассмотрены испарители контактного типа, а также традиционные кожухотрубные испарители с кипением хладагента в

межтрубном пространстве. Конденсатор во всех схемах принят кожухотрубного типа с межтрубной конденсацией хладагента.



**Рис. 5.5.** Схемы ТНУ различной сложности  $D_{сх}$ :

*а* – одноступенчатая схема ( $D_{сх} = 11$ ); *б* – одноступенчатая схема с регенеративным теплообменником (РТ) ( $D_{сх} = 15$ ); *в* – двухступенчатая схема с открытым промежуточным сосудом (ПС) ( $D_{сх} = 20$ ); *г* – двухступенчатая схема с закрытым ПС ( $D_{сх} = 24$ ); *д* – двухступенчатая схема с закрытым ПС и дополнительным испарителем ( $D_{сх} = 27$ ).

Оценка рыночной стоимости элементов установки проводится с помощью математических моделей, разрабатываемых на основе метода корреляционно-регрессионного анализа. Регрессионные зависимости содержат такие параметры, которые в наибольшей степени влияют на капитальную стоимость элементов. Критериями отбора ценообразующих параметров являются «назначение – качество – производительность». Следует отметить, что один и тот же параметр может одновременно характеризовать объект ценового анализа с нескольких позиций. Примером тому является теплотехнический КПД теплообменника.

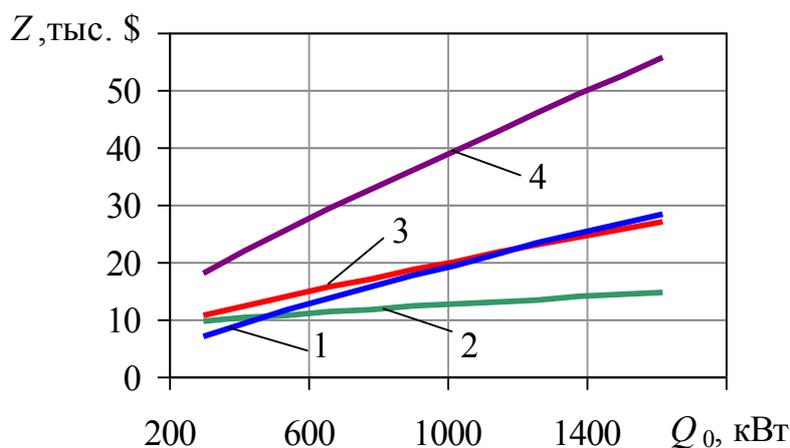
В табл. 5.1 приведены выражения для вычисления капитальной стоимости основного оборудования ТНУ в зависимости от выбранного параметра.

Следует обозначить некоторые допущения, принятые при проведении расчетов. В связи с изменением на сегодняшний день экономической ситуации коэффициенты, входящие в уравнения для расчета стоимости теплообменников поверхностного типа (кожухотрубных), были скорректированы путем анализа среднестатистической информации о стоимости современного оборудования, приведенной в каталогах различных производителей. Структура формул, предложенная Г. Уоллом (G. Woll) [42], осталась прежней. Поскольку капитальная стоимость дроссельного вентиля мала по сравнению с остальным оборудованием, ею в расчетах пренебрегали. При расчете стоимости испарителя контактного типа (вакуумного) его объем определяется по секунднему объемному расходу пара, выходящего из испарителя, и секунднему объемному расходу воды на выходе из него.

**Таблица 5.1.** Функции стоимости основного оборудования установки

Основное оборудование	Определяющий фактор $X$	Функция стоимости $Z_i, \$$	Литературный источник
Электродвигатель	Потребляемая мощность, кВт	$110 \cdot X + 5000$	[100]
Компрессор	Мощность на валу, кВт	$798,71124 \cdot X^{0,592}$	[137]
Конденсатор кожухотрубный	Массовый расход воды $G_{\text{вод}}$ , кг/с; теплотехнический КПД	$1000 \cdot G_{\text{вод}} \sqrt{\frac{X}{1-X}}$	[42]
Испаритель кожухотрубный	Массовый расход низкопотенциального теплоносителя $G_{\text{нпт}}$ , кг/с; теплотехнический КПД	$700 \cdot G_{\text{нпт}} \sqrt{\frac{X}{1-X}}$	[42]
Испаритель вакуумный	Объем, м <sup>3</sup>	$600 \cdot X^{0,78} + 8000$	[100]
Промежуточный сосуд	Объем, м <sup>3</sup>	$600 \cdot X^{0,78} + 8000$	[100]

На рис. 5.6 показано изменение капитальной стоимости оборудования от холодопроизводительности установки. При получении графиков использовались формулы из табл. 5.1.



**Ри**

1 -

денсатор; 4 – компрессор с электродвигателем

и от  $Q_0$ :

3 – кон-

Из рис. 5.6 видно, что при холодопроизводительности  $Q_0$  до 500 кВт испаритель контактного типа стоит больше, чем поверхностный испаритель. Установлено, что характер изменения стоимости у вакуумного испарителя от холодопроизводительности более пологий, чем у испарителя поверхностного типа. Это связано с тем, что при росте  $Q_0$  у испарителя поверхностного типа увеличивается количество труб и их рядность, что усложняет производство элемента и соответственно повышает капитальные затраты на его создание, в то время как увеличение объема испарителя контактного типа в 10 раз приводит к повышению его металлоемкости только в 4,5 раза.

На рис. 5.7 показано изменение объема испарителя для каждой схемы ТНУ разной холодопроизводительности, работающей в различных температурных режимах. Видно, что объемы испарителей для машин, работающих при  $T_0 = 10^\circ\text{C}$ , значительно больше, чем для ТНУ, работающих при  $T_0 = 25^\circ\text{C}$ . Это связано с тем, что с понижением температуры испарения существенно возрастает объем образующегося пара.

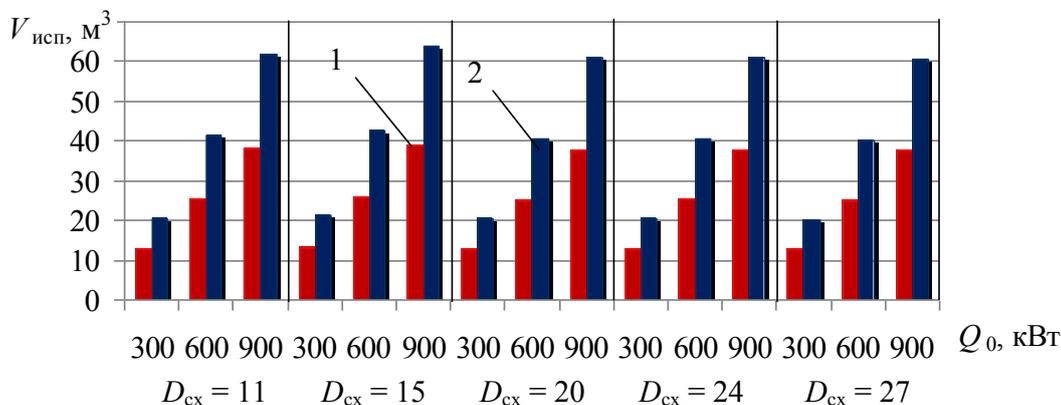


Рис. 4

сти и

температуры испарения для схем различной сложности:  
1 – при  $T_0 = 25^\circ\text{C}$ ; 2 – при  $T_0 = 10^\circ\text{C}$

Таким образом для ТНУ, работающих при  $T_0 = 10^\circ\text{C}$ , стоимость контактного испарителя, которая определяется по формуле, приведенной в табл. 5.1, будет выше (рис. 5.8).

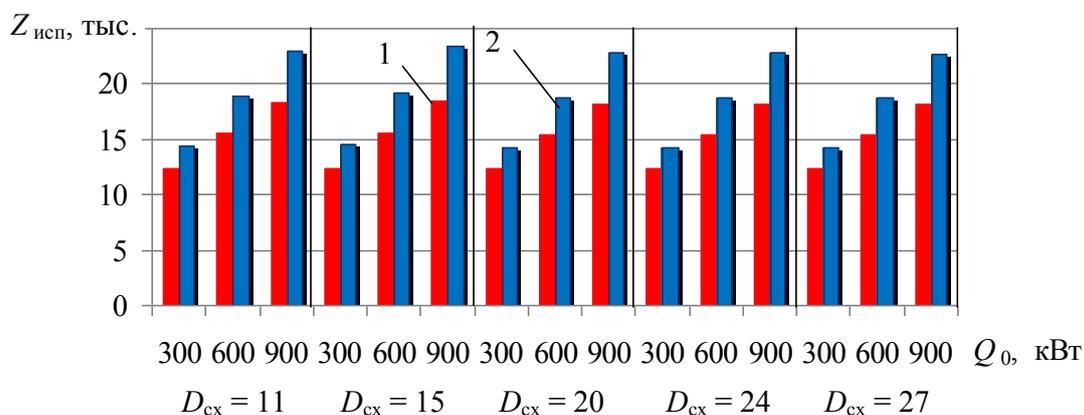
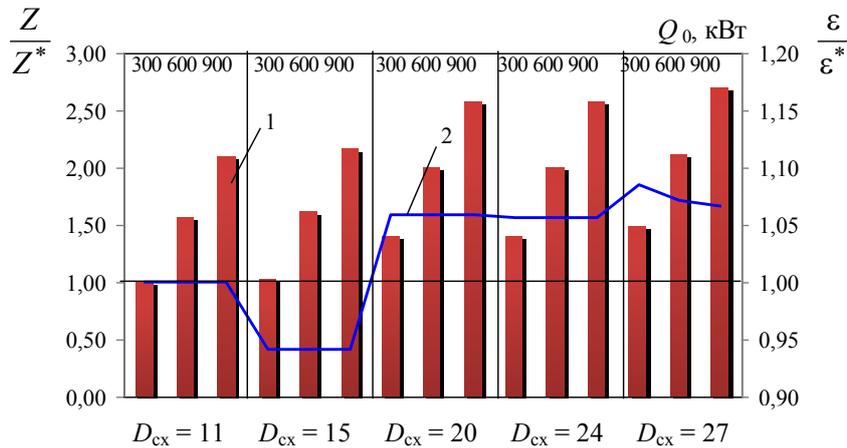


Рис. 5.8. Зависимость стоимости вакуумного испарителя от холодопроизводительности и температуры испарения для схем различной сложности:  
1 – при  $T_0 = 25^\circ\text{C}$ ; 2 – при  $T_0 = 10^\circ\text{C}$

Для предварительной оценки конкурирующих схем по энергетическим и экономическим параметрам можно воспользоваться отношениями холодильного коэффициента  $\varepsilon$  и капитальной стоимости  $Z$  схем различной сложности к  $\varepsilon^*$  и  $Z^*$  одноступенчатой схемы. Такой способ показывает, какой энергетический и экономический эффект приносит последующее усложнение схемы по сравнению с простой одноступенчатой (рис. 5.9).



**Рис. 5.9.** Отношение холодильного коэффициента  $\varepsilon$  и капитальной стоимости  $Z$  различных схем к  $\varepsilon^*$  и  $Z^*$  одноступенчатой схемы с  $D_{cx} = 11$  при  $T_0 = 25^\circ\text{C}$  с испарителем контактного типа:  
 1 –  $Z/Z^*$ ; 2 –  $\varepsilon/\varepsilon^*$

Из рис. 5.9 видно, что схема сложностью  $D_{cx} = 15$ , содержащая РТ (эффективность регенерации  $\varepsilon_{рт} = 0,3$ ), имеет  $\varepsilon$  меньший, чем у одноступенчатой схемы ( $D_{cx} = 11$ ), а её стоимость незначительно превышает стоимость одноступенчатой схемы. Усложненные двухступенчатые схемы превосходят одноступенчатую как по  $\varepsilon$ , так и по стоимости. При этом схема со сложностью  $D_{cx} = 27$  имеет наибольший  $\varepsilon$  и наибольшие капитальные затраты.

Для более детального выбора технологической схемы результаты расчетов эксергетических и технико-экономических показателей необходимо представить в виде С-кривых в координатах «суммарная деструкция эксергии  $E_D^{сум}$  – удельная капитальная стоимость  $z'$ ». Суммарная деструкция эксергии в установке определяется как

$$E_D^{сум} = Q_0 \left( \frac{1}{\varepsilon} - \frac{1}{\varepsilon_{карно}} \right),$$

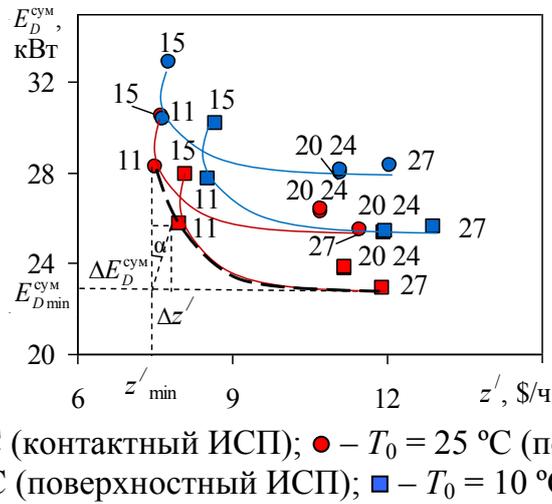
где  $\varepsilon_{карно}$  – холодильный коэффициент идеального цикла Карно.

Удельная капитальная стоимость  $z'$  представляет собой отношение полной капитальной стоимости  $Z$  к количеству часов работы ТНУ за год  $\tau_{экс} = 5000$  ч.

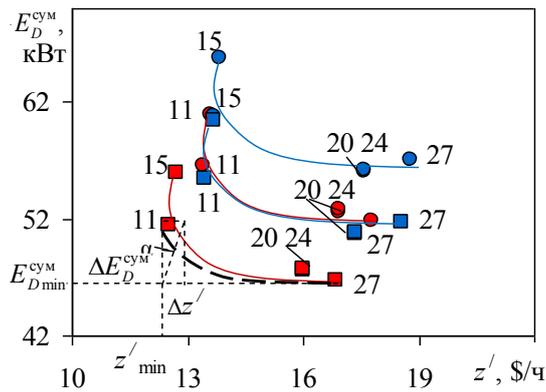
На рис. 5.10 – 5.12 приведены зависимости  $E_D^{сум}$  от  $z'$  при  $Q_0 = 300$  кВт; 600 кВт; 900 кВт для схем ТНУ различной сложности с испарителями поверхностного и контактного типа. На рисунках показано семейство С-кривых, которые объединяют схемы по общим параметрам, таким как тип испарителя и температура испарения (сплошные линии). Цифрами указано числовое значение критерия сложности схемы Таубмана.

Из рис. 5.10 – 5.12 видно, что в зависимости от  $Q_0$ , а, следовательно, и металлоёмкости оборудования, общий вид С-кривых и их расположение относительно друг друга существенно отличаются. При  $Q_0 = 300$  кВт (рис. 5.10) схемы с поверхностными испарителями более предпочтительны по экономическим показателям, что отражается на расположении С-кривых, относящихся к этим схе-

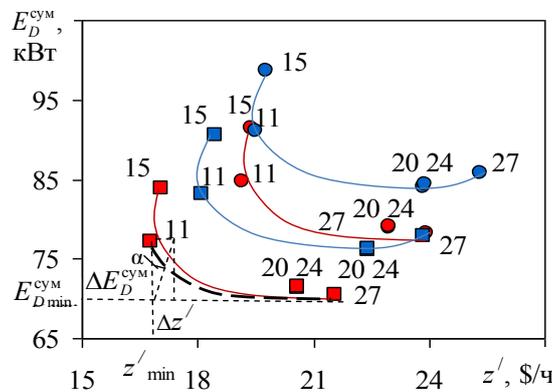
мам, – они левее на графике относительно С-кривых, относящихся к схемам с контактными испарителями. С увеличением  $Q_0$  (рис. 5.11 и 5.12) С-кривые, описывающие схемы с поверхностными испарителями, смещаются вправо, что свидетельствует о большем их удорожании, чем схем с контактными испарителями.



**Рис. 5.10.** Зависимость  $E_D^{\text{сум}}$  от  $z'$  при  $Q_0 = 300$  кВт для схем ТНУ разной сложности с испарителями поверхностного и контактного типа



**Рис. 5.11.** Зависимость  $E_D^{\text{сум}}$  от  $z'$  при  $Q_0 = 600$  кВт для схем ТНУ разной сложности с испарителями поверхностного и контактного типа (обозначения см. рис. 5.10)



**Рис. 5.12.** Зависимость  $E_D^{\text{сум}}$  от  $z'$  при  $Q_0 = 900$  кВт для схем ТНУ разной сложности с испарителями поверхностного и контактного типа (обозначения см. рис. 5.10)

Изменение температурных границ цикла приводит к смещению С-кривых по вертикали. С-кривые для схем ТНУ, работающих при  $T_0 = 25\text{ }^\circ\text{C}$ , расположены ниже С-кривых – при  $T_0 = 10\text{ }^\circ\text{C}$ . Это связано с меньшей деструкцией эксергии для этих схем.

Выбор предпочтительной схемы в итоге проводится из схем, лежащих на дуге выбора. Дуга выбора – это часть С-кривой, ограниченная точками пересечения с ней линий, соответствующих минимальной деструкции эксергии  $E_{D\min}^{\text{сум}}$  и минимальной удельной стоимости  $z'_{\min}$ . Как пример, на рис. 5.10 – 5.12 дуга выбора проведена для схем ТНУ, работающих при  $T_0 = 25\text{ }^\circ\text{C}$  (схемы, обозначенные красным маркером). Аналогичная дуга выбора может быть проведена и для других схем (синий маркер), работающих при меньших температурах испарения ( $T_0 = 10\text{ }^\circ\text{C}$ ).

Из рис. 5.11 и 5.12 видно, что на дуге выбора (штрихпунктирная линия) находятся только две схемы, а именно одноступенчатая схема с  $D_{\text{сх}} = 11$  и наиболее сложная схема  $D_{\text{сх}} = 27$  (обе – с испарителями контактного типа). При  $Q_0 = 300\text{ кВт}$  в дугу выбора входят три схемы (рис. 5.10). При этом наименьшую стоимость имеет схема  $D_{\text{сх}} = 11$  с испарителем поверхностного типа, а наименьшую деструкцию эксергии – схема  $D_{\text{сх}} = 27$  с испарителем контактного типа. Таким образом, выбор предстоит сделать из схем, лежащих на дуге выбора.

Еще одним фактором, оказывающим влияние на выбор схемы, является стоимость электроэнергии. Чем ниже стоимость электроэнергии, тем предпочтительней выбор более дешевой установки. На рис. 5.10 – 5.12 был проиллюстрирован графический способ выбора схемы с минимальными суммарными затратами при существующих на сегодняшний день тарифах на электроэнергию и с учетом вложенных в её создание инвестиций.

Как уже отмечалось (см. параграф 4.1), согласованный оптимум можно найти, предполагая линейную зависимость между затратами  $\Delta z'$  и перерасходами эксергии  $\Delta E_D^{\text{сум}}$  ( $\Delta z' = \text{tg}\alpha \Delta E_D^{\text{сум}}$ ), где тангенс угла наклона  $\text{tg}\alpha$  принимается равным стоимости «топлива» для системы. В случае электропривода – это стоимость электроэнергии, а для установок с газомоторным приводом – стоимость газа.

Поскольку такой подход не всегда позволяет получить корректные результаты анализа, авторами было предложено (см. параграф 4.1) при поиске оптимальной схемы варьировать не только стоимостью «топлива», но и сроком банковского кредита на создание установки (количество лет), который может в некоторых случаях совпадать с временным периодом работы установки. При этом для оценки инвестиций нужно провести так называемое дисконтирование, позволяющее свести разновременные затраты к одному времени. Тогда тангенс угла наклона определяется как  $\text{tg}\alpha = c_3/a_d$ , где  $a_d$  – коэффициент восстановительной стоимости, который зависит от коэффициента дисконтирования  $r$  (банковский процент) и срока банковского кредита  $n$ :

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

В табл. 5.2 приведены тарифы на электроэнергию, действующие в некоторых странах Европы [145].

**Таблица 5.2.** Тарифы на электроэнергию в странах Европы

Страна	$c_3$ , евро/(кВт·ч)	Страна	$c_3$ , евро/(кВт·ч)	Страна	$c_3$ , евро/(кВт·ч)
Австрия	0,1321	Греция	0,1204	Норвегия	0,1173
Бельгия	0,1673	Дания	0,1317	Польша	0,1107
Болгария	0,0689	Ирландия	0,2008	Португалия	0,1268
Украина	0,0634	Исландия	0,0895	Румыния	0,0910
Венгрия	0,0946	Испания	0,1771	Турция	0,0955
Германия	0,1435	Италия	0,1539	Финляндия	0,1070
Литва	0,0893	Латвия	0,0860	Франция	0,1064

Из табл. 5.2 видно, что средняя стоимость электроэнергии в Европе составляет примерно  $c_3 = 0,12$  евро/(кВт·ч). Однако вакуумно-испарительные ТНУ могут быть использованы для снижения температуры воды системы охлаждения второго контура ТЭС или АЭС. В этом случае электроэнергия, используемая для привода компрессора, производится самим энергетическим предприятием. Следовательно стоимость используемой на станции электроэнергии будет определяться по затратам на её производство, а не по установленным тарифам на электроэнергию.

В табл. 5.3 приведены результаты расчетов угла  $\alpha$  для выбора схемы ТНУ при варьируемом сроке кредитования, и, соответственно, различном коэффициенте восстановительной стоимости  $a_d$  при средней стоимости на электроэнергию в европейских странах  $c_3 = 0,12$  евро/(кВт·ч) (3,18 грн/(кВт·ч)) и более низкой стоимости электроэнергии  $c_3 = 0,01$  евро/(кВт·ч) (0,27 грн/(кВт·ч)).

**Таблица 5.3.** Зависимость угла  $\alpha$  от срока банковского кредита на со-  
здание установки при  $r = 0,06$  %

Срок банковского кредита $n$ , лет	Коэффициент восстановительной стоимости $a_d$	Угол $\alpha^\circ$ при $c_3 = 0,12$ евро/(кВт·ч)	Угол $\alpha^\circ$ при $c_3 = 0,01$ евро/(кВт·ч)
1	1,06000	6,46	0,54
3	0,37411	17,78	1,53
5	0,23740	26,82	2,41
10	0,13587	41,45	4,21
15	0,10296	49,37	5,55
20	0,08718	54,00	6,54
25	0,07823	56,90	7,28
30	0,07265	58,81	7,84

35	0,06897	60,11	8,25
40	0,06646	61,02	8,56
45	0,06470	61,67	8,79

Из табл. 5.3 видно, что при высоком тарифе на электроэнергию при сроке кредитования более 10 лет следует делать выбор в пользу более дорогой установки со сложностью  $D_{cx} = 27$  (см., к примеру, рис. 5.12). Если же ТНУ планируется эксплуатировать на электростанции для собственных нужд, то выбрать следует более дешевую одноступенчатую схему с  $D_{cx} = 11$ .

Таким образом, термоэкономический анализ с использованием графического аппарата построения С-кривых показывает, что с увеличением стоимости электроэнергии, а также срока кредитования на создание установки предпочтительнее стоит отдавать выбору усложненных многоступенчатых ТНУ.

Введение в предпроектный анализ критерия сложности схемы позволяет системно подходить к вопросу выбора технологической схемы теплонасосной установки. Критерий сложности при построении С-кривых выполняет функцию своего рода навигатора при поиске схемы. При этом существенно облегчается процедура поиска рациональной схемы, а результаты анализа наглядны и информативны.

### 5.3. Термоэкономическая оптимизация вакуумно-испарительного теплового насоса с хладагентом R718

На базе автономного метода термоэкономической оптимизации термодинамических систем [109 – 113, 129] разработана методика оптимального проектирования вакуумно-испарительных тепловых насосов, использующих в качестве хладагента воду (R718). Эта методика позволяет при оптимизации конструкции и выборе экономичных режимов работы системы одновременно учитывать как термодинамические, так и экономические параметры.

В качестве объекта оптимизации взят вакуумно-испарительный тепловой насос, работающий по одноступенчатой схеме (см. рис. 5.5, а) и оборудованный турбокомпрессором (КМ), испарителем контактного типа (ИСП), горизонтальным кожухотрубным гладкотрубным конденсатором с межтрубным кипением хладагента (КД), дроссельным вентилем (ДР) и поршневыми насосами для прокачки теплоносителей через теплообменные аппараты ТН.

Для рассматриваемой схемы построена термоэкономическая модель (см. подпараграф 4.2.1), через условную контрольную границу которой входят и выходят эксергетические и тепловые потоки, необходимые для функционирования системы (рис. 5.13).

На рис. 5.13 обозначены: НВТК – насос воды из системы охлаждения второго контура ТЭС или АЭС; НКД – насос нагреваемой в конденсаторе воды.

Принимается, что тепловой насос использует в качестве источника низкопотенциальной теплоты оборотную воду из системы охлаждения второго контура ТЭС или АЭС, т.е. воду, поступающую от конденсатора турбины, с постоянным расчетным расходом  $G_{\text{вод}}^{\text{ВТК}}$  и фиксированными температурами на входе

$T_{\text{вод}1}^{\text{ВТК}}$  и выходе  $T_{\text{вод}2}^{\text{ВТК}} = T_0$  испарителя ТН. Значения этих величин задаются, исходя из условий технологических процессов на ТЭС или АЭС. Поэтому холодопроизводительность испарителя  $Q_0$  данного теплового насоса при его оптимизации принимается неизменной. Напротив, расходом и температурой нагреваемой воды в конденсаторе можно варьировать, определяя значение полезной теплопроизводительности конденсатора ТН  $Q_{\text{кд}}$  исходя из требуемой холодопроизводительности испарителя и компенсируя возможный недостаток для потребителя теплопроизводительности теплового насоса в часы пиковых нагрузок дополнительным подогревателем – доводчиком теплоты.

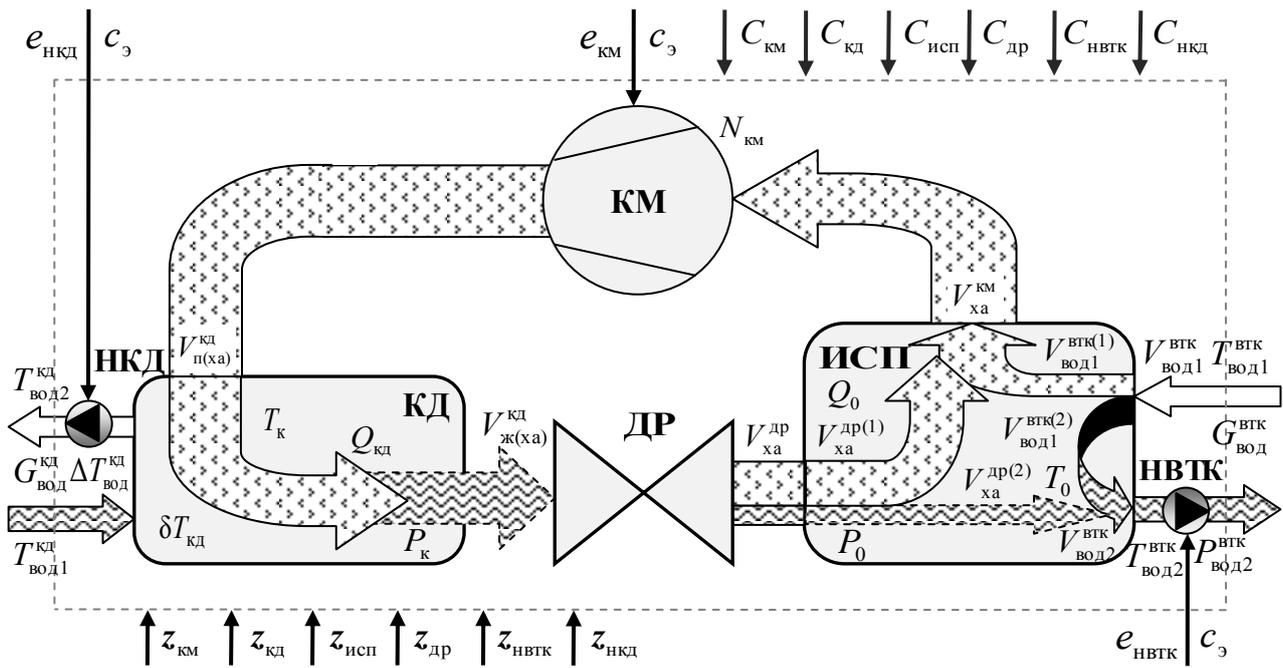


Рис. 5.13. Термоэкономическая модель вакуумно-испарительного теплового насоса

Поэтому при решении задачи оптимизации в качестве оптимизирующих целевую функцию переменных выбраны средний логарифмический температурный напор  $\delta T_{\text{кд}}$  и нагрев теплоносителя (воды)  $\Delta T_{\text{вод}}^{\text{кд}}$  в конденсаторе теплового насоса. Целевой функцией являются приведенные затраты, определяемые по выражению

$$PZ = \left[ c_{\text{э}} (e_{\text{км}} + e_{\text{нвтк}} + e_{\text{нкд}}) + z_{\text{км}} + z_{\text{исп}} + z_{\text{нвтк}} + z_{\text{кд}} + z_{\text{нкд}} + z_{\text{др}} \right] \eta_{\text{бкс}} n_{\text{сез}} + C_{\text{км}} + C_{\text{исп}} + C_{\text{нвтк}} + C_{\text{кд}} + C_{\text{нкд}} + C_{\text{др}}, \quad (5.1)$$

где  $C_{\text{км}}$ ,  $C_{\text{исп}}$ ,  $C_{\text{нвтк}}$ ,  $C_{\text{кд}}$ ,  $C_{\text{нкд}}$  и  $C_{\text{др}}$  – стоимость соответственно компрессора, испарителя, насоса воды из системы охлаждения второго контура ТЭС или АЭС, конденсатора, насоса нагреваемой в конденсаторе воды и дроссельного вентиля, а  $z_{\text{км}}$ ,  $z_{\text{исп}}$ ,  $z_{\text{нвтк}}$ ,  $z_{\text{кд}}$ ,  $z_{\text{нкд}}$  и  $z_{\text{др}}$  – ежегодные суммарные отчисления от этой стоимости (см. подпараграф 4.2.1).

Входящие в целевую функцию (5.1) стоимости элементов оборудования  $C_i$ , ежегодные суммарные отчисления от этих стоимостей  $z_i$ , а также эксергия, подводимая к каждому элементу  $e_i$  от внешнего источника, могут быть выражены в виде

функциональных зависимостей от заданной холодопроизводительности испарителя теплового насоса  $Q_0 = \text{const}$  и выбранных оптимизирующих переменных

$$e_{\text{км}}, C_{\text{км}}, z_{\text{км}}, C_{\text{исп}}, z_{\text{исп}}, C_{\text{кд}}, z_{\text{кд}}, e_{\text{нкд}}, C_{\text{нкд}}, z_{\text{нкд}} = f(Q_0, \delta T_{\text{кд}}, \Delta T_{\text{вод}}^{\text{кд}}). \quad (5.2)$$

Вследствие принятого выше условия о неизменности холодопроизводительности испарителя ( $Q_0 = \text{const}$ ), такие параметры, как  $e_{\text{НВТК}}, C_{\text{НВТК}}, z_{\text{НВТК}}, C_{\text{др}}$  и  $z_{\text{др}}$ , которые являются функцией  $f(Q_0)$ , остаются постоянными.

Для решения задачи оптимизации присутствующие в целевой функции приведенных затрат (5.1) функциональные выражения (5.2) должны быть представлены в виде развернутых аналитических зависимостей, описывающих энергетические процессы, происходящие в отдельных элементах рассматриваемого теплового насоса.

### 5.3.1. Математическое описание энергетических процессов в элементах вакуумно-испарительного теплового насоса

Для получения аналитических зависимостей должны быть известны: расход охлаждаемой воды из системы охлаждения второго контура ТЭС или АЭС через испаритель теплового насоса  $G_{\text{вод}}^{\text{ВТК}}$ ; температура этой воды на входе  $T_{\text{вод1}}^{\text{ВТК}}$  и выходе  $T_{\text{вод2}}^{\text{ВТК}}$  испарителя; давление  $P_{\text{вод2}}^{\text{ВТК}}$  этой воды в отводящем трубопроводе (после НВТК); температура нагреваемого теплоносителя (воды) на входе в конденсатор  $T_{\text{вод1}}^{\text{КД}}$ ; продолжительность работы системы в году  $\tau_{\text{экс}}$ ; анализируемый срок работы установки  $n_{\text{сез}}$ ; тариф на электроэнергию  $c_{\text{э}}$ , а также функции капитальной стоимости основного оборудования. Также для вычисления потерь эксергии от необратимости в отдельных элементах теплового насоса должно быть задано расчетное значение температуры окружающей среды  $T_{\text{ос}}$ . Теплофизические свойства воды, которая в рассматриваемом тепловом насосе является и хладагентом, и нагреваемым и охлаждаемым теплоносителями, определяются по таблицам состояния воды и водяного пара, для чего необходимо задаться предварительными значениями оптимизирующих переменных (см. подпараграф 4.2.2).

По заданным исходным данным определяется холодопроизводительность испарителя ТН  $Q_0$

$$Q_0 = G_{\text{вод}}^{\text{ВТК}} (i_{\text{вод1}}^{\text{ВТК}} - i_{\text{вод2}}^{\text{ВТК}}),$$

где  $i_{\text{вод1}}^{\text{ВТК}}$  и  $i_{\text{вод2}}^{\text{ВТК}}$  – энтальпия охлаждаемой воды на входе и выходе испарителя, кДж/кг.

Эксергия  $e_{\text{НВТК}}$ , кВт, подводимая к электродвигателю НВТК от внешнего источника, равна электрической мощности  $N_{\text{эдНВТК}}$ , потребляемой НВТК

$$e_{\text{НВТК}} = N_{\text{эдНВТК}} = \frac{G_{\text{вод}}^{\text{ВТК}} H_{\text{НВТК}}}{\rho_{\text{вод2}}^{\text{ВТК}} \eta_{\text{НВТК}} \eta_{\text{эдНВТК}}}, \quad (5.3)$$

где  $H_{\text{НВТК}}$  – напор, создаваемый НВТК, кПа;  $\rho_{\text{вод}2}^{\text{ВТК}}$  – плотность охлажденной воды на выходе испарителя, кг/м<sup>3</sup>;  $\eta_{\text{НВТК}}$  – КПД НВТК;  $\eta_{\text{эдНВТК}}$  – КПД электродвигателя НВТК.

В выражении (5.3) учтена электрическая мощность, потребляемая на повышение давления воды от давления кипения  $P_0$ , бар, до давления в отводящем трубопроводе (после НВТК)  $P_{\text{вод}2}^{\text{ВТК}}$ , бар. Мощность, потребляемая на перемещение охлажденной воды во внешней сети по пути к конденсатору турбины, не учитывается, поэтому напор  $H_{\text{НВТК}}$ , кПа, определяется как [146]

$$H_{\text{НВТК}} = 980665 \frac{P_{\text{вод}2}^{\text{ВТК}} - P_0}{\rho_{\text{вод}2}^{\text{ВТК}} g},$$

где  $g = 9,80665 \text{ м/с}^2$  – ускорение свободного падения.

Стоимость НВТК, \$, находится по выражению [100]

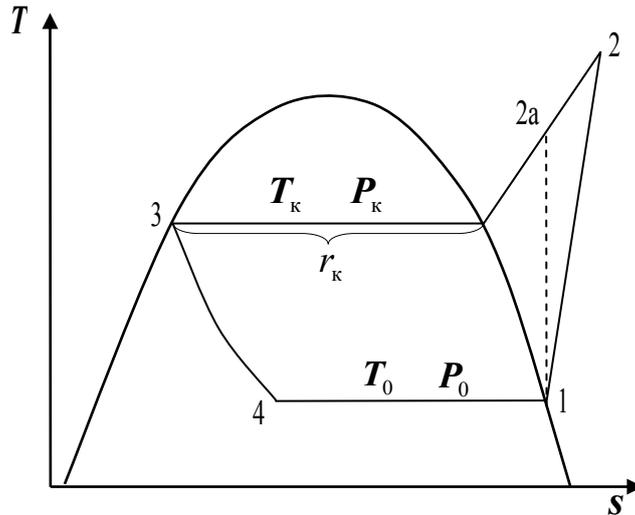
$$C_{\text{НВТК}} = 44160 \left( \frac{G_{\text{вод}}^{\text{ВТК}}}{\rho_{\text{вод}2}^{\text{ВТК}}} \right)^{0,9} + 30,9. \quad (5.4)$$

Температура кипения хладагента R718  $T_0$  равна заданной температуре охлажденной воды на выходе испарителя ТН  $T_{\text{вод}2}^{\text{ВТК}}$ . Соответственно давление кипения  $P_0 = \text{const}$  и не является параметром оптимизации. Поскольку турбокомпрессор вследствие конструктивных особенностей «не боится» гидроударов, перегрев пара после испарителя принимается равным нулю. Поэтому значения энтальпии  $i_1$ , энтропии  $s_1$  и удельного объема  $v_1$  пара хладагента на входе в турбокомпрессор находятся на правой пограничной кривой (рис. 5.14) при известной температуре  $T_0 = \text{const}$ .

Температура конденсации хладагента рассчитывается как

$$T_{\text{к}} = T_{\text{вод}1}^{\text{кд}} + \Delta T_{\text{вод}}^{\text{кд}} \frac{e^{\frac{\Delta T_{\text{вод}}^{\text{кд}}}{\delta T_{\text{кд}}}}}{e^{\frac{\Delta T_{\text{вод}}^{\text{кд}}}{\delta T_{\text{кд}}}} - 1}.$$

В вероятном диапазоне изменения температуры конденсации строятся регрессионные зависимости от значений  $T_{\text{к}}$ : давления конденсации  $P_{\text{к}} = f(T_{\text{к}})$ , плотности  $\rho_3 = f(T_{\text{к}})$ , теплопроводности  $\lambda_3 = f(T_{\text{к}})$  и кинематической вязкости  $\nu_{\text{к}3} = f(T_{\text{к}})$  жидкого хладагента (воды) на левой пограничной кривой, а также скрытой теплоты парообразования  $r_{\text{к}} = f(T_{\text{к}})$  (рис. 5.14).



**Рис. 5.14.** Цикл работы вакуумно-испарительного ТН в  $T,s$ -диаграмме

При известной энтропии пара хладагента на входе в компрессор  $s_1 = \text{const}$  строятся регрессионные зависимости температуры и энтальпии пара хладагента в конце процесса изоэнтропного сжатия в компрессоре от давления конденсации:  $T_{2a} = f(s_1, P_k(T_k))$  и  $i_{2a} = f(s_1, P_k(T_k))$ .

Действительная энтальпия пара хладагента на выходе компрессора вычисляется по формуле [147]

$$i_2 = i_1 + \frac{i_{2a} - i_1}{\eta_{искм}},$$

где  $\eta_{искм}$  – изоэнтропный КПД турбокомпрессора.

Далее строятся регрессионные зависимости температуры, энтропии и удельного объема пара хладагента в конце действительного процесса сжатия в компрессоре от значений  $P_k$  и  $i_2$ :  $T_2 = f(i_2(T_k), P_k(T_k))$ ,  $s_2 = f(i_2(T_k), P_k(T_k))$  и  $v_2 = f(i_2(T_k), P_k(T_k))$ .

Например, регрессионная зависимость  $s_2 = f(i_2(T_k), P_k(T_k))$  в диапазоне изменения  $i_2(T_k)$  от 2590 до 2750 кДж/кг и  $P_k(T_k)$  от 0,04 до 0,08 бар для водяного пара следующая

$$s_2 = 7,4998612 - 16,9725647 P_k(T_k) - 0,0013544 i_2(T_k) + \\ + 68,9253235 [P_k(T_k)]^2 + 7,6712786 \cdot 10^{-7} [i_2(T_k)]^2 + 0,0002841 P_k(T_k) i_2(T_k).$$

Переохлаждение жидкого хладагента в конденсаторе принимается равным нулю, поэтому температура жидкого хладагента после конденсатора  $T_3$  приравнивается температуре конденсации  $T_k$  и строятся регрессионные зависимости от значений  $T_k$ : энтальпии  $i_3 = f(T_k)$ , энтропии  $s_3 = f(T_k)$  и удельного объема  $v_3 = f(T_k)$  жидкого хладагента после конденсатора (см. рис. 5.14). В случае наличия переохлаждения  $\Delta T_{ж}$  эти функции будут зависеть от значений  $T_3 = T_k - \Delta T_{ж}$ .

При заданной температуре кипения хладагента в испарителе  $T_0 = \text{const}$  строятся регрессионные зависимости энтропии и удельного объема влажного насыщенного пара хладагента (воды) в конце процесса дросселирования от значений  $i_3 = i_4$ :  $s_4 = f(T_0, i_3(T_K))$  и  $v_4 = f(T_0, i_3(T_K))$ .

Массовый расход хладагента находится из соотношения

$$G_{\text{ха}} = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{Q_0}{i_1 - i_3},$$

где  $q_0$  – удельная массовая холодопроизводительность испарителя.

Стоимость дроссельного вентиля  $C_{\text{др}}$ , \$, несущественная по сравнению со стоимостью другого основного оборудования ТН, выбирается по каталогам в зависимости от известных значений  $Q_0$  или  $G_{\text{ха}}$ .

Эксергия  $e_{\text{км}}$ , кВт, подводимая к электродвигателю компрессора из электросети, рассчитывается из выражения

$$e_{\text{км}} = N_{\text{км}} = \frac{N_{i_{\text{км}}}}{\eta_{\text{МКМ}} \eta_{\text{ЭДКМ}}} = \frac{G_{\text{ха}} (i_2 - i_1)}{\eta_{\text{МКМ}} \eta_{\text{ЭДКМ}}},$$

где  $N_{i_{\text{км}}}$  – индикаторная мощность компрессора (мощность, потребляемая в реальном компрессоре на сжатие пара хладагента);  $\eta_{\text{МКМ}}$  – механический КПД компрессора;  $\eta_{\text{ЭДКМ}}$  – КПД электродвигателя компрессора.

Стоимость турбокомпрессора  $C_{\text{км}}$ , \$, складывается из стоимости электромотора [100] и собственно компрессора (устройства для сжатия пара) [137]

$$C_{\text{км}} = (110e_{\text{км}} + 5000) + (798,71124(e_{\text{км}} \eta_{\text{ЭДКМ}})^{0,592}). \quad (5.5)$$

Холодильный коэффициент  $\varepsilon$  рассчитывается как

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{e_{\text{км}}} = \frac{i_1 - i_3}{i_2 - i_1} \eta_{\text{МКМ}} \eta_{\text{ЭДКМ}}.$$

Теплопроизводительность конденсатора ТН  $Q_{\text{кд}}$  определяется по зависимости

$$Q_{\text{кд}} = G_{\text{ха}} (i_2 - i_3).$$

Температура нагреваемого теплоносителя (воды) на выходе из конденсатора  $T_{\text{вод}2}^{\text{кд}}$  выражается через заданную температуру воды на входе в конденсатор  $T_{\text{вод}1}^{\text{кд}}$  и одну из оптимизирующих переменных – нагрев воды в конденсаторе  $\Delta T_{\text{вод}}^{\text{кд}}$

$$T_{\text{вод}2}^{\text{кд}} = T_{\text{вод}1}^{\text{кд}} + \Delta T_{\text{вод}}^{\text{кд}}. \quad (5.6)$$

Затем строятся регрессионные зависимости энтальпии, энтропии, кинематической вязкости и плотности нагреваемого теплоносителя на выходе конденсатора от значений  $T_{\text{вод}2}^{\text{кд}}$  с учетом (5.6):  $i_{\text{вод}2}^{\text{кд}} = f(T_{\text{вод}1}^{\text{кд}}, \Delta T_{\text{вод}}^{\text{кд}})$ ,  $s_{\text{вод}2}^{\text{кд}} = f(T_{\text{вод}1}^{\text{кд}}, \Delta T_{\text{вод}}^{\text{кд}})$ ,  $v_{\text{квод}2}^{\text{кд}} = f(T_{\text{вод}1}^{\text{кд}}, \Delta T_{\text{вод}}^{\text{кд}})$  и  $\rho_{\text{квод}2}^{\text{кд}} = f(T_{\text{вод}1}^{\text{кд}}, \Delta T_{\text{вод}}^{\text{кд}})$ .

Средняя температура нагреваемой в конденсаторе воды выражается через  $T_{\text{вод}1}^{\text{кд}}$  и  $\Delta T_{\text{вод}}^{\text{кд}}$  с учетом (5.6) как

$$\bar{T}_{\text{вод}}^{\text{кд}} = \frac{T_{\text{вод}1}^{\text{кд}} + T_{\text{вод}2}^{\text{кд}}}{2} = T_{\text{вод}1}^{\text{кд}} + \frac{\Delta T_{\text{вод}}^{\text{кд}}}{2}.$$

и строятся регрессионные зависимости средних значений коэффициентов кинематической и динамической вязкости, коэффициента теплопроводности, числа Прандтля и плотности нагреваемого в конденсаторе теплоносителя (воды) от значений  $\bar{T}_{\text{вод}}^{\text{кд}}$  с учетом (5.6):  $\bar{\nu}_{\text{квод}}^{\text{кд}} = f(T_{\text{вод}1}^{\text{кд}}, \Delta T_{\text{вод}}^{\text{кд}})$ ,  $\bar{\mu}_{\text{вод}}^{\text{кд}} = f(T_{\text{вод}1}^{\text{кд}}, \Delta T_{\text{вод}}^{\text{кд}})$ ,  $\bar{\lambda}_{\text{вод}}^{\text{кд}} = f(T_{\text{вод}1}^{\text{кд}}, \Delta T_{\text{вод}}^{\text{кд}})$ ,  $\bar{\rho}_{\text{вод}}^{\text{кд}} = f(T_{\text{вод}1}^{\text{кд}}, \Delta T_{\text{вод}}^{\text{кд}})$  и  $\bar{\rho}_{\text{вод}}^{\text{кд}} = f(T_{\text{вод}1}^{\text{кд}}, \Delta T_{\text{вод}}^{\text{кд}})$ .

Массовый расход нагреваемой воды через конденсатор определяется по соотношению

$$G_{\text{вод}}^{\text{кд}} = \frac{Q_{\text{кд}}}{i_{\text{вод}2}^{\text{кд}} - i_{\text{вод}1}^{\text{кд}}}.$$

Потери эксергии в основных элементах теплового насоса рассчитываются с помощью энтропийного метода [148] по следующим выражениям:

– потери эксергии в испарителе

$$E_{D_{\text{исп}}} = T_{\text{ос}} \left( G_{\text{ха}} (s_1 - s_4) - \frac{2Q_0}{T_{\text{вод}1}^{\text{втк}} + T_{\text{вод}2}^{\text{втк}}} \right); \quad (5.7)$$

– потери эксергии в конденсаторе

$$E_{D_{\text{кд}}} = T_{\text{ос}} \left( G_{\text{ха}} (s_2 - s_3) - \frac{Q_{\text{кд}}}{\bar{T}_{\text{вод}}^{\text{кд}}} \right);$$

– потери эксергии в дроссельном вентиле

$$E_{D_{\text{др}}} = T_{\text{ос}} G_{\text{ха}} (s_4 - s_3);$$

– потери эксергии от необратимости сжатия пара в турбокомпрессоре

$$E_{D_{\text{км}}} = T_{\text{ос}} G_{\text{ха}} (s_2 - s_1).$$

Эксергетический КПД компрессора определяется по формуле

$$\eta_{\text{экс км}} = 1 - \frac{E_{D_{\text{км}}}}{N_{i_{\text{км}}}} = 1 - \frac{T_{\text{ос}} G_{\text{ха}} (s_2 - s_1)}{G_{\text{ха}} (i_2 - i_1)} = 1 - T_{\text{ос}} \frac{s_2 - s_1}{i_2 - i_1}. \quad (5.8)$$

При расчете объема вакуумного испарителя контактного типа принимается, что каждую секунду в испаритель поступает вода из системы охлаждения второго контура ТЭС или АЭС объемом  $V_{\text{вод}1}^{\text{втк}}$ , часть которой, попадая в вакуум, в течение этой секунды обращается в пар объемом  $V_{\text{вод}1}^{\text{втк}(1)}$  (см. рис. 5.13), а оставшаяся часть воды объемом  $V_{\text{вод}1}^{\text{втк}(2)}$ , охлаждаясь до  $T_0$ , выпадает на дно испарителя. Также в испаритель из дроссельного вентиля ежесекундно поступает влажный насыщенный пар хладагента (смесь воды и насыщенного пара) темпе-

ратурой  $T_0$  и объемом  $V_{ха}^{др}$ , часть которого, расширяясь до объема  $V_{ха}^{др(1)}$ , в течение секунды пополняет объем пара  $V_{ха}^{км} = V_{вод1}^{вгк(1)} + V_{ха}^{др(1)}$ , а часть  $V_{ха}^{др(2)}$  пополняет объем жидкости на дне испарителя  $V_{вод2}^{вгк} = V_{вод1}^{вгк(2)} + V_{ха}^{др(2)}$ . Объем пара  $V_{ха}^{км}$  ежесекундно откачивается из испарителя компрессором, а объем жидкости  $V_{вод2}^{вгк}$  ежесекундно отводится НВТК к конденсатору турбины ТЭС или АЭС.

Таким образом, принимая, что каждую секунду в испарителе присутствует пар объемом  $V_{ха}^{км}$  и жидкость объемом  $V_{вод2}^{вгк}$ , численно равные соответственно секундному объемному расходу пара хладагента через компрессор (объемной производительности компрессора),  $м^3/с$ , и секундному объемному расходу воды через НВТК,  $м^3/с$ , объем испарителя,  $м^3$ , вычисляется как

$$V_{исп} = (V_{ха}^{км} + V_{вод2}^{вгк})\tau = \left( G_{ха}v_1 + \frac{G_{вод}^{вгк}}{\rho_{вод2}^{вгк}} \right)\tau, \quad (5.9)$$

где время  $\tau = 1$  с.

Стоимость вакуумного испарителя контактного типа, \$, определяется по выражению [100] (см. табл. 5.1), которое для стройности изложения приведем еще раз

$$C_{исп} = 600V_{исп}^{0,78} + 8000. \quad (5.10)$$

При расчете стоимости теплообменной поверхности горизонтального кожухотрубного гладкотрубного конденсатора с межтрубной конденсацией пара должны быть заданы следующие геометрические характеристики конденсатора: внутренний  $d_{вн}$  и наружный  $d_{н}$  диаметр трубок; количество трубок в кожухе  $n_{тр}$ ; количество ходов (количество изменений направления движения теплоносителя по горизонтали)  $n_{ход}$ ; количество перегородок для изменений направления движения теплоносителя по вертикали  $n_{пер}$ . Должен также быть известен материал трубок.

Внутренний объем кожуха конденсатора по аналогии с (5.9) рассчитывается как

$$V_{кд} = ((1 - \theta)V_{п(ха)}^{кд} + \theta V_{ж(ха)}^{кд})\tau,$$

где  $\theta$  – коэффициент заполнения, т.е. отношение заполненного жидкостью объема к общему объему (в частности, для кожухотрубного конденсатора с межтрубной конденсацией  $\theta = 0,3 - 0,4$ );  $V_{п(ха)}^{кд} = G_{ха}v_2$  – секунднй объемный расход сжатого пара хладагента, подводимого компрессором к конденсатору;  $V_{ж(ха)}^{кд} = G_{ха}v_3$  – секунднй объемный расход жидкого хладагента на выходе конденсатора; время  $\tau = 1$  с.

Живое сечение для прохода нагреваемого теплоносителя (воды) внутри трубок горизонтального кожухотрубного конденсатора определяется по формуле

$$F_{жвод}^{кд} = \frac{\pi d_{вн}^2}{4} \frac{n_{тр}}{n_{ход}}.$$

Скорость нагреваемой воды в трубках конденсатора вычисляется как

$$W_{\text{вод}}^{\text{кд}} = \frac{G_{\text{вод}}^{\text{кд}}}{\rho_{\text{вод}}^{\text{кд}} F_{\text{жвод}}^{\text{кд}}}.$$

Число Рейнольдса для нагреваемой воды в конденсаторе определяется из выражения

$$\text{Re}_{\text{вод}}^{\text{кд}} = \frac{W_{\text{вод}}^{\text{кд}} d_{\text{вн}}}{\bar{v}_{\text{квод}}^{\text{кд}}}.$$

Число Нуссельта для нагреваемой воды в конденсаторе при турбулентном течении рассчитывается как [118, 149]

$$\text{Nu}_{\text{вод}}^{\text{кд}} = 0,021 \text{Re}_{\text{вод}}^{\text{кд} 0,8} \bar{\text{Pr}}_{\text{вод}}^{\text{кд} 0,43}.$$

Коэффициент теплоотдачи со стороны нагреваемой в конденсаторе воды вычисляется по формуле

$$\alpha_{\text{вод}}^{\text{кд}} = \frac{\text{Nu}_{\text{вод}}^{\text{кд}} \bar{\lambda}_{\text{вод}}^{\text{кд}}}{d_{\text{вн}}}.$$

Далее необходимо задаться предварительным значением средней температуры наружных стенок трубок конденсатора  $\bar{T}_{\text{стн}}^{\text{кд}}$ , как средним арифметическим между температурами  $\bar{T}_{\text{вод}}^{\text{кд}}$  и  $T_{\text{к}}$ .

Коэффициент теплоотдачи при конденсации пара хладагента на одиночной гладкой горизонтальной трубе определяется из выражения [149]

$$\alpha_{\text{хатр1}}^{\text{кд}} = 0,728 \left( \frac{g r_{\text{к}} \rho_3 \lambda_3^3}{v_{\text{к3}} d_{\text{н}}} \right)^{0,25} (T_{\text{к}} - \bar{T}_{\text{стн}}^{\text{кд}})^{-0,25}. \quad (5.11)$$

Средний коэффициент теплоотдачи при конденсации пара хладагента на пучке гладких горизонтальных труб рассчитывается как [149]

$$\alpha_{\text{ха}}^{\text{кд}} = \alpha_{\text{хатр1}}^{\text{кд}} (0,9 n_{\text{тр}})^{0,5} \frac{1}{6}. \quad (5.12)$$

Линейная плотность теплового потока в конденсаторе находится по формуле [33]

$$q_{l\text{кд}} = \frac{\pi (T_{\text{к}} - \bar{T}_{\text{вод}}^{\text{кд}})}{\frac{1}{d_{\text{вн}} \alpha_{\text{вод}}^{\text{кд}}} + \frac{1}{2 \lambda_{\text{тр}}} \ln \frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{вн}}} + \frac{1}{d_{\text{н}} \alpha_{\text{ха}}^{\text{кд}}}}, \quad (5.13)$$

где  $\lambda_{\text{тр}}$  – коэффициент теплопроводности трубок конденсатора.

Уточняя среднюю температуру наружных стенок трубок конденсатора

$$\bar{T}_{\text{стн}}^{\text{кд}} = T_{\text{к}} - \frac{q_{l\text{кд}}}{\pi d_{\text{н}} \alpha_{\text{ха}}^{\text{кд}}} \quad (5.14)$$

и повторяя расчет по выражениям (5.11) – (5.14), после нескольких итераций определяется окончательное значение среднего коэффициента теплоотдачи при конденсации пара хладагента на пучке гладких горизонтальных труб  $\alpha_{\text{ха}}^{\text{кд}}$ .

Коэффициент теплопередачи конденсатора рассчитывается как [150]

$$k_{\text{кд}} = \frac{1}{\frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{вн}} \alpha_{\text{вод}}^{\text{кд}}} + \frac{d_{\text{н}}}{2\lambda_{\text{тр}}} \ln \frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{вн}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{ха}}^{\text{кд}}}}.$$

Площадь наружной теплообменной поверхности конденсатора находится по соотношению

$$F_{\text{кд}} = \frac{Q_{\text{кд}}}{k_{\text{кд}} \delta T_{\text{кд}}}.$$

Длина одной трубки конденсатора определяется как

$$L_{\text{тр}} = \frac{F_{\text{кд}}}{\pi d_{\text{н}} n_{\text{тр}}}.$$

Внутренний диаметр кожуха конденсатора рассчитывается по формуле [151]

$$D_{\text{кож}} = \left( \frac{4V_{\text{кд}}}{\pi L_{\text{тр}}} \right)^{0,5}.$$

Стоимость горизонтального кожухотрубного гладкотрубного конденсатора, \$, определяется как [152]

$$C_{\text{кд}} = a \left( 730 L_{\text{тр}}^{1,3} D_{\text{кож}}^{0,7} + 3980 D_{\text{кож}}^2 n_{\text{ход}}^{0,3} + \right) (1 + 0,001 n_{\text{пер}}), \quad (5.15)$$

$$+ 8,6 n_{\text{тр}} L_{\text{тр}} d_{\text{вн}} + 15,6 n_{\text{тр}} d_{\text{вн}}^{0,5}$$

где  $a$  – коэффициент, учитывающий инфляцию и усовершенствование технологии производства за определенный промежуток времени, значение которого находится на основе информации, приведенной в каталогах производителей теплообменного оборудования (принимается  $a = 1,3$ ).

Среднее значение температуры внутренних стенок трубок конденсатора рассчитывается из выражения [33]

$$\bar{T}_{\text{ст вн}}^{\text{кд}} = \bar{T}_{\text{вод}}^{\text{кд}} + \frac{q_{l \text{кд}}}{\pi d_{\text{вн}} \alpha_{\text{вод}}^{\text{кд}}}.$$

Далее строится регрессионная зависимость от  $\bar{T}_{\text{ст вн}}^{\text{кд}}$  значений динамической вязкости нагреваемого теплоносителя (воды)  $\bar{\mu}_{\text{ст вн}}^{\text{кд}} = f(\bar{T}_{\text{ст вн}}^{\text{кд}})$ .

Коэффициент сопротивления трения при неизотермическом турбулентном течении нагреваемой жидкости в гладких трубах рассчитывается по формуле [118]

$$\xi = (1,82 \lg \text{Re}_{\text{вод}}^{\text{кд}} - 1,64)^{-2} \left( \frac{\bar{\mu}_{\text{ст вн}}^{\text{кд}}}{\bar{\mu}_{\text{вод}}^{\text{кд}}} \right)^{0,14}.$$

Гидравлическое сопротивление конденсатора по нагреваемой воде (падение давления воды в конденсаторе), Па, определяется как [120]

$$\Delta P_{\text{вод}}^{\text{кд}} = \left( \left( n_{\text{ход}} \frac{\xi L_{\text{тр}}}{d_{\text{вн}}} \right) + (n_{\text{ход}} - 1)(\zeta_{\text{вых}} + \zeta_{\text{вх}}) \right) \frac{\bar{\rho}_{\text{вод}}^{\text{кд}} W_{\text{вод}}^{\text{кд}^2}}{2},$$

где  $\delta_{\text{вых}}$  и  $\delta_{\text{вх}}$  – коэффициенты местных сопротивлений соответственно при выходе нагреваемого теплоносителя из трубок в крышку конденсатора и при входе из крышки конденсатора обратно в трубки.

Скорость теплоносителя внутри подводящего трубопровода к конденсатору рассчитывается как

$$W_{\text{птр}}^{\text{кд}} = \frac{G_{\text{вод}}^{\text{кд}}}{\rho_{\text{вод1}}^{\text{кд}} F_{\text{ж птр}}^{\text{кд}}}, \quad (5.16)$$

где  $\rho_{\text{вод1}}^{\text{кд}}$  – плотность теплоносителя (воды) на входе в конденсатор;  $F_{\text{ж птр}}^{\text{кд}} = 0,25\pi d_{\text{птр}}^2$  – живое сечение для прохода воды внутри подводящего трубопровода с внутренним диаметром  $d_{\text{птр}}$ .

Далее рассчитывается число Рейнольдса при проходе теплоносителя внутри подводящего трубопровода

$$\text{Re}_{\text{птр}}^{\text{кд}} = \frac{W_{\text{птр}}^{\text{кд}} d_{\text{птр}}}{\nu_{\text{квод1}}^{\text{кд}}}, \quad (5.17)$$

где  $\nu_{\text{квод1}}^{\text{кд}}$  – коэффициент кинематической вязкости воды на входе в конденсатор.

Коэффициент сопротивления трения при изотермическом турбулентном течении жидкости в гладких трубах рассчитывается по формуле [118]

$$\xi_{\text{птр}}^{\text{н}} = (1,82 \lg \text{Re}_{\text{птр}}^{\text{кд}} - 1,64)^{-2}. \quad (5.18)$$

Гидравлическое сопротивление подводящего трубопровода к конденсатору (падение давления воды в подводящем трубопроводе к конденсатору), Па, определяется как

$$\Delta P_{\text{птр}}^{\text{кд}} = \frac{\xi_{\text{птр}}^{\text{н}} L_{\text{птр}} \rho_{\text{вод1}}^{\text{кд}} W_{\text{птр}}^{\text{кд}^2}}{d_{\text{птр}}}, \quad (5.19)$$

где  $L_{\text{птр}}$  – длина подводящего трубопровода.

Гидравлическое сопротивление отводящего трубопровода от конденсатора  $\Delta P_{\text{отр}}^{\text{кд}}$ , Па, рассчитывается по выражениям (5.16) – (5.19) с подстановкой в них соответствующих геометрических параметров отводящего трубопровода и теплофизических свойств воды на выходе конденсатора.

Гидравлическое сопротивление из-за перепада высот отводящего трубопровода от конденсатора, Па, определяется как [146]

$$\Delta P_{\text{отр}}^{\text{кд}} = g \rho_{\text{вод2}}^{\text{кд}} \Delta h_{\text{отр}},$$

где  $\Delta h_{отр}$  – перепад высот отводящего трубопровода.

Напор, создаваемый НКД для перемещения нагреваемого теплоносителя через конденсатор, а также через подводящий и отводящий трубопроводы, кПа, находится из выражения [120]

$$H_{нкд} = 9,80665 \left( \frac{\Delta P_{вод}^{кд}}{\rho_{вод}^{кд} g} + \frac{\Delta P_{птр}^{кд}}{\rho_{вод1}^{кд} g} + \frac{\Delta P_{отр}^{кд} + \Delta P_{отр}^{кд}}{\rho_{вод2}^{кд} g} \right),$$

Эксергия  $e_{нкд}$ , кВт, подводимая к электродвигателю НКД от внешнего источника, равна его электрической мощности  $N_{эднкд}$ , и определяется по формуле

$$e_{нкд} = N_{эднкд} = \frac{G_{вод}^{кд} H_{нкд}}{\rho_{вод2}^{кд} \eta_{нкд} \eta_{эднкд}},$$

где  $\eta_{нкд}$  – КПД НКД;  $\eta_{эднкд}$  – КПД электродвигателя НКД.

Стоимость НКД, \$, определяется по выражению [100]

$$C_{нкд} = 44160 \left( \frac{G_{вод}^{кд}}{\rho_{вод2}^{кд}} \right)^{0,9} + 30,9. \quad (5.20)$$

Коэффициент использования энергии с учетом потребляемой мощности вспомогательных механизмов (насосов) рассчитывается как

$$\varepsilon_{эн} = \frac{Q_0}{e_{км} + e_{нвтк} + e_{нкд}}.$$

Ежегодные суммарные отчисления  $z_{км}$ ,  $z_{исп}$ ,  $z_{нвтк}$ ,  $z_{кд}$ ,  $z_{нкд}$  и  $z_{др}$  определяются по выражению (4.4) путем подстановки соответствующих зависимостей для стоимостей элементов оборудования установки:  $C_{км}$  (5.5),  $C_{исп}$  (5.10),  $C_{нвтк}$  (5.4),  $C_{кд}$  (5.15),  $C_{нкд}$  (5.20) и  $C_{др}$ .

Подстановка полученных аналитических выражений в развернутой форме (5.2) в целевую функцию (5.1) и решение системы уравнений

$$\frac{\partial PZ}{\partial \delta T_{кд}} = 0; \quad \frac{\partial PZ}{\partial \Delta T_{вод}^{кд}} = 0$$

позволяет определить оптимальные значения переменных  $\delta T_{кд}$  и  $\Delta T_{вод}^{кд}$ , подстановка которых в приведенный выше расчет дает возможность найти оптимальные (с позиции минимизации приведенных затрат) режимные и геометрические параметры вакуумно-испарительного теплового насоса с хладагентом R718.

### 5.3.2. Результаты расчета оптимальных параметров вакуумно-испарительного теплового насоса

В качестве исходных данных для решения задачи оптимизации приняты: расход охлаждаемой воды из системы охлаждения второго контура ТЭС или АЭС через испаритель теплового насоса  $G_{вод}^{втк} = 12,7632$  кг/с; температура этой

воды на входе и выходе испарителя соответственно  $T_{\text{вод}1}^{\text{ВТК}} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$  и  $T_{\text{вод}2}^{\text{ВТК}} = T_0 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ ; давление этой воды в отводящем трубопроводе (после НВТК)  $P_{\text{вод}2}^{\text{ВТК}} = 4$  бар; температура нагреваемого теплоносителя (воды) на входе в конденсатор  $T_{\text{вод}1}^{\text{КД}} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ ; продолжительность работы системы в году  $\tau_{\text{экс}} = 8000$  ч в год; анализируемый срок работы установки  $n_{\text{сез}} = 25$  лет; тариф на электроэнергию  $c_э = 0,0727$  \$/(кВт·ч), нормативный коэффициент отчислений от стоимости оборудования  $k_{\text{нi}} = 0,15$ ; температура окружающей среды  $T_{\text{oc}} = 32 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Приняты также следующие геометрические характеристики конденсатора: внутренний и наружный диаметр трубок соответственно  $d_{\text{вн}} = 0,016$  м и  $d_{\text{н}} = 0,020$  м; количество трубок в кожухе  $n_{\text{тр}} = 100$ ; материал трубок – латунь с коэффициентом теплопроводности  $\lambda_{\text{тр}} = 93$  Вт/(м·К); количество ходов КД  $n_{\text{ход}} = 2$ ; количество перегородок  $n_{\text{пер}} = 12$ . Внутренний диаметр подводящего и отводящего трубопровода нагреваемого в конденсаторе теплоносителя (воды) – 0,12 м; длины подводящего и отводящего трубопровода – по 10 м; перепад высот отводящего трубопровода – 5 м.

Результаты оптимизации приведены в табл. 5.4.

**Таблица 5.4.** Результаты оптимизации вакуумно-испарительного теплового насоса

Параметр	Исходный вариант	Оптимальный вариант
Тариф на электроэнергию $c_э$ , \$/(кВт·ч)	0,0727	0,0727
Продолжительность работы в году $\tau_{\text{экс}}$ , ч в год	8000	8000
Расчетный период $n_{\text{сез}}$ , лет	25	25
Температура окружающей среды $T_{\text{oc}}$ , $^\circ\text{C}$	32	32
Нагрев воды в конденсаторе $\Delta T_{\text{вод}}^{\text{КД}}$ , К	10	5,516
Средний логарифмический напор в конденсаторе $\delta T_{\text{кд}}$ , К	10	2,968
Температура кипения $T_0$ , $^\circ\text{C}$	25,00	25,00
Температура хладагента после компрессора $T_2$ , $^\circ\text{C}$	120,95	63,98
Температура конденсации $T_{\text{к}} = T_3$ , $^\circ\text{C}$	40,82	31,53
Холодопроизводительность испарителя $Q_0$ , кВт	800,00	800,00
Теплопроизводительность конденсатора $Q_{\text{кд}}$ , кВт	860,95	824,31
Потребляемая мощность компрессора $N_{\text{км}}$ , кВт	73,929	29,480
Потребляемая мощность насоса воды в испарителе, кВт	6,825	6,825
Потребляемая мощность насоса воды в конденсаторе, кВт	2,175	10,409
Суммарная потребляемая мощность ТН, кВт	82,928	46,714
Холодильный коэффициент $\varepsilon$	10,821	27,137
Коэффициент использования энергии с учетом потребляемой мощности вспомогательных механизмов (насосов) $\varepsilon_{\text{эН}}$	9,647	17,125
Потери эксергии в испарителе $E_{\text{Дисп}}$ , кВт	20,089	20,089
Потери эксергии в конденсаторе $E_{\text{Дкд}}$ , кВт	35,208	11,370
Потери эксергии в процессе дросселирования $E_{\text{Ддр}}$ , кВт	0,583	0,098

Потери эксергии в компрессоре $E_{D_{км}}$ , кВт	12,062	5,679
Суммарные потери эксергии в ТН $\Sigma E_{D_{тн}}$ , кВт	67,943	37,235
Индикаторная мощность компрессора $N_{икм}$ , кВт	60,954	24,306
Эксергетический КПД компрессора $\varepsilon_{экс км}$	80,211	76,638
Стоимость насоса воды в испарителе $C_{нвтк}$ , \$	907	907
Стоимость насоса воды в конденсаторе $C_{нкд}$ , \$	1 378	2 242
Стоимость дроссельного вентиля $C_{др}$ , \$	320	320
Объем испарителя $V_{исп}$ , м <sup>3</sup>	14,607	14,373
Стоимость испарителя $C_{исп}$ , \$	12 859	12 798
Площадь конденсатора $F_{кд}$ , м <sup>2</sup>	24,5	59,7
Стоимость конденсатора $C_{кд}$ , \$	19 020	25 292
Стоимость компрессора с электродвигателем $C_{км}$ , \$	22 292	13 558
Стоимость установки всего, \$	56 774	55 116
Отчисления от капитальных вложений за 25 лет, \$	269 678	261 803
Капитальные затраты за 25 лет, \$	326 453	316 919
Эксплуатационные затраты за 25 лет, \$	1 205 398	679 015
Приведенные затраты $PZ$ за 25 лет, \$	1 531 851	995 934
Экономический эффект от оптимизации, %	-	35,0

Из данных, представленных в табл. 5.4, видно, что уменьшение значений оптимизирующих переменных – нагрева воды  $\Delta T_{вод}^{кд}$  и среднего логарифмического напора  $\delta T_{кд}$  в конденсаторе приводит к снижению температуры конденсации хладагента  $T_{к}$ , что при фиксированной температуре кипения  $T_0 = \text{const}$  способствует повышению удельной массовой холодопроизводительности испарителя  $q_0$ , снижению массового расхода хладагента  $G_{ха}$  и уменьшению потерь эксергии при дросселировании  $E_{D_{др}}$ . Следует отметить, что, как уже говорилось выше (см. параграф 5.1), из-за крутого подъема левой пограничной кривой для R718 потери от необратимости при дросселировании этого хладагента крайне малы по сравнению с потерями в конденсаторе и компрессоре. Сопутствующее понижению  $T_{к}$  снижение давления конденсации хладагента  $P_{к}$  при  $P_0 = \text{const}$  способствует уменьшению степени сжатия хладагента в компрессоре и снижению температуры сжатого пара на линии нагнетания  $T_2$ . Это в совокупности со снижением  $G_{ха}$  приводит к уменьшению требуемой для обеспечения заданной  $Q_0 = \text{const}$  теплопроизводительности конденсатора  $Q_{кд}$ , а также снижению потерь эксергии  $E_{D_{кд}}$  от необратимости в нем. Снижение температуры  $T_2$  и расхода  $G_{ха}$  также приводит к уменьшению потерь эксергии в компрессоре  $E_{D_{км}}$  и его индикаторной  $N_{икм}$ , а также потребляемой  $N_{км}$  мощности. Потери эксергии в испарителе  $E_{D_{исп}}$  остаются неизменными вследствие того, что при постоянных  $T_{ос}$ ,  $s_1$ ,  $Q_0$ ,  $T_{вод1}^{втк}$  и  $T_{вод2}^{втк}$  снижение расхода  $G_{ха}$  компенсируется уменьшением энтропии  $s_4$  (см. рис. 5.14), и таким образом произведение  $G_{ха}(s_1 - s_4)$  в выражении (5.7) остается постоянным. Несмотря на это, суммарные потери эксергии в системе  $\Sigma E_{D_{тн}}$  значительно снижаются, как и  $N_{км}$ , что приводит к существенному (в 2,5 раза) повышению холодильного коэффициента установки  $\varepsilon$ .

Значительное уменьшение оптимального напора  $\delta T_{кд}$  приводит к существенному увеличению площади теплообменной поверхности  $F_{кд}$  конденсатора

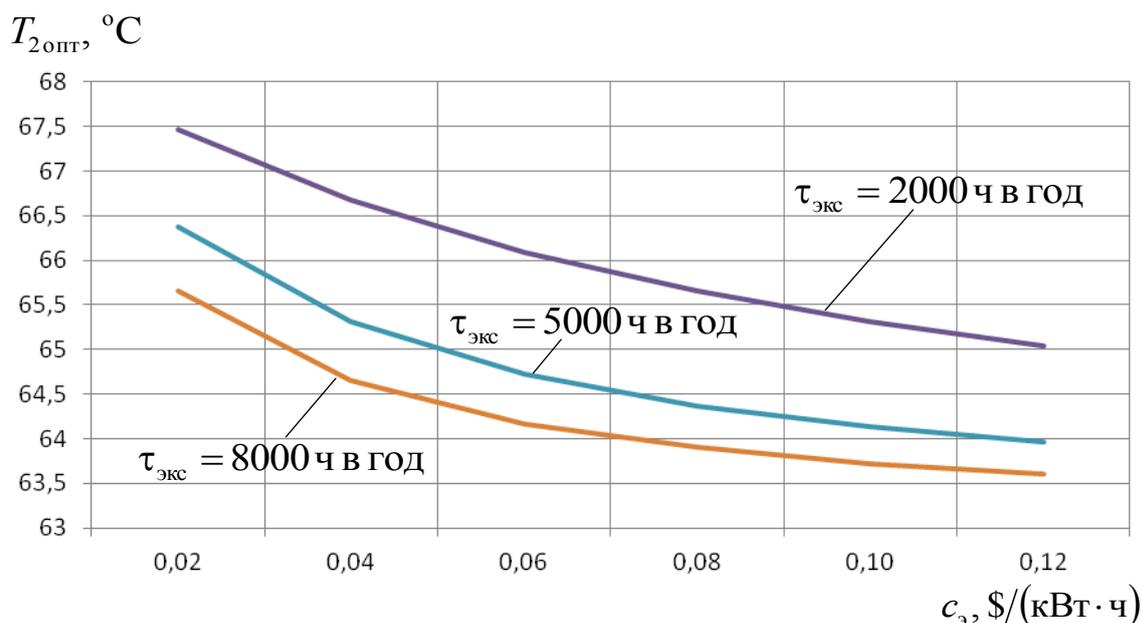
и его стоимости  $C_{кд}$ , несмотря на некоторую компенсацию этого увеличения поверхности  $F_{кд}$  повышением коэффициента теплопередачи конденсатора  $k_{кд}$  из-за интенсификации теплообмена в нем за счет увеличения скорости движения теплоносителя  $W_{вод}^{кд}$ . Это увеличение  $W_{вод}^{кд}$  связано с уменьшением нагрева воды в конденсаторе  $\Delta T_{вод}^{кд}$ , что приводит к значительному увеличению массового расхода нагреваемой воды, потребляемой мощности НКД и его стоимости  $C_{нкд}$ . Стоимость испарителя  $C_{исп}$  понижается незначительно, поскольку при  $Q_0 = \text{const}$  его объем  $V_{исп}$  уменьшается только вследствие некоторого снижения  $G_{ха}$ . Увеличение стоимостей  $C_{кд}$  и  $C_{нкд}$ , компенсируется еще большим по величине уменьшением стоимости компрессора  $C_{км}$  вследствие значительного снижения его  $N_{км}$ . В итоге суммарные капитальные затраты на установку незначительно уменьшаются. В то же время эксплуатационные затраты установки существенно снижаются за счет значительного уменьшения потребляемой мощности компрессора, что с лихвой компенсирует увеличение потребления электроэнергии насосом нагреваемой в конденсаторе воды НКД. Суммарная потребляемая мощность установки существенно снижается, а коэффициент использования энергии  $\epsilon_{эн}$  значительно увеличивается (в 1,77 раз).

Некоторое уменьшение капитальных затрат и существенное снижение эксплуатационных затрат приводит к значительному снижению приведенных затрат  $PZ$  за расчетный период работы установки. При заданных исходных данных экономический эффект от термоэкономической оптимизации составляет 35 %.

Поскольку рассматриваемая конструкция вакуумно-испарительного теплового насоса может быть использована для охлаждения воды при заданных параметрах в ряде технологических процессов предприятий различных отраслей промышленности и сельского хозяйства, принятый при расчете тариф на электроэнергию  $c_э = 0,0727$  \$/(кВт·ч) является тарифом для промышленных потребителей электроэнергии (II класс напряжения до 27,5 кВ) по валютному курсу на середину октября 2017 г. в Украине. В случае использования теплового насоса в технологическом цикле ТЭС или АЭС затраты электроэнергии на привод компрессора и насосов будут относиться к затратам электростанции на собственные нужды и оцениваться по себестоимости производства. В зависимости от длительности работы в течение года по покрытию графиков энергетических нагрузок, характеризующихся числом часов использования установленной мощности оборудования, электростанции принято классифицировать на: базовые ( $\tau_{экс} > 6000$  ч в год) (все АЭС), полупиковые ( $\tau_{экс} = 2000 - 5000$  ч в год) и пиковые ( $\tau_{экс} < 2000$  ч в год) [153]. Стоимость потребляемой тепловым насосом электроэнергии  $c_э$  и продолжительность его работы в году  $\tau_{экс}$  может оказать существенное влияние на экономический эффект от термоэкономической оптимизации.

Поэтому оптимальные режимные и геометрические параметры вакуумно-испарительного теплового насоса также были рассчитаны при вариативности тарифа на электроэнергию  $c_э$  от 0,02 \$/(кВт·ч) (примерной себестоимости производства электроэнергии на АЭС) до 0,12 \$/(кВт·ч) (самого дорого тарифа для

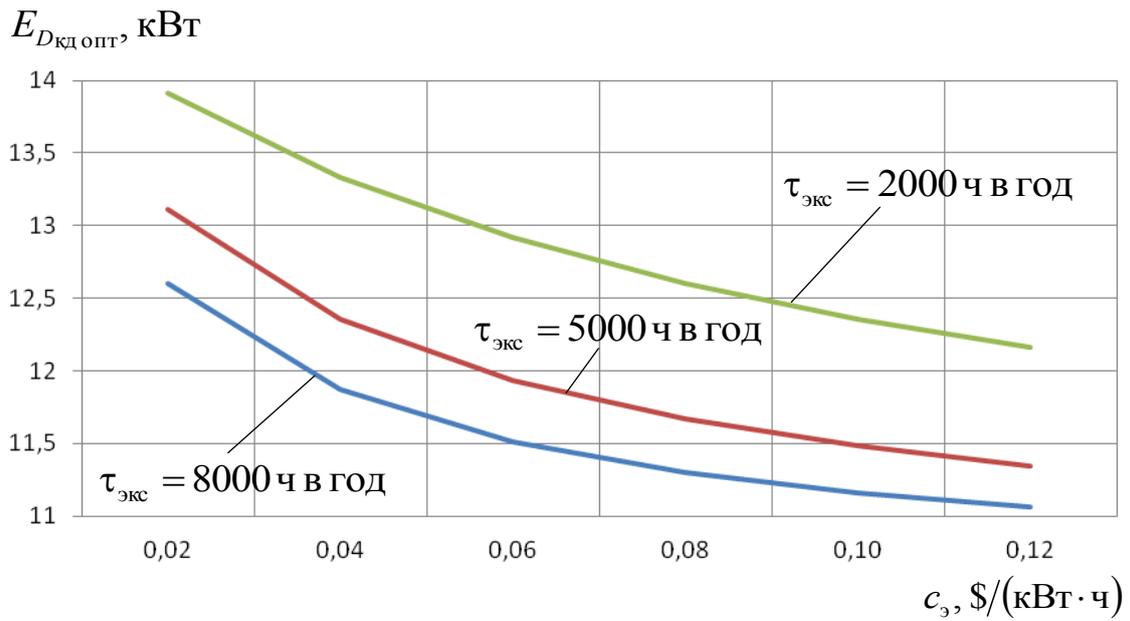
восточно-европейских стран) (см. табл. 5.2) и продолжительности его работы  $\tau_{\text{ЭК}}$  от 2000 до 8000 ч в год. Результаты расчетов приведены на рис. 5.15 – 5.23.



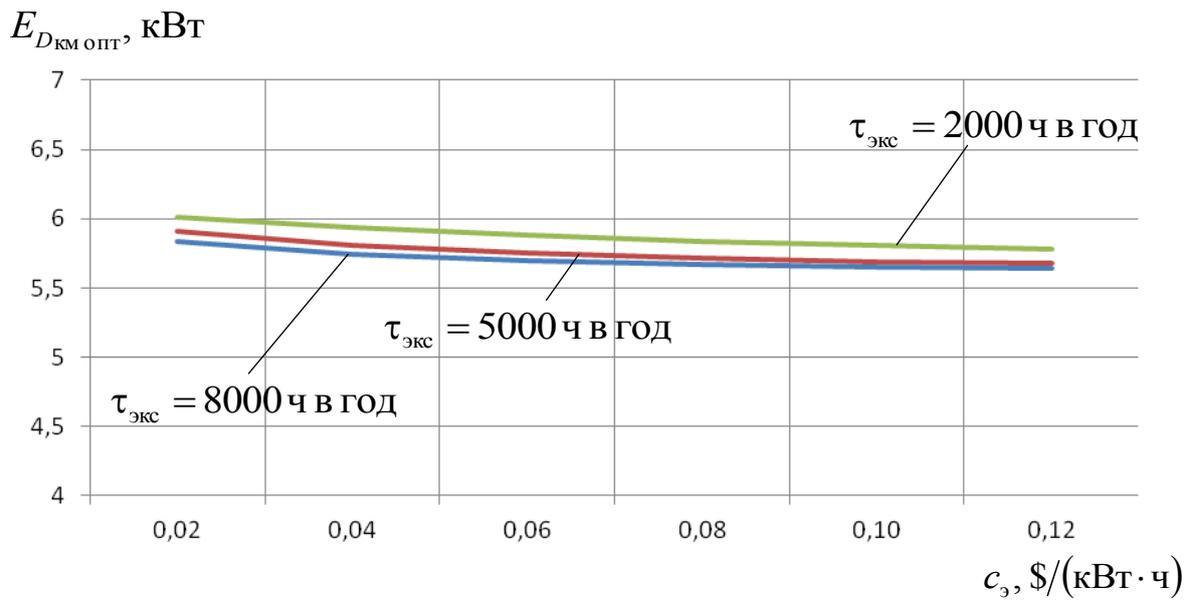
**Рис. 5.15.** Зависимость оптимальной температуры пара хладагента на выходе из компрессора  $T_{2\text{опт}}$  от  $c_3$  и  $\tau_{\text{ЭК}}$

Из рисунков видно, что с увеличением значений  $c_3$  и  $\tau_{\text{ЭК}}$  параметры оптимального теплового насоса меняются в сторону увеличения холодильного коэффициента установки  $\epsilon$  и снижения эксплуатационных затрат за счет некоторого увеличения капитальных.

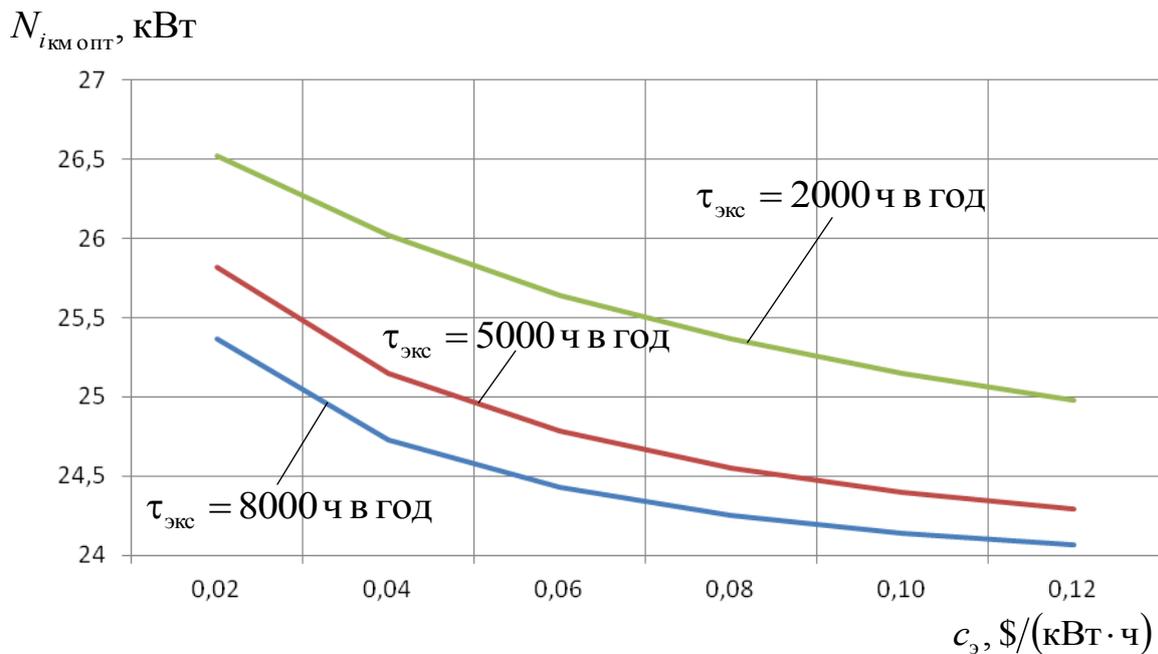
Например, из рис. 5.15 видно, что увеличение  $c_3$  и  $\tau_{\text{ЭК}}$  приводит к снижению оптимальной температуры пара хладагента на выходе из компрессора  $T_{2\text{опт}}$ , а это по причинам, описанным выше, способствует снижению потерь эксергии от необратимости в конденсаторе  $E_{D_{\text{КД}}\text{опт}}$  (рис. 5.16), уменьшению потерь эксергии в компрессоре  $E_{D_{\text{КМ}}\text{опт}}$  (рис. 5.17) и его индикаторной мощности  $N_{\text{икмопт}}$  (рис. 5.18) в оптимальном тепловом насосе.



**Рис. 5.16.** Зависимость потерь эксергии в конденсаторе оптимального ТН  $E_{D_{кд опт}}$  от  $c_3$  и  $\tau_{экс}$

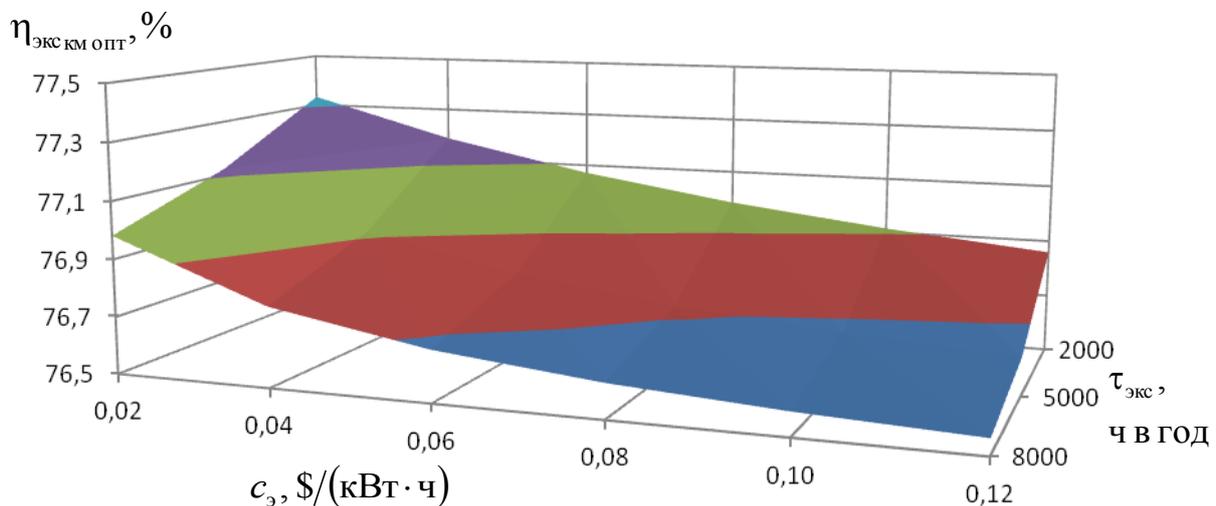


**Рис. 5.17.** Зависимость потерь эксергии в компрессоре оптимального ТН  $E_{D_{км опт}}$  от  $c_3$  и  $\tau_{экс}$



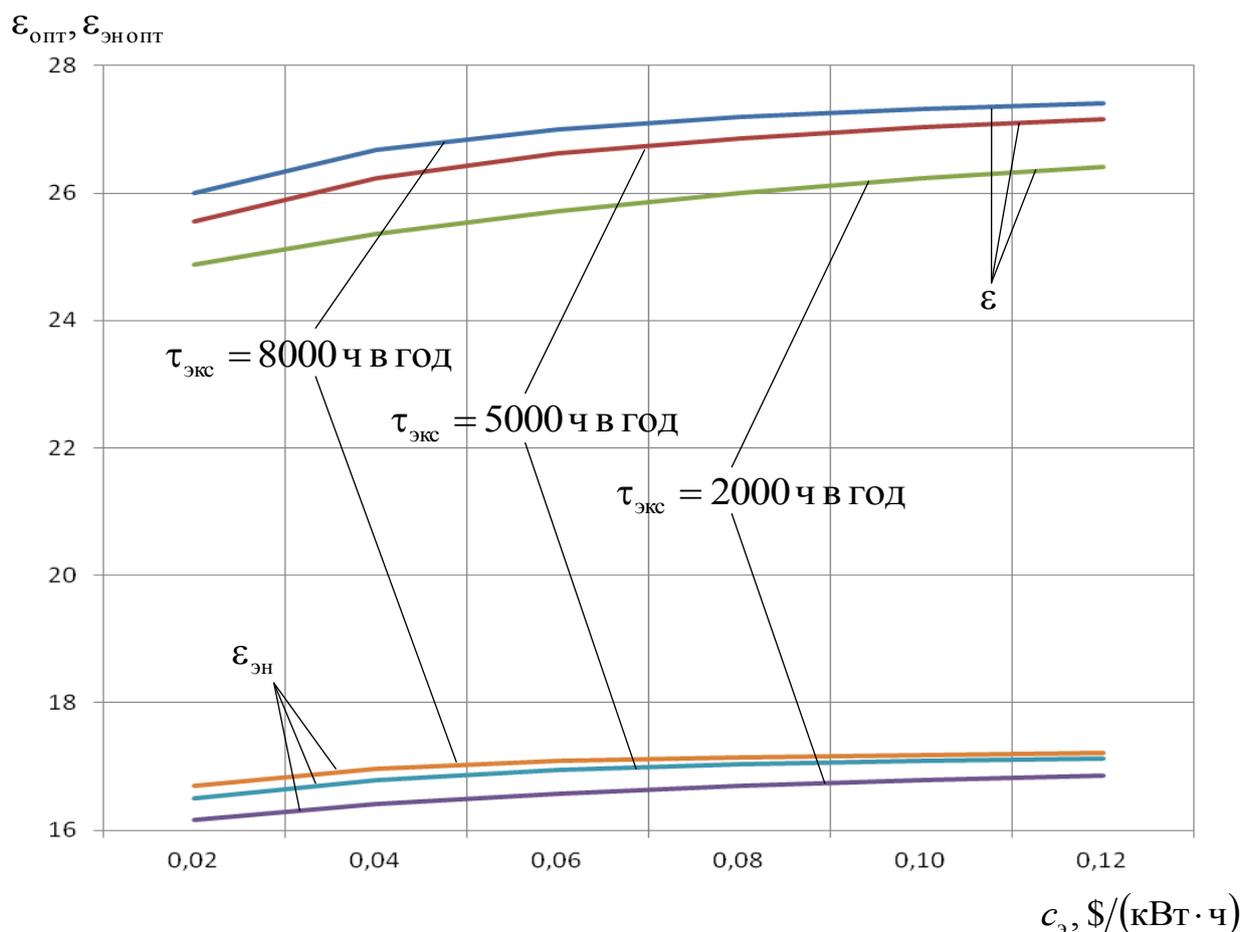
**Рис. 5.18.** Зависимость индикаторной мощности компрессора оптимального ТН  $N_{i_{км опт}}$  от  $c_3$  и  $\tau_{экс}$

Из рис. 5.17 и 5.18 видно, что потери эксергии в компрессоре  $E_{D_{км опт}}$  снижаются с меньшей скоростью, чем идет уменьшение индикаторной мощности компрессора  $N_{i_{км опт}}$ . Поэтому, несмотря на снижение  $E_{D_{км опт}}$ , эксергетический КПД компрессора  $\varepsilon_{экс км опт}$  оптимального теплового насоса согласно (5.8) с ростом  $c_3$  и  $\tau_{экс}$  также несколько уменьшается (рис. 5.19).



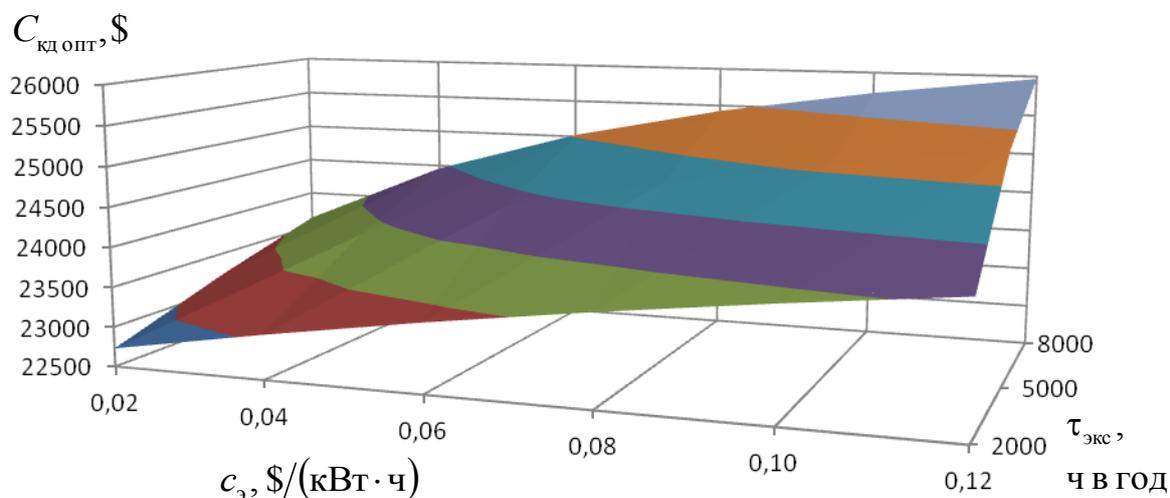
**Рис. 5.19.** Зависимость эксергетического КПД компрессора оптимального ТН  $\varepsilon_{экс км опт}$  от  $c_3$  и  $\tau_{экс}$

Однако, несмотря на это, оптимальные значения холодильного коэффициента  $\varepsilon_{опт}$  и коэффициента использования энергии  $\varepsilon_{эн опт}$  с ростом  $c_3$  и  $\tau_{экс}$  увеличиваются (рис. 5.20), а, следовательно, повышается экономичность теплового насоса и снижается эксплуатационная составляющая приведенных затрат.

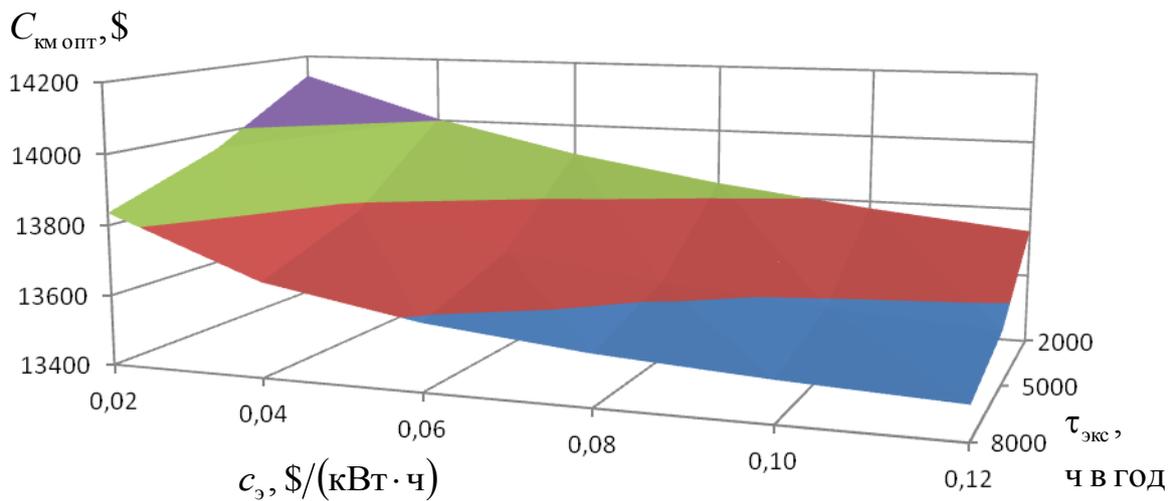


**Рис. 5.20.** Зависимость оптимальных значений холодильного коэффициента  $\epsilon_{\text{опт}}$  и коэффициента использования энергии  $\epsilon_{\text{энопт}}$  ТН от  $c_{\text{э}}$  и  $\tau_{\text{экс}}$

Суммарные капитальные затраты, напротив, с увеличением  $c_{\text{э}}$  и  $\tau_{\text{экс}}$  несколько повышаются, поскольку стоимость конденсатора оптимального ТН  $C_{\text{кд опт}}$  растет быстрее (рис. 5.21), чем снижается стоимость компрессора  $C_{\text{км опт}}$  (рис. 5.22).

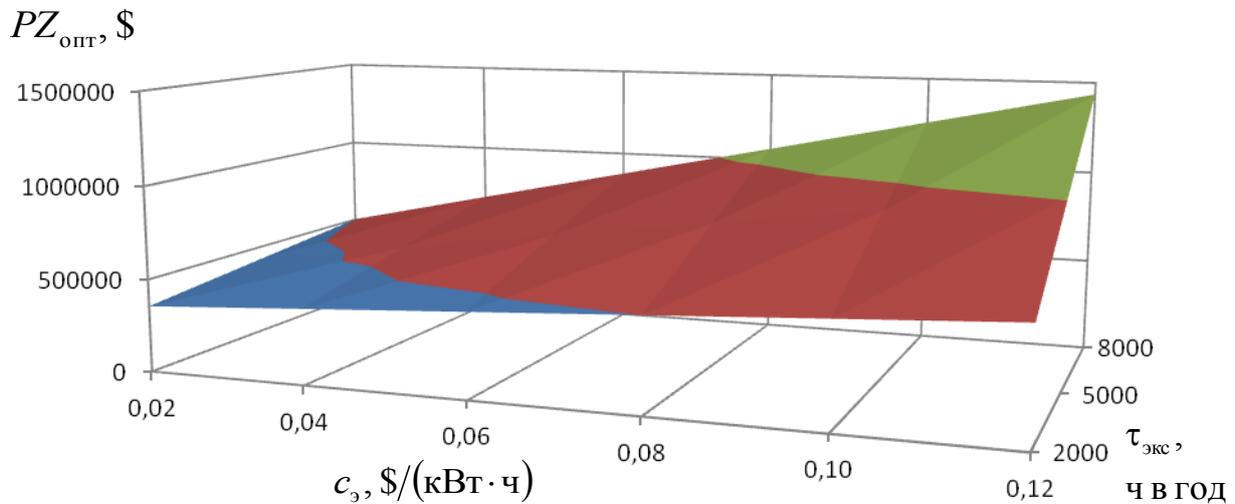


**Рис. 5.21.** Зависимость стоимости конденсатора оптимального ТН  $C_{\text{кд опт}}$  от  $c_{\text{э}}$  и  $\tau_{\text{экс}}$



**Рис. 5.22.** Зависимость стоимости компрессора с электродвигателем оптимального ТН  $C_{км\ опт}$  от  $c_э$  и  $\tau_{экс}$

Приведенные затраты оптимального вакуумно-испарительного теплового насоса за 25 лет эксплуатации и эффект от его термоэкономической оптимизации в зависимости от изменения значений  $c_э$  и  $\tau_{экс}$  приведены на рис. 5.23 и в табл. 5.5.



**Рис. 5.23.** Зависимость приведенных затрат оптимального вакуумно-испарительного теплового насоса за 25 лет эксплуатации  $PZ_{опт}$  от  $c_э$  и  $\tau_{экс}$

**Таблица 5.5.** Эффект от термоэкономической оптимизации вакуумно-испарительного теплового насоса, %

Параметр		Тариф на электроэнергию $c_э$ , \$/(кВт·ч)					
		0,02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,12
Продолжительность работы ТН в году $\tau_{экс}$ , ч в год	8000	23,9	30,3	33,6	35,6	37,0	38,0
	5000	19,6	26,0	29,7	32,2	33,9	35,2
	2000	13,0	17,7	21,2	23,9	26,0	27,7

Из данных, представленных в табл. 5.5 видно, что стоимость электроэнергии  $c_3$  и продолжительность работы теплового насоса в году  $\tau_{\text{экс}}$  оказывает существенное влияние на экономический эффект от его термoeкономической оптимизации, который может варьироваться от 13 % (при  $c_3 = 0,02$  \$/(кВт·ч) и  $\tau_{\text{экс}} = 2000$  ч в год) до 38 % (при  $c_3 = 0,12$  \$/(кВт·ч) и  $\tau_{\text{экс}} = 8000$  ч в год). Это связано с тем, что чем больше значения  $c_3$  и  $\tau_{\text{экс}}$ , тем больший экономический эффект может быть получен от повышения термодинамического совершенства установки, увеличения её холодильного коэффициента  $\varepsilon$  и снижения эксплуатационной составляющей приведенных затрат, что оказывает намного большее влияние на уровень приведенных затрат, чем некоторое увеличение их капитальной составляющей.

Таким образом, применение разработанной методики на практике должно способствовать снижению финансовых затрат на создание и эксплуатацию вакуумно-испарительных тепловых насосов, повышению их конкурентоспособности в сравнении с традиционными фреоновыми системами и способствовать созданию условий для их широкомасштабного внедрения в Украине.

В заключение можно сделать вывод, что вода полностью отвечает всем требованиям экологической безопасности, которые предъявляются к хладагентам тепловых насосов. Её использование позволяет обеспечить высокие энергетические показатели цикла по сравнению с синтетическими хладагентами.

В качестве недостатка использования R718 можно отметить характерную для пароводяного цикла высокую температуру в конце процесса сжатия, которая отрицательно влияет на энергетические и эксплуатационные показатели установки. Правда, это влияние может быть нивелировано за счет применения двухсекционного конденсатора с утилизацией теплоты в зоне перегрева пара. При высоких температурах испарения и конденсации в цикле ( $T_0 = 70$  °С;  $T_k = 150$  °С) для снижения потерь от необратимости в этой зоне необходимо рассмотреть возможность впрыска хладагента после дросселирования в трубопровод перед конденсатором. Что касается существенного влияния гидравлических сопротивлений по тракту циркуляции хладагента на эффективность цикла, то его можно исключить за счет отказа от применения поверхностных испарителей и сокращения протяженности всасывающего трубопровода.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

---

Перед авторами данной монографии стояла главная задача – в максимальной степени способствовать привлечению в практику проектирования систем термотрансформации современных методов прикладной термодинамики. В последние годы в мире появилось значительное число публикаций, посвящённых различным термоэкономическим методам анализа и оптимизации холодильных и теплонасосных установок. Недостаточная информированность специалистов с возможностями этих методов на практике зачастую приводит к неоднозначности полученных результатов и, в итоге, к дискредитации самой идеи термоэкономического анализа. Поэтому нам представилось важным указать на условия применения и возможности каждого метода. Значительная часть книги, её главная содержательная сторона, основана на оригинальных работах авторов, методиках анализа и оптимизации термотрансформаторов. Особое внимание уделено предпроектному анализу холодильных машин и теплонасосных установок, позволяющему указать наиболее рациональный путь развития проекта (в отношении выбора технологической схемы и типа оборудования). Такой анализ способен отбраковывать нерациональные (бесперспективные) технические решения еще до разработки полного проекта, требующего существенных затрат труда и времени.

В книге обозначен ряд направлений развития систем термотрансформации, которые представляются потенциально перспективными, однако их окончательная практическая реализация еще требует проведения глубоких исследований в обозримом будущем. Здесь можно отметить системы кондиционирования, работающие по сверхкритическому циклу с хладагентом R744, вакуумно-испарительные теплонасосные установки, использующие в качестве рабочего вещества R718, а также расширение сферы применения воздушных тепловых насосов с ориентацией на обеспечение параметров микроклимата подземных сооружений метрополитена. Какие из этих систем будут востребованы потребителями, покажет будущее. Однако авторы, в свою очередь, надеются, что при их разработке немаловажную роль сыграют те методы анализа, синтеза и оптимизации термотрансформаторов, развитию которых посвящена эта монография.

## ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОСНОВНЫХ ТЕРМИНОВ

---

**Баланс эксергетический** – сопоставление суммарных потоков эксергии на выходе и входе системы (эффект 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 её 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.

**Окружающая среда** – равновесная часть окружения технической системы, интенсивные параметры которой не меняются при энергетическом взаимодействии с технической системой. Она характеризуется нулевой эксергией.

**Оптимизация термодинамическая** – оптимизация технической системы при использовании в качестве целевой функции эксергетического КПД.

**Оптимизация технической системы термоэкономическая** – эксергетическая оптимизация, проводимая путем минимизации целевой функции, в качестве которой берутся приведенные затраты на единицу эксергии получаемого продукта.

**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.

**Эксергетическая стоимость** – количество ресурсов, выраженных в единицах эксергии, для получения единицы продукта.

**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 может произвести при обратимом переходе в состояние полного равновесия с окружающей средой.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

---

1. *Мартыновский В. С.* Тепловые насосы / В. С. Мартыновский. – М.: Госэнергоиздат, 1955. – 192 с.
2. *Рей Д.* Тепловые насосы / Д. Рей, Д. Макмайкл. – М.: Энергоатомиздат, 1982. – 224 с.
3. *Хайнрих Г.* Теплонасосные установки для отопления и горячего водоснабжения / Г. Хайнрих, Х. Найорк, В. Нестлер; под. ред. Б. К. Явнеля. – М.: Стройиздат, 1985. – 352 с.
4. *Морозюк Т. В.* Теория холодильных машин и тепловых насосов / Т. В. Морозюк. – Одесса: Студия «Негоциант», 2006. – 712 с.
5. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: справочник / Под общ. ред. В. А. Григорьева, В. М. Зорина. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 588 с.
6. *Соколов Е. Я.* Теплофикация и тепловые сети / Е. Я. Соколов. – М.: МЭИ, 2001. – 472 с.
7. *Doty S.* Energy management handbook / S. Doty, W. C. Turner. – The Fairmont Press Inc., 2009. – 850 p.
8. An energy consumption analysis of surface water heat pump systems in heating season / T. T. Liu, J. G. Peng, G. Q. Zhang, X. J. Lin // Built Environment and Public Health: proceedings of BEPH' 2004, December 6-8, 2004, Shantou, China. – Beijing: China Environmental Science Press, 2004. – P. 518–524.
9. *Калнинь И. М.* Техника низких температур на службе энергетики / И. М. Калнинь // Холодильная техника. – 1995. – № 1. – С. 26–29.
10. *Проценко В. П.* Энергетическая эффективность источников теплоснабжения / В. П. Проценко // Промышленная энергетика. – 1986. – № 10. – С. 26–29.
11. *Левенталь Г. Б.* Оптимизация теплоэнергетических установок / Г. Б. Левенталь, Л. С. Попырин. – М.: Энергия, 1970. – 352 с.
12. *Попырин Л. С.* Математическое моделирование и оптимизация теплоэнергетических установок / Л. С. Попырин. – М.: Энергия, 1978. – 416 с.
13. *Гоголин А. А.* О сопоставлении и оптимизации теплообменных аппаратов холодильной машины / А. А. Гоголин // Холодильная техника. – 1981. – № 4. – С. 18–21.
14. *Чайченец Н. С.* Способы повышения эффективности теплонасосных сушильных установок / Н. С. Чайченец // Холодильная техника. – 1987. – № 7. – С. 15–20.
15. *Чайченец Н. С.* Оптимальное проектирование теплонасосных сушильных установок / Н. С. Чайченец // Холодильная техника. – 1989. – № 2. – С. 46–50.
16. *Суслов А. В.* Оптимизация температурных напоров в теплообменных аппаратах теплонасосной сушильной установки / А. В. Суслов, А. Г. Ионов, В. Н. Эрлихман // Холодильная техника. – 1989. – № 6. – С. 49–52.
17. *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.
18. Некоторые особенности проектирования и эксплуатации теплонасосных систем теплохладоснабжения. Часть 1. О требуемой тепловой нагрузке системы и мощности теплового насоса / Н. Б. Чиркин, Е. В. Шерстов, А. С. Клепанда, В. А. Несвитайло // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2010. – № 6. – С. 27–36.

19. Некоторые особенности проектирования и эксплуатации теплонасосных систем теплоснабжения. Часть 2. К выбору воздушной теплонасосной установки для автономной системы отопления / Н. Б. Чиркин, М. А. Кузнецов, Е. В. Шерстов, А. С. Клепанда, В. А. Несвитайло // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2011. – № 1. – С. 9–19.
20. *Кузнецов М. О.* Ексерго-економічне обґрунтування застосування теплонасосних установок у технологічних процесах промисловості та комунальної теплоенергетики: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.14.06 / М. О. Кузнецов; НАН України, Ін-т пробл. машинобуд. ім. А. М. Підгорного. – Харків, 2013. – 20 с.
21. Норми та вказівки по нормуванню витрат палива та теплової енергії на опалення житлових та громадських споруд, а також на господарсько-побутові потреби України: КТМ 204 України 244-94. – Київ: Держ. ком-т України по житл.-ком. госп-ву, 2001. – 376 с.
22. Водяные чиллеры серии WSAE\_EE 82-282 R-407c с тепловым насосом / Каталог продукции Civet, 2006. – 26 с.
23. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин: учеб. пособие / Е. М. Бамбушек, Н. Н. Бухарин, Е. Д. Герасимов и др.; под общ. ред. И. А. Сакуна. – Л.: Машиностроение, 1987. – 423 с.
24. *Васильев Г. П.* Теплоснабження будівель і споруд з використанням низкопотенціальної енергії поверхневих шарів Землі / Г. П. Васильев. – М.: Издательский дом «Граница», 2003. – 176 с.
25. *Костиков А. О.* Влияние теплового состояния грунта на эффективность работы теплонасосной установки с грунтовым теплообменником / А. О. Костиков, Д. Х. Харлампици // Энергетика: економіка, технології, екологія. – 2009. – № 1. – С. 32–40.
26. *Тарасова В. А.* Моделирование тепловых режимов совместной работы грунтового теплообменника и теплонасосной установки / В. А. Тарасова, Д. Х. Харлампици, А. В. Шерстюк // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2011. – Т. 5, № 8 (53). – С. 34–40.
27. *Харлампици Д. Х.* Комплексный подход к проектированию грунтового теплообменника теплонасосной установки / Д. Х. Харлампици, А. А. Редько, В. А. Тарасова // Нова Тема. – 2011. – № 3. – С. 31–34.
28. *Тарасова В. А.* Восстановление теплового потенциала грунта за счет реверсирования цикла теплового насоса // В. А. Тарасова, Д. Х. Харлампици // Холодильная техника и технология. – 2011. – № 6 (134). – С. 66–71.
29. *Мацевитый Ю. М.* Восстановление теплового потенциала грунта за счет выбора рациональных режимов работы теплонасосной системы / Ю. М. Мацевитый, В. А. Тарасова, Д. Х. Харлампици // XIV Минский междунар. форум по тепло- и массообмену: труды форума, 10-13 сентября 2012 г., Минск. – Минск: ИТМО НАНБ, 2012. – 10 с. – 1 электрон. опт. диск (CD-R).
30. *Мацевитый Ю. М.* Восстановление теплового потенциала грунта за счет выбора рациональных режимов работы теплонасосной системы / Ю. М. Мацевитый, В. А. Тарасова, Д. Х. Харлампици // XIV Минский междунар. форум по тепло- и массообмену: тез. докл. и сообщ, 10-13 сентября 2012 г., Минск. – Минск: ИТМО НАНБ, 2012. – Т. 1, Ч. 2. – С. 736–739.
31. *Нерпин С. В.* Физика почвы / С. В. Нерпин, А. Ф. Чудновский. – М.: Наука, 1967. – 584 с.
32. Конструкції будівель і споруд. Теплова ізоляція будівель: ДБН В.2.6-31:2006. – Київ: Мінбуд України, 2006. – 68 с.
33. *Исаченко В. П.* Теплопередача / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – М.: Энергия, 1975. – 488 с.

34. Wang C. Y. 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. – Vol. 36, № 11. – P. 2747–2758.
35. Сегерлинд Л. Применение метода конечных элементов / Л. Сегерлинд. – М.: Мир, 1979. – 392 с.
36. 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.
37. Тихонов А. Н. Уравнения математической физики / А. Н. Тихонов, А. А. Самарский. – М.: Наука, 1966. – 620 с.
38. Редько А. А. Анализ режимов работы геотермальных теплонасосных установок / А. А. Редько, Д. Х. Харлампици // Нова Тема. – 2008. – № 4. – С. 21–25.
39. Харлампици Д. Х. Особенности расчета реверсивных кондиционеров-тепловых насосов / Д. Х. Харлампици // Науковий вісник будівництва. – Харків: ХДТУБА, ХОТВ АБУ, 2002. – Вип. 17. – С. 167–175.
40. Шубин Е. П. Новый метод подсчета тепловых потерь нескольких труб, уложенных в грунт / Е. П. Шубин // Известия ВТИ. – 1934. – № 8. – С. 42–50.
41. Кутателадзе С. С. Основы теории теплообмена / С. С. Кутателадзе. – М.: Атомиздат, 1979. – 416 с.
42. Wall G. Optimization of refrigeration machinery / G. Wall // International Journal of Refrigeration. – 1991. – Vol. 14. – P. 336–340.
43. Wall G. Thermoeconomic optimization of a heat pump system / G. Wall // Energy Journal. – 1986. – Vol. 11, № 10. – P. 957–967.
44. Системно-структурный анализ парокomppressorных термотрансформаторов / Ю. М. Мацевитый, Э. Г. Братуга, Д. Х. Харлампици, В. А. Тарасова. – Харьков: ИПМаш НАН Украины, 2014. – 269 с.
45. 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.
46. Gordon J. M. Cool thermodynamics. The engineering and physics of predictive, diagnostic and optimization methods for cooling systems / J. M. Gordon, K. S. Ng. – Cornwall, England: MPG Books Ltd., 2001. – 276 p.
47. Nelson I. Semi-empirical screw compressor chiller model / I. Nelson, C. H. Culp, R. D. Graves // Proc. of the Sixteenth symposium on improving building systems in hot and humid climates, 2008 December 15-17, Plano. – Plano, USA, 2008. – 7 p. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM).
48. Бродянский В. М. О производительности и эффективности холодильных установок / В. М. Бродянский, Ю. В. Синявский // Изв. вузов СССР. Энергетика. – 1969. – № 11. – С. 67–72.
49. Gordon J. M. Thermodynamic modeling of reciprocating chillers / J. M. Gordon, K. S. Ng // Journal Applied Physics. – 1994. – № 75. – P. 2769–2779.
50. 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.

51. *Бродянский В. М.* Эксергетический метод и его приложения / В. М. Бродянский, В. Фратшер, К. Михалек. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 288 с.
52. *Артеменко С. В.* Выбор рабочих тел в энерготрансформационных системах на основе нечеткого многокритериального анализа / С. В. Артеменко, В. А. Мазур / Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2009. – Т. 4, № 11 (40). – С. 41–46.
53. *Железный В. П.* Перспективы и проблемы применения углеводородов в качестве хладагентов / В. П. Железный, О. Я. Хлиева, Н. П. Быковец // Холодильная техника. – 2002. – № 8. – С. 5–9.
54. *Клепанда А. С.* Методика мониторинга термодинамической эффективности теплового насоса / А. С. Клепанда, В. А. Тарасова, Ю. В. Бережко // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2014. – Т. 2, № 8 (68). – С. 3–8.
55. *Бродянский В. М.* Доступная энергия Земли и устойчивое развитие систем жизнеобеспечения. 2. Ресурсы Земли / В. М. Бродянский // Технические газы. – 2011. – № 3. – С. 48–63.
56. *Adam W.* Fault detection and diagnostics for commercial coolers and freezers / W. Adam, E. James // Herrick Laboratories, School of Mechanical Engineering, Purdue University, West Lafayette. USA, July 14-17, 2008. – С. 1–10.
57. *Nooman A. M.* Fault detection and diagnosis in air conditioners and refrigerators / A. M. Nooman, N. R. Miller, C. W. Bullard // Air Conditioning and Refrigeration Center, Mechanical & Industrial Engineering Dept., University of Illinois – 1999. – P. 101.
58. *Grimmelius H. T.* On-line failure diagnosis for compression refrigeration plants / H. T. Grimmelius, J. K. Woud, G. Been // International Journal of Refrigeration. – 1995. – Vol. 18. – P. 31–41.
59. *Rossi T. M.* A statistical rule-based fault detection and diagnostic method for vapor compression air conditioners / T. M. Rossi, J. E. Braun // HVAC&R Research. – 1997. – Vol. 3. – P. 19–37.
60. *Li H.* A Methodology for diagnosing multiple simultaneous faults in vapor-compression air conditioners / H. Li, J. E. Braun // HVAC&R Research. – 2007. – Vol. 13. – P. 369–395.
61. *Piacentino A.* Critical analysis of conventional thermoeconomic approaches to the diagnosis of multiple faults in air conditioning units: capabilities, drawbacks and improvement directions. A case study for an air-cooled system with 120 kW capacity / A. Piacentino, M. Talamo // International Journal of Refrigeration. – 2013. – Vol. 36. – P. 24–44.
62. *Андронов А. М.* Теория вероятностей и математическая статистика / А. М. Андронов, Е. А. Копытов, Л. Я. Гринглаз. – СПб.: Питер, 2004. – 461 с.
63. *Ust Y.* Analysis of a vapor compression refrigeration system via exergetic performance coefficient criterion / Y. Ust, A. V. Akkaya, A. Safa // International Journal of Refrigeration. – 2011. – Vol. 34 (2). – P. 66–72.
64. Steady-state simulation of vapor-compression heat pump / T. V. Herbas, E. C. Berlinck, T. C. A. Uriu, R. P. Marques, J. A. R. Parise // Int. J. Ener. Res. – 1993. – Vol. 17. – P. 801–816.
65. *Фиалко Н. М.* Оценка эффективности применения тепловых насосов в условиях метрополитенов и угольных шахт / Н. М. Фиалко, Л. Б. Зимин // Промышленная теплотехника. – 2006. – Т. 28, № 2. – С. 111–119.
66. *Фиалко Н. М.* Утилизация энергии выбросов систем местной вентиляции метрополитенов с помощью тепловых насосов / Н. М. Фиалко, Л. Б. Зимин, С. В. Дубовской // Промышленная теплотехника. – 2000. – Т. 22, № 1. – С. 90–93.

67. *Зимин Л. Б.* Опытная установка для утилизации низкопотенциальной теплоты вентиляционных выбросов метрополитена / Л. Б. Зимин // *Промышленная теплотехника.* – 2001. – Т. 23, № 1-2. – С. 92–95.
68. *Зимин Л. Б.* Сопоставление показателей традиционных и теплонасосных систем теплоснабжения метрополитенов / Л. Б. Зимин, Н. М. Фиалко // *Промышленная теплотехника.* – 2003. – Т. 25, № 4. – С. 68–72.
69. *Зимин Л. Б.* К вопросу использования теплового потенциала вентиляционных выбросов метрополитенов / Л. Б. Зимин // *Промышленная теплотехника.* – 1999. – Т. 21, № 1. – С. 44–47.
70. *Диденко Л. Н.* О возможности использования низкопотенциальной теплоты вентиляционных выбросов метрополитенов для теплоснабжения городских объектов / Л. Н. Диденко, С. В. Дубовской, Л. Б. Зимин // *Материалы Конгресса по энергоресурсосбережению «Ресурс 97».* – Киев, 1997. – С. 155–162.
71. *Харлампи́ди Д. Х.* К вопросу применения воздушного теплонасосного цикла Брайтона для систем теплохладоснабжения станций метрополитенов / Д. Х. Харлампи́ди, В. А. Тарасова // *Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит.* – 2012. – № 4. – С. 40–48.
72. *Харлампи́ди Д. Х.* Применение воздушного теплонасосного цикла Брайтона для систем теплохладоснабжения / Д. Х. Харлампи́ди, В. А. Тарасова // *Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: труды XV междунар. науч.-техн. конф., 14-17 сентября 2015 г., Харьков – Харьков: ИПМаш НАНУ, 2015. – 7 с. – 1 электрон. опт. диск (CD-R).*
73. *Харлампи́ди Д. Х.* Методика термодинамической оптимизации воздушного теплонасосного цикла Брайтона / Д. Х. Харлампи́ди // *Вестник КГТУ им. А. Н. Туполева.* – 2015. – № 4 – С. 98–106.
74. Application of graphic apparatus of C-curves for the analysis and optimization of supercritical cycles of thermotransformers / D. Kharlampidi, V. Tarasova, M. Kuznetsov, S. Omelichkin // *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies.* – 2016. – Vol. 5, № 8 (83). – P. 20–25.
75. Thermoeconomic optimization of supercritical refrigeration system with the refrigerant R744 (CO<sub>2</sub>) / M. Kuznetsov, D. Kharlampidi, V. Tarasova, E. Voytenko // *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies.* – 2016. – Vol. 6, № 8 (84). – P. 24–32.
76. Optimum performance of generalized irreversible carnot heat pump with a generalized heat transfer law / X. Zhu, L. Chen, F. Sun, C. Wu // *Physica Scripta.* – 2001. – Vol. 64. – P. 584–587.
77. *Цирлин А. Н.* Методы оптимизации в необратимой термодинамике и микроэкономике / А. Н. Цирлин. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2003. – 416 с.
78. *Yuehong B.* Exergetic efficiency optimization for irreversible heat pump working on Brayton cycle // B. Yuehong, Ch. Lingen, S. Fengrui // *Pramana journal of physics.* – 2010. – Vol. 74. – № 3. – P. 351–363.
79. *Соколов Е. Я.* Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения / Е. Я. Соколов, В. М. Бродянский. – М.: Энергоиздат, 1981. – 320 с.
80. *Адлер Ю. П.* Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю. П. Адлер, Е. В. Маркова, Ю. В. Грановский. – М.: Наука, 1976. – 280 с.
81. *Morosuk T.* Advanced exergetic evaluation of refrigeration machines using different working fluids / T. Morosuk, G. Tsatsaronis // *Energy.* – 2009. – № 34. – P. 2248–2258.

82. *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.
83. 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.
84. *Valero A.* Application of thermoeconomics to industrial ecology / A. Valero, S. Uson, C. Torres // *Entropy*. – 2010. – № 12. – P. 591–612.
85. *D'Accadia M. D.* Thermoeconomic analysis and diagnosis of a refrigeration plant / M. D. D'Accadia, F. de Rossi // *Energy Conversion and Management*. – 1998. – № 39. – P. 1223–1232.
86. *Piacentino A.* On Thermoeconomic diagnosis of a fouled direct expansion coil: effects of induced malfunctions on quantitative performance of the diagnostic technique / A. Piacentino, P. Catrini // *Journal of sustainable development of energy, water and environment systems*. – 2017. – Vol. 5, № 2. – P. 177–190.
87. On the cost formation process of the residues / C. Torres, A. Valero, V. Rangel, A. Zaleto // *Energy*. – 2008. – Vol. 33. – P. 144–152.
88. *Dincer I.* Exergy: energy, environment and sustainable development / I. Dincer, M. A. Rosen. – Elsevier Ltd. Second edition, 2013. – 547 p.
89. *Тсатсаронис Дж.* Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации стоимости энергопреобразующей системы / Дж. Тсатсаронис. – Одесса: Студия «Негоциант», 2002. – 152 с.
90. *Developments in the design of thermal systems* / Edited by Robert F. Boehm. – Cambridge University Press, 2005. – 285 p.
91. Эксергоэкономический анализ систем / Ф. Чеджне, В. Ф. Флорес, Дж. К. Ордонес, Е. А. Ботеро // *Теплоэнергетика*. – 2001. – № 1. – С. 74–79.
92. *Бобров Д. А.* Топологический метод термоэкономического анализа сложных энерготехнологических систем / Д. А. Бобров, С. В. Цилин, В. В. Кафаров // *Теоретические основы химической технологии*. – 1985. – Т. XIX, № 4. – С. 525–532.
93. *Братута Э. Г.* Оптимальные условия реализации сверхкритических циклов холодильных машин и тепловых насосов / Э. Г. Братута, А. В. Шерстюк, Д. Х. Харлампици // *Технические газы*. – 2011. – № 6. – С. 9–14.
94. *Sarkar J.* Simulation of a transcritical CO<sub>2</sub> heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications / J. Sarkar, S. Bhattacharyya, M. Ram Gopal // *International Journal of Refrigeration*. – 2006. – Vol. 29, № 5. – P. 735–743.
95. *Cecchinato L.* A critical approach to the determination of optimal heat pressure in transcritical systems / L. Cecchinato, M. Corradi, S. Minneto // *Applied Thermal Engineering*. – 2010. – Vol. 30. – P. 1812–1823.
96. *Yang L.* Minimization COP loss from optimal high pressure correlation for transcritical CO<sub>2</sub> cycle / L. Yang, H. Li, S. W. Cai, Ch. L. Zhang // *Applied Thermal Engineering*. – 2015. – Vol. 89. – P. 659–662.
97. *Fazelpour F.* Exergoeconomic analysis of carbon dioxide transcritical refrigeration machines / F. Fazelpour, T. Morosuk // *International Journal of Refrigeration*. – 2013. – Vol. 30. – P. 1–12.
98. *Rezayan O.* Thermoeconomic optimization and exergy analysis of CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> cascade refrigeration systems / O. Rezayan, A. Behbahaninia // *Energy*. – 2011. – Vol. 36. – P. 888–895.

99. Янтовский Е. И. Потоки энергии и эксергии / Е. И. Янтовский. – М.: Наука, 1988. – 144 с.
100. Thermoeconomic design optimization of a thermo-electric energy storage system based on transcritical CO<sub>2</sub> cycles / M. Morandin, M. Mercangöz, J. Hemrle, F. Marechal, D. Favrat // *Energy*. – 2013. – Vol. 58. – P. 571–587.
101. *Fillipini S.* Воздушные теплообменники для холодильных циклов на CO<sub>2</sub> / S. Fillipini, U. Merlo // *Холодильная техника*. – 2014. – № 1. – С. 39–43.
102. *Sarkar J.* Optimization of a transcritical CO<sub>2</sub> heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications / J. Sarkar, S. Bhattacharyya, M. Ram Gopal / *International Journal of Refrigeration*. – 2004. – Vol. 27, № 8. – P. 830–838.
103. *Sawalha S.* Theoretical evaluation of trans-critical CO<sub>2</sub> systems in supermarket refrigeration. Part I: Modeling, simulation and optimization of two system solutions / S. Sawalha / *International Journal of Refrigeration*. – 2008. – Vol. 31, № 3. – P. 516–524.
104. The performance of a transcritical CO<sub>2</sub> cycle with an internal heat exchanger for hot water heating / S. G. Kim, Y. J. Kim, G. Lee, M. S. Kim / *International Journal of Refrigeration*. – 2005. – Vol. 28, № 7. – P. 1064–1072.
105. *Калнинь И. М.* Оптимизация теплогидравлических процессов в основных аппаратах тепловых насосов на диоксиде углерода (R744) / И. М. Калнинь, С. Б. Пустовалов // Четвертая Рос. нац. конф. по теплообмену (РНКТ-4), 23-27 октября 2006 г., Москва: труды конф. Т. 5. Испарение, конденсация. Двухфазные течения. – М.: МЭИ, 2006. – С. 122–125.
106. *Ясников Г. П.* Эксергетическое представление в термодинамике необратимых процессов / Г. П. Ясников, В. С. Белоусов // *Инженерно-физический журнал*. – 1977. – Т. 32, № 2. – С. 336–341.
107. Эксергетические расчеты технических систем: справ. пособие / В. М. Бродянский, Г. П. Верхивкер, Я. Я. Карчев и др.; под ред. А. А. Долинского и В. М. Бродянского. – Киев: Наукова думка, 1991. – 361 с.
108. *Проценко В. П.* Выбор оптимальных температурных напоров в теплообменниках теплонасосной установки / В. П. Проценко, Н. А. Ковылкин // *Холодильная техника*. – 1985. – № 6. – С. 11–14.
109. *Tribus M.* The thermoeconomics of sea water conversion / M. Tribus, R. V. Evans. – UCLA Report № 62-63, Aug. 1962. – 241 p.
110. *El-Sayed Y. M.* Thermoeconomics and the design of heat systems / Y. M. El-Sayed, R. V. Evans // *J. of Engineering for Power*. – 1970. – Vol. 92, № 1. – P. 27–35.
111. *Оносовский В. В.* Выбор оптимального режима работы холодильных машин и установок с использованием метода термоэкономического анализа / В. В. Оносовский, А. А. Крайнев // *Холодильная техника*. – 1978. – № 5. – С. 13–20.
112. *Оносовский В. В.* Оптимизация режима работы двухступенчатой холодильной установки / В. В. Оносовский, Е. А. Ротгольц // *Холодильная техника*. – 1980. – № 12. – С. 60–64.
113. *Оносовский В. В.* Моделирование и оптимизация холодильных установок / В. В. Оносовский. – Л.: Ленинград. технолог. ин-т холодил. пром-ости, 1990. – 205 с.
114. *Краснощеков Е. А.* Экспериментальное исследование местной теплоотдачи двуокиси углерода сверхкритического давления в условиях охлаждения / Е. А. Краснощеков, И. В. Кураева, В. С. Протопопов // *Теплофизика высоких температур*. – 1969. – Т. 7, № 5. – С. 922–930.

115. *Ortiz T. M.* Evaluation of the performance potential of CO<sub>2</sub> as a refrigerant in air-to-air air conditioners and heat pumps: system modeling and analysis. Final report / T. M. Ortiz, D. Li, E. A. Groll. – Arlington, Virginia: Air-conditioning and Refrigeration Technology Institute, 2003. – 205 p.
116. *Петухов Б. С.* К вопросу о теплообмене при турбулентном течении жидкости в трубах / Б. С. Петухов, В. В. Кириллов // Теплоэнергетика. – 1958. – № 4. – С. 63–68.
117. *Краснощеков Е. А.* Экспериментальное исследование теплообмена двуокиси углерода в сверхкритической области при больших температурных напорах / Е. А. Краснощеков, В. С. Протопопов // Теплофизика высоких температур. – 1966. – Т. 4, № 3. – С. 389–398.
118. *Краснощеков Е. А.* Задачник по теплопередаче / Е. А. Краснощеков, А. С. Сукомел. – М.: Энергия, 1975. – 280 с.
119. *Филоненко Г. К.* Гидравлическое сопротивление трубопроводов / Г. К. Филоненко // Теплоэнергетика. – 1954. – № 4-5. – С. 40–44.
120. Теплообменные аппараты холодильных установок / Г. Н. Данилова, С. Н. Богданов, О. П. Иванов, Н. М. Медникова; под ред. А. А. Гоголина. – Л.: Машиностроение, 1973. – 328 с.
121. Холодильные машины / Н. Н. Кошкин, И. А. Сакун, Е. М. Бамбушек и др.; под ред. И. А. Сакуна. – Л.: Машиностроение, 1985. – 510 с.
122. *Харлампиدي Д. Х.* Современные методы термoeкономического анализа и оптимизации холодильных установок / Д. Х. Харлампиدي, В. А. Тарасова, М. А. Кузнецов // Технические газы. – 2015. – № 6. – С. 55–64.
123. *Мартыновский В. С.* Циклы, схемы и характеристики трансформаторов / В. С. Мартыновский. – М.: Энергия, 1979. – 288 с.
124. *Мартыновский В. С.* Энергетическая эффективность различных генераторов холода / В. С. Мартыновский, Л. З. Мельцер, И. М. Шнайд // Холодильная техника. – 1961. – № 6. – С. 11–16.
125. *Якобсон В. Б.* Малые холодильные машины / В. Б. Якобсон. – М.: Пищевая промышленность. – 1977 – 359 с.
126. *Проценко В. П.* Определение холодильного коэффициента и эксергетического КПД одноступенчатых компрессорных холодильных машин / В. П. Проценко, В. К. Сафонов // Холодильная техника. – 1986. – № 5. – С. 29–32.
127. *Лавренченко Г. К.* Оптимальные температуры охлаждения в циклах пароконпрессорной холодильной машины / Г. К. Лавренченко // Технические газы. – 2016 – Т.16, № 2. – С. 17–23.
128. *Быков А. В.* Холодильные машины и тепловые насосы. Повышение эффективности / А. В. Быков, И. М. Калнинь, А. С. Крузе. – М.: Агропромиздат, 1988. – 287 с.
129. Термoeкономическая диагностика и оптимизация пароконпрессорных термотрансформаторов / Ю. М. Мацевитый, Д. Х. Харлампиدي, В. А. Тарасова, М. А. Кузнецов. – Харьков: ЧП «Технологический Центр», 2016. – 160 с.
130. *Brown J. S.* Comparative analysis of an automotive air conditioning systems operating with CO<sub>2</sub> and R-134a / J. S. Brown, S. F. Yana-Motta, P. A. Domansky // International Journal of Refrigeration. – 2002. – Vol. 25. – P. 19–32.
131. *Chen Y.* The optimum high pressure for CO<sub>2</sub> transcritical refrigeration systems with internal heat exchangers / Y. Chen, J. J. Gu // International Journal of Refrigeration. – 2005. – Vol. 28, № 8. – P. 1238–1249.

132. Методика эксергетического анализа парокompрессорных холодильных и теплонасосных установок / Ю. М. Мацевитый, Д. Х. Харлампики, В. А. Тарасова, М. А. Кузнецов // XV Минский междунар. форум по тепло- и массообмену: труды форума № 8-16, 23-26 мая 2016 г., Минск, Беларусь. – Минск, Беларусь: ИТМО НАНБ, 2016. – 7 с. – 1 электрон. опт. диск (CD-R).
133. *Lozano M. A.* Theory of exergetic cost / M. A. Lozano, A. Valero // *Energy*. – 1993. – Vol. 18, № 9. – P. 939–960.
134. *Шаргут Я.* Эксергия / Я. Шаргут, Р. Петела. – М.: Энергия, 1968. – 280 с.
135. *Кузнецов М. А.* Термoeкономический анализ теплонасосной сушильной установки / М. А. Кузнецов // *Проблемы машиностроения*. – 2012. – Т. 15, № 1. – С. 36–42.
136. *Прохоров В. И.* Метод вычисления эксергии потока влажного воздуха / В. И. Прохоров, С. М. Шилклопер // *Холодильная техника*. – 1981. – № 9. – С. 37–41.
137. *Lachner Jr. B. F.* The commercial feasibility of the use of water vapor as a refrigerant / B. F. Lachner Jr., G. F. Nellis, D. T. Reindl // *International Journal of Refrigeration*. – 2007. – Vol. 30, № 4. – P. 699–708.
138. Dynamic model of an industrial heat pump using water as refrigerant / M. Chamoun, R. Rulliere, P. Haberschill, J. F. Berail // *International Journal of Refrigeration*. – 2012. – Vol. 35. – P. 1080–1091.
139. *Yuan Q. S.* Water – a working fluid for CFC replacement / Q. S. Yuan, J. C. Blaisé // *International Journal of Refrigeration*. – Vol. 11. – 1988. – P. 243–247.
140. Вода как хладагент для высокотемпературного теплового насоса / M. Chamoun, R. Rulliere, P. Haberschill, J. F. Berail // *Холодильная техника*. – № 12. – 2012. – С. 30–35.
141. *Patil M.* Structural analysis of continuous fiber wound composite impellers of a multistage high-speed counter rotating axial compressor for compressing water vapor (R-718) as refrigerant using Finite Element Analysis / M. Patil, N. Muller // *Materials and Design*. – 2013. – Vol. 50. – P. 683–693.
142. *Маринюк Б. Т.* Вакуумно-испарительная холодильная установка с воздушным конденсатором / Б. Т. Маринюк, К. С. Крысанов // *Холодильная техника*. – № 3. – 2014. – С. 32–34.
143. *Šarevski M. N.* Water (R718) turbo compressor and ejector refrigeration / heat pump technology / M. N. Šarevski, V. N. Šarevski. – Elsevier Science Publishers, 2016. – 295 p.
144. *Таубман Е. И.* Анализ и синтез теплотехнических систем / Е. И. Таубман. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 176 с.
145. <http://www.eeseaec.org/contact-us/v-tarify-ceny-indikator/tte-3>
146. *Карелин В. Я.* Насосы и насосные станции / В. Я. Карелин, А. В. Минаев. – М.: Стройиздат, 1986. – 320 с.
147. *Петухов И. И.* Оценка эффективности процесса сжатия реального газа в неохлаждаемом компрессоре / И. И. Петухов, А. В. Минячихин, В. П. Парафейник // *Двигатели внутреннего сгорания*. – № 2. – 2004. – С. 85–89.
148. *Гохштейн Д. П.* Современные методы термодинамического анализа энергетических установок / Д. П. Гохштейн. – М.: Энергия, 1969. – 368 с.
149. *Ширяев Ю. Н.* Расчет горизонтального кожухотрубного конденсатора холодильной установки / Ю. Н. Ширяев, В. В. Митропов. – СПб.: Университет ИТМО, 2016. – 58 с.

150. *Кириллов П. Л.* Справочник по теплогидравлическим расчетам (ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы) / П. Л. Кириллов, Ю. С. Юрьев, В. П. Бобков. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 360 с.
151. *Ермолаев А. Е.* Расчет теплообменных аппаратов холодильных машин / А. Е. Ермолаев. – М.: МГУИЭ, 2011. – 50 с.
152. *Эль-Саид И. М.* Применение термозкономического подхода для анализа и оптимизации испарительно-компрессионной системы опреснения / И. М. Эль-Саид, А. Аппленк // Труды американского общества инженеров-механиков. Энергетические машины и установки. – № 1. – 1970. – С. 32–42.
153. Энергетика: история, настоящее и будущее. Том 3. Развитие теплоэнергетики и гидроэнергетики / Е. Т. Базеев, Б. Д. Билека, Е. П. Васильев и др.; под ред. В. Н. Клименко и др. – Киев: Ред. изд. «Энергетика: история, настоящее и будущее», 2008. – 400 с.

# ОГЛАВЛЕНИЕ

<b>СПИСОК УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ</b> .....	3
<b>ВВЕДЕНИЕ</b> .....	5
<b>Глава 1</b>	
<hr/>	
<b>ТЕХНИКО - ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА РАЦИОНАЛЬНЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ТЕПЛОНАСОСНОГО ОБОРУДОВАНИЯ</b> .....	7
1.1. Аспекты проектирования и внедрения теплонасосных установок.....	7
1.2. Показатели и факторы, влияющие на конкурентоспособность теплонасосных установок.....	9
1.3. Техничко-экономическая методика рационального выбора теплонасосного оборудования с учетом заданных производителем характеристик.....	12
1.4. Комплексный подход к проектированию геотермальных теплонасосных установок.....	19
1.4.1. Моделирование совместных тепловых режимов работы грунтового теплообменника и теплонасосной установки.....	20
1.4.2. Экспресс методика определения теплосъема с грунта при помощи грунтового теплообменника.....	37
1.4.3. Техничко-экономический анализ геотермальной теплонасосной установки.....	41
<b>Глава 2</b>	
<hr/>	
<b>РАСЧЕТНО - ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ТЕСТИРОВАНИЕ СОВРЕМЕННЫХ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРОВ НА ОСНОВЕ ЭНТРОПИЙНО - СТАТИСТИЧЕСКОГО МЕТОДА</b> .....	44
2.1. Методика оценки термодинамического совершенства современных чиллеров и тепловых насосов.....	44
2.2. Анализ термодинамического совершенства чиллеров в режиме работы с неполной нагрузкой.....	51
2.3. Анализ эколого-энергетических характеристик современных чиллеров и тепловых насосов.....	56
2.4. Расчетно-экспериментальное тестирование термодинамической эффективности тепловых насосов.....	60
<b>Глава 3</b>	
<hr/>	
<b>ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ И ОПТИМИЗАЦИЯ ВОЗДУШНО - КОМПРЕССИОННЫХ ЦИКЛОВ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН И ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ</b> .....	69
3.1. Методика термодинамической оптимизации воздушно-компрессионного теплонасосного цикла Брайтона.....	72
3.1.1. Методика расчета термодинамических характеристик воздушной теплонасосной установки.....	73
3.1.2. Поиск оптимальных условий реализации цикла воздушных теплонасосных установок.....	75
3.2. Термодинамический анализ воздушной холодильной машины на основе	81

теории эксергетической стоимости.....	85
3.2.1. Общий принцип построения термoeкономической модели воздушной холодильной машины.....	89
3.2.2. Матричная форма записи эксергетических балансов.....	
3.2.3. Результаты численной реализации методики термодинамического анализа воздушной холодильной машины.....	92

## **Глава 4**

<b>ТЕРМОЭКОНОМИЧЕСКАЯ МНОГОФАКТОРНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ СВЕРХКРИТИЧЕСКИХ ЦИКЛОВ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРОВ.....</b>	<b>96</b>
4.1. Применение графического аппарата термoeкономического анализа для оптимизации сверхкритических циклов термотрансформаторов.....	96
4.2. Термoeкономическая оптимизация сверхкритической холодильной системы с хладагентом R744.....	107
4.2.1. Термoeкономическая модель холодильной установки типа «воздух – воздух», работающей по сверхкритическому циклу с CO <sub>2</sub> в качестве хладагента.....	109
4.2.2. Результаты расчета оптимальных параметров кондиционера при вариативности тарифа на электроэнергию.....	116
4.3. Термoeкономическое обоснование выбора оптимальной температуры охлаждения в сверхкритическом цикле парокомпрессорной ХМ.....	123
4.3.1. Условия построения идеализированных процессов цикла и выбор эталонного режима.....	125
4.3.2. Методика углубленного эксергетического анализа холодильной машины.....	127
4.3.3. Анализ результатов эксергетического анализа холодильной машины.....	132
4.3.4. Результаты термoeкономической оптимизации холодильной машины с хладагентом R744.....	136
4.4. Влияние влажности воздуха на термoeкономические показатели кондиционеров.....	139

## **Глава 5**

<b>АНАЛИЗ ЦИКЛОВ И СИНТЕЗ СХЕМ ВАКУУМНО-ИСПАРИТЕЛЬНЫХ ТЕПЛОНАСОСНЫХ УСТАНОВОК.....</b>	<b>143</b>
5.1. Технические аспекты разработки теплонасосной установки с хладагентом R718.....	144
5.2. Методика выбора технологической схемы вакуумно-испарительной теплонасосной установки.....	149
5.3. Термoeкономическая оптимизация вакуумно-испарительного теплового насоса с хладагентом R718.....	157
5.3.1. Математическое описание энергетических процессов в элементах вакуумно-испарительного теплового насоса.....	159
5.3.2. Результаты расчета оптимальных параметров вакуумно-испарительного теплового насоса.....	168
	177
	178
	180

**ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....**  
**ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОСНОВНЫХ ТЕРМИНОВ.....**  
**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....**

---

## **НАУКОВЕ ВИДАННЯ**

Мацевитий Юрій Михайлович,  
Харлампіді Дионіс Харлампійович,  
Тарасова Вікторія Олександрівна,  
Кузнецов Михайло Олександрович

**ИННОВАЦИОННЫЕ СИСТЕМЫ ТЕРМОТРАНСФОРМАЦИИ.  
АНАЛИЗ. СИНТЕЗ. ОПТИМИЗАЦИЯ**

(Російською мовою)

Підписано до друку 15. 03. 2018 р. Формат 60×84/16  
Папір офсетний. Гарнітура Times New Roman. Друк цифровий.  
Умов. друк. арк.: 24,5. Тираж 300 прим. Замов. № 02-2018. Ціна договірна.  
Надруковано: Видавництво та друкарня ПП «Технологічний Центр»