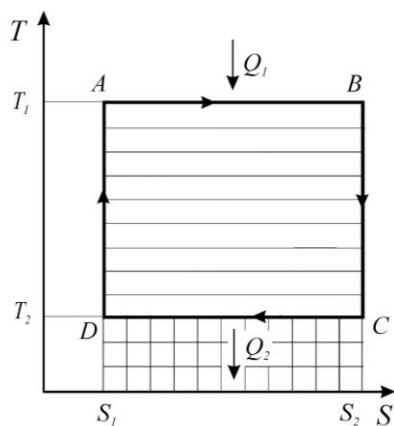
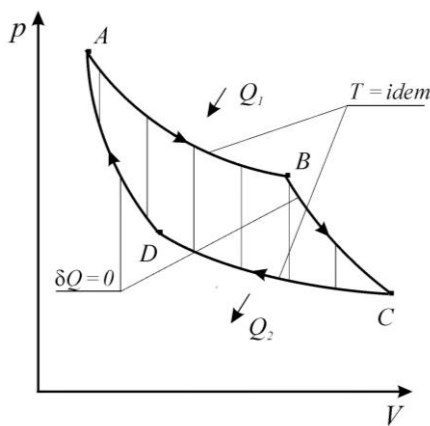


О. Н. ПОПОВ

# ОСНОВЫ ТРАНСФОРМАЦИИ ТЕПЛОТЫ



Тамбов  
Издательский центр ФГБОУ ВО «ТГТУ»  
2026

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации

**Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего образования  
«Тамбовский государственный технический университет»**

**О. Н. ПОПОВ**

# **ОСНОВЫ ТРАНСФОРМАЦИИ ТЕПЛОТЫ**

Утверждено Ученым советом  
ФГБОУ ВО «Тамбовский государственный технический университет»  
в качестве учебного пособия для студентов направления подготовки  
13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника»  
(профиль «Энергообеспечение и инженерные системы  
зданий и сооружений») очной и заочной форм обучения

*Учебное электронное издание*



---

Тамбов  
Издательский центр ФГБОУ ВО «ТГТУ»  
2026

УДК 621.1  
ББК 31.391  
П58

Рецензенты:

Главный энергетик отдела главного энергетика  
АО «Газпром газораспределение Тамбов»  
*Н. В. Грибков*

Кандидат технических наук,  
доцент кафедры «Электроэнергетика» ФГБОУ ВО «ТГТУ»  
*М. А. Каменская*

**Попов О. Н.**

П58 Основы трансформации теплоты [Электронный ресурс] : учебное пособие / О. Н. Попов. – Тамбов : Издательский центр ФГБОУ ВО «ТГТУ», 2026. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM). – Системные требования: ПК не ниже класса Pentium IV ; RAM 512 Mb ; необходимое место на HDD 1,9 Mb ; Windows 7/8/10/11 ; дисковод CD-ROM ; мышь. – Загл. с экрана.  
ISBN 978-5-8265-3011-5

Изложены общие теоретические сведения, необходимые для изучения курса «Основы трансформации тепла и процессов охлаждения». Подготовлено в соответствии с Государственным образовательным стандартом высшего образования по направлению подготовки «Теплоэнергетика и теплотехника» (профиль «Энергообеспечение и инженерные системы зданий и сооружений»).

Предназначено для студентов направления подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника» (профиль «Энергообеспечение и инженерные системы зданий и сооружений») очной и заочной форм обучения, а также может быть полезно студентам других энергетических направлений подготовки.

УДК 621.1  
ББК 31.391

*Все права на размножение и распространение в любой форме остаются за разработчиком.  
Нелегальное копирование и использование данного продукта запрещено.*

**ISBN 978-5-8265-3011-5**

© Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Тамбовский государственный технический университет» (ФГБОУ ВО «ТГТУ»), 2026

## ВВЕДЕНИЕ

---

Учебное пособие создано для того, чтобы помочь понять, насколько важен искусственный холод в промышленности, науке, на транспорте, в других сферах экономики и в повседневной жизни. Оно также поможет разобраться в том, как работают установки для трансформации теплоты, устройства для использования низкопотенциальной тепловой энергии и системы хладоснабжения.

Система хладоснабжения является одной из систем производства и распределения энергоносителей.

Теория процессов, применяемых в технике трансформации теплоты, основана на разных разделах и областях науки. Поэтому материал пособия базируется на сведениях, полученных при изучении технической термодинамики, тепломассообмена, гидрогазодинамики, тепловых двигателей и нагнетателей.

Основными элементами системы хладоснабжения являются трансформаторы теплоты различных типов. В пособии рассматриваются вопросы классификации, основные типы трансформаторов теплоты, применяемых в системах хладоснабжения и криогенной технике, излагаются теоретические основы их расчета, приводятся показатели энергетической эффективности.

# 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ТРАНСФОРМАТОРАХ ТЕПЛОТЫ

---

## 1.1. ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ

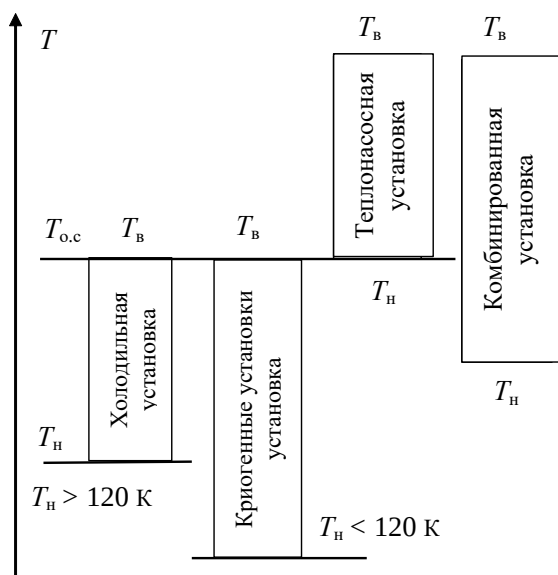
Окружающий нас мир наполнен океанами энергии. Проблема только в том, что это энергия низкого качества, низкопотенциальная энергия, использовать которую для получения теплоты или работы невозможно. Повышением качества, облагораживанием энергии называют повышение ее потенциала путем повышения температуры или давления рабочего тела.

Термотрансформаторами принято называть такие машины и агрегаты, в которых осуществляется перенос теплоты с нижнего температурного уровня на верхний при реализации холодильного цикла. В соответствии со вторым законом термодинамики самопроизвольно такой процесс происходить не может. Самопроизвольно теплота передается только от тела более горячего к телу более холодному. Расплачиваться за такое нарушение естественного направления теплообмена приходится затратой подвжимой извне энергией в форме работы, теплоты или кинетической энергии потока в некоторых других видах холодильных устройств.

Термотрансформаторы подразделяются обычно в зависимости от температурных уровней теплоприемника  $T_v$  и теплоотдатчика  $T_n$  по отношению к температуре окружающей среды  $T_{o.c.}$ , принимаемой в большинстве случаев  $20^\circ\text{C}$ .

В том случае, когда температура теплоотдатчика ниже температуры окружающей среды  $T_n < T_{o.c.}$ , а теплоприемника равна этой температуре  $T_v = T_{o.c.}$ , установка называется рефрижератором (холодильной машиной). Задача холодильной машины заключается в выработке холода, т.е. отводе в окружающую среду тепла от объектов, температура  $T_n$  которых ниже температуры окружающей среды. В зависимости от уровня  $T_n$  рефрижераторы делятся на две подгруппы: при  $T_n \geq 120\text{ K}$  соответствующие системы называются холодильными, при  $T_n < 120\text{ K}$  – криогенными.

При  $T_n \geq T_{o.c.}$  и  $T_v > T_{o.c.}$  соответствующий трансформатор теплоты называется тепловым насосом. При  $T_n < T_{o.c.}$  и  $T_v > T_{o.c.}$  трансформатор теплоты осуществляет обе функции – и рефрижератора, и теплового насоса; тогда такую машину называют комбинированной. Наглядно приведенная классификация теплотрансформаторов представлена на рис. 1.1.

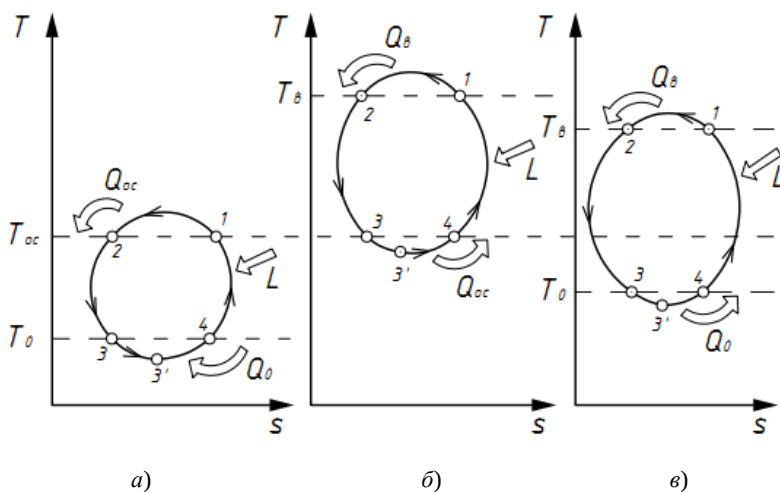


**Рис. 1.1. Температурные зоны теплотрансформаторов различного назначения**

Тепловой насос тоже работает по холодильному циклу, но в отличие от холодильной машины, имеет ограниченный объем приемника теплоты при неограниченном объеме источника. Данная особенность теплонасосной установки благоприятствует малозатратному получению теплоты с низким температурным потенциалом из окружающей среды.

Очевидно, что процессы во всех трансформаторах тепла независимо от конкретной схемы должны моделироваться обратными термодинамическими циклами (рис. 1.2).

Исследование циклов (см. рис. 1.2) трех видов тепловых трансформаторов выявило, что температурные границы рабочих процессов всегда шире, чем разница температур между теплоотдатчиком и теплоприемником. Причина этого кроется в условиях внешнего теплообмена. Для эффективной отдачи тепла  $Q_{о,с}$  или  $Q_в$  рабочее тело должно иметь более высокую температуру  $T_{о,с}$  или  $T_в$ , чем источник, а для эффективного получения тепла  $Q_о$  или  $Q_{о,с}$  – более низкую  $T_н$  или  $T_{о,с}$ , чем потребитель. Именно в этом обратные циклы принципиально отличаются от прямых, где диапазон температур рабочего тела уже, чем разница температур между источником и приемником тепла.



**Рис. 1.2. Циклы теплотрансформаторов на  $Ts$ -диаграмме:**

*а* – рефрижераторов; *б* – тепловых насосов;  
*в* – комбинированных трансформаторов тепла

Цикл трансформатора теплоты включает четыре термодинамических процесса. Процесс 1–2, характеризующийся изоэнтропическим отводом тепла (или просто отводом тепла с уменьшением энтропии), и процесс 3–4, характеризующийся изоэнтропическим подводом тепла (или просто подводом тепла с увеличением энтропии), являются ключевыми теплообменными стадиями. Процессы 2–3 и 4 – 1, связанные с изменением температуры рабочего тела (понижением и повышением соответственно), могут быть реализованы различными способами и с использованием разнообразных рабочих тел. Тем не менее неизменными остаются указанные изменения энтропии и температуры. Особую значимость для функционирования трансформатора теплоты имеет процесс 2–3, поскольку он определяет минимальную температуру рабочего тела в цикле  $T_n$ .

## 1.2. ОБЛАСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТРАНСФОРМАТОРОВ ТЕПЛОТЫ

До середины позапрошлого столетия единственными источниками охлаждения объектов были естественный холод и запасы льда. Иногда применялись охлаждающие смеси, получаемые из смеси льда и какой-либо соли.

Появление в середине XIX веке технических методов получения искусственного холода путем трансформации теплоты коренным образом изменило диапазон и масштабы использования низких температур. В настоящее время теплотрансформаторы находят широкое применение в самых различных сферах жизнедеятельности человека (табл. 1.1).

### 1.1. Применение теплотрансформаторов

| №<br>п/п       | Сфера<br>деятельности             | Применение                                                                                                                     |
|----------------|-----------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Холод до 120 К |                                   |                                                                                                                                |
| 1              | Сельское хозяйство                | Заготовка и переработка скоропортящегося сырья.<br>Производство и хранение продуктов.<br>Сублимационная сушка                  |
| 2              | Пищевая промышленность            | Заготовка и переработка скоропортящегося сырья.<br>Производство и хранение продуктов.<br>Сублимационная сушка                  |
| 3              | Торговые сети                     | Хранение и транспортировка пищевых продуктов                                                                                   |
| 4              | Предприятия общественного питания | Хранение и транспортировка пищевых продуктов                                                                                   |
| 5              | Быт                               | Хранение и транспортировка пищевых продуктов.<br>Кондиционирование воздуха в производственных, общественных и жилых помещениях |
| 6              | Производственные помещения        | Поддержание условий, обеспечивающих требования технологического процесса и благоприятно сказывающихся на самочувствии людей    |
| 7              | Водоснабжение                     | Опреснение морской и засоленной воды                                                                                           |



| №<br>п/п | Сфера<br>деятельности                                 | Применение                                                                                                                                                                                                               |
|----------|-------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 8        | Железнодорожный<br>и автомобильный<br>транспорт       | Перевозка скоропортящихся продуктов                                                                                                                                                                                      |
| 9        | Морской<br>и речной флот                              | Замораживание и хранение рыбы и мор-<br>ских животных                                                                                                                                                                    |
| 10       | Медицина                                              | Производство и хранение биологических<br>продуктов.<br>Изготовление лекарств, содержащих лету-<br>чие вещества (пенициллин, стрептомицин,<br>эфир, хлороформ и др.).<br>Общее охлаждение при использовании<br>гипотермии |
| 11       | Биологическая<br>отрасль                              | Производство и хранение биологических<br>продуктов.<br>Изготовление лекарств, содержащих лету-<br>чие вещества (пенициллин, стрептомицин,<br>эфир, хлороформ и др.)                                                      |
| 12       | Фармацевтическая<br>отрасль                           | Производство и хранение биологических<br>продуктов.<br>Изготовление лекарств, содержащих лету-<br>чие вещества (пенициллин, стрептомицин,<br>эфир, хлороформ и др.)                                                      |
| 13       | Производство<br>искусственного<br>волокна и пластмасс | Поддержание заданной температуры про-<br>цесса                                                                                                                                                                           |
| 14       | Парфюмерная<br>промышленность                         | Хранение цветов и ароматических веществ                                                                                                                                                                                  |
| 15       | Горная<br>промышленность                              | Замораживание водоносных грунтов и<br>плывунов при проходке шахт и при строи-<br>тельстве плотин, подземных сооружений и<br>туннелей                                                                                     |
| 16       | Спортивные<br>сооружения                              | Создание искусственных ледяных<br>катков                                                                                                                                                                                 |

| №<br>п/п         | Сфера<br>деятельности              | Применение                                                                                                                                                                                                                                                                                                                        |
|------------------|------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Холод ниже 120 К |                                    |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                   |
| 17               | Металлургия                        | Интенсификации процессов сталеплавления, а также выплавки чугуна, ферросплавов и цветных металлов посредством обогащения дутья кислородом, получаемым при низкотемпературной ректификации воздуха.<br>Удаление примесей и плавки в инертной среде с использованием технического кислорода и других продуктов ректификации воздуха |
| 18               | Радиотехника и электронная техника | Поддержание при низких температурах электронных приборов элементов радиосистем                                                                                                                                                                                                                                                    |
| 19               | Газовая промышленность             | Разделение газовых смесей, в частности выделение гелия.<br>Получение, хранение и транспортирование охлажденных и ожиженных природного и других газов                                                                                                                                                                              |
| 20               | Машиностроение                     | Получение кислорода и инертных газов, необходимых для резки и сварки металлов путем низкотемпературной ректификации.<br>Обработка сталей холодом для увеличения твердости и износостойчивости, а также повышения тягучести при тонком волочении.<br>Дробление вязких материалов.<br>Создание натяга при сопряжении деталей        |
| 21               | Химическая промышленность          | Разделение газовых смесей, в частности воздуха, для получения кислорода и азота, для извлечения дейтерия из технического водорода.<br>Конденсация паров, осушение газов, разделение сложных растворов, кристаллизация солей, регулирование направления и скорости химических реакций.<br>Хранение низкокипящих жидкостей          |

| №<br>п/п | Сфера<br>деятельности        | Применение                                                                                                                                                                                                                                                |
|----------|------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 22       | Авиация и<br>космонавтика    | Получение топлива и окислителей.<br>Обеспечение кислородом людей, работающих на большой высоте и в космосе                                                                                                                                                |
| 23       | Научно-<br>исследовательская | Поддержание низкой температуры исследуемых тел.<br>Создание глубокого вакуума (вплоть до космического).<br>Изготовление приборов и установок для физических исследований, в том числе таких, как ускорители элементарных частиц, пузырьковые камеры и др. |
| 24       | Энергетика                   | Создание различных устройств (накопителей, генераторов, электродвигателей) с использованием криорезистивности                                                                                                                                             |
| 25       | Медицина                     | Хирургическое лечение различных заболеваний путем деструкции биологических тканей при низких температурах                                                                                                                                                 |

Несмотря на пока еще ограниченное применение, теплотрансформаторы, работающие по принципу тепловых насосов и комбинированных установок, открывают новые возможности. В современных условиях тепловые насосы становятся оптимальным выбором для отопления и горячего водоснабжения в регионах с доступными низкопотенциальными источниками тепла, предлагая экономически выгодную альтернативу традиционной теплофикации.

Комбинированные же теплотрансформаторы идеально подходят для ситуаций, где требуется одновременное обеспечение как нагрева, так и охлаждения, что делает их использование экономически целесообразным.

### 1.3. КЛАССИФИКАЦИЯ ТРАНСФОРМАТОРОВ ТЕПЛОТЫ

Установки для трансформации теплоты могут быть классифицированы по ряду признаков, представленных на рис. 1.3.



Рис. 1.3. Классификация теплотрансформаторов

По принципу работы установки для трансформации теплоты подразделяются на:

- термомеханические (принцип работы основан на использовании процессов повышения и понижения давления рабочего тела);
- электромагнитные (принцип работы основан на использовании постоянных или переменных электрического (магнитного) полей).

Установки первого вида подразделяются на:

- компрессионные;
- сорбционные;
- струйные.

Принцип работы компрессионных установок основан на повышении давления посредством механического (термического) воздействия на рабочее тело.

Компрессионные теплотрансформаторы делятся на:

- парожидкостные;
- газожидкостные;
- газовые.

Отличительной чертой парожидкостных и газожидкостных установок является изменение агрегатного состояния рабочего тела во время цикла: происходит конденсация сжатого пара и испарение расширенного. При этом в парожидкостных системах сжатие происходит при температурах, близких к критической или ниже, а в газожидкостных – при температурах, существенно превышающих критическую. В отличие от них, в газовых установках рабочее тело всегда остается в газообразном состоянии, так как его температура постоянно выше критической  $T > T_p$ . Для работы компрессионных установок требуется электрическая или механическая энергия.

Принцип действия сорбционных установок заключается в термохимической компрессии, которая достигается путем последовательного проведения реакций поглощения и выделения рабочего агента. В процессе поглощения (сорбции) рабочий агент связывается сорбентом, что сопровождается повышением давления и отводом тепла. Затем при выделении (десорбции) агента из сорбента (с подводом тепла) происходит обратный процесс. Таким образом, сорбционные установки выполняют задачи, аналогичные всасыванию и нагнетанию, которые обычно осуществляются механическими компрессорами.

Сорбционные установки делятся на:

- абсорбционные;
- адсорбционные.

В абсорбционных установках сорбция осуществляется в массе (внутри) абсорбента через границу раздела жидкой и паровой фаз. В адсорбционных установках процесс сорбции происходит на развитой поверхности адсорбента, находящегося, как правило, в твердом виде.

Для осуществления процесса трансформации теплоты в сорбционных установках используется внешняя энергия в форме потока тепла при  $T \gg T_{o.c}$ .

Принцип действия струйных аппаратов для нагнетания рабочего тела основан на преобразовании кинетической энергии потока пара или газа. Высокоскоростная струя, истекающая из сопла, инициирует эжекцию, что приводит к всасыванию и последующему сжатию рабочего тела.

Среди установок электромагнитного вида нашли практическое применение трансформаторы теплоты, представленные в табл. 1.2.

По характеру трансформации теплоты подразделяются на:

- установки с повышающей трансформацией;
- установки с расщепительной трансформацией.

## 1.2. Виды электромагнитных теплотрансформаторов

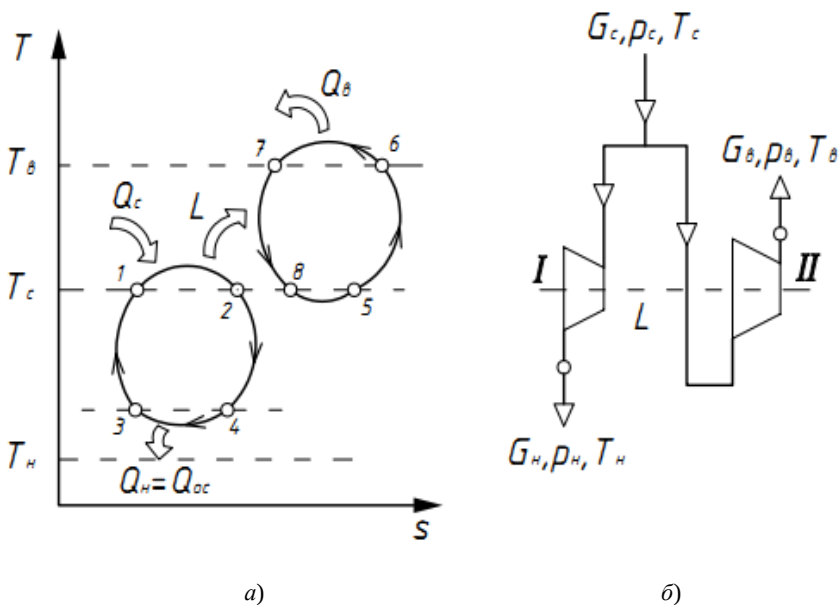
| № п/п | Вид                | Описание                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                           |
|-------|--------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 1     | Термоэлектрические | Процесс трансформации теплоты в этих установках осуществляется путем непосредственного использования постоянного электрического поля в последовательно соединенных разнородных полупроводниках (полупроводниковые трансформаторы теплоты). При пропускании через эти элементы электрического тока на спаях между ними возникает разность температур. При подводе к холодным спаям тепла низкого потенциала от горячих спаев отводится тепло повышенного потенциала |

| № п/п | Вид                 | Описание                                                                                                                                                                                                                                                                                          |
|-------|---------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 2     | Магнитокалорические | Процесс трансформации теплоты осуществляется последовательным намагничиванием и размагничиванием парамагнетиков или ферромагнитных тел, температура которых повышается при увеличении напряженности магнитного поля и снижается при ее уменьшении                                                 |
| 3     | Электрокалорические | Процесс основан на свойстве сегнето-электриков менять свою температуру под действием электрического поля                                                                                                                                                                                          |
| 4     | Термомагнитные      | Процесс основан на совместном действии магнитного и электрического полей на полупроводники. При пропускании постоянного тока через полупроводник, находящийся в магнитном поле, в материале полупроводника возникает градиент температур, перпендикулярный направлению поля и электрического тока |

При повышающей трансформации тепло, подведенное к установке при температуре  $T_n$ , отводится от нее с более высокой температурой  $T_v$ .

При расщепительной трансформации к установке подводится поток тепла  $Q_c$  среднего потенциала с температурой  $T_c$ , который в установке делится (расщепляется) на два потока – низкого  $T_n$  и повышенного  $T_v$  потенциала. Работа осуществляется за счет подведенного теплового потока среднего потенциала.

Цикл такого теплотрансформатора показана на рис. 1.4, а. Здесь, в отличие от системы повышающей трансформации необходимы два цикла. Первый 1–2–3–4 прямой, он служит для получения работы  $L$  при использовании тепла среднего потенциала  $Q_c$ , подводимого на уровне  $T_c > T_{o.c.}$ .



**Рис. 1.4. Расщепительный трансформатор теплоты:**

*а* – цикл; *б* – принципиальная схема;

I – компрессор; II – детандер

Работа  $L$  используется для осуществления обратного цикла 5–6–7–8, служащего для отвода тепла со среднего уровня  $T_c$  на верхний  $T_b$ .

Как и для повышающих трансформаторов, аналогичный результат может быть получен не только с помощью циклов, но и посредством разомкнутого процесса (рис. 1.4, б).

К установке подводится поток газа  $G_c$  при давлении  $p_c$  и температуре  $T_c > T_{o.c}$ . Этот поток разделяется на две части. Одна часть с расходом  $G_n$  поступает в детандер (турбину) II и расширяется в нем при изменении давления с  $p_c$  до  $p_n$ . В процессе расширения температура газа понижается с  $T_c$  до  $T_n \leq T_{o.c}$ . Другая часть газа с расходом  $G_b$  поступает в компрессор I и сжимается в нем при изменении давления с  $p_c$  до  $p_b$ . В процессе сжатия температура газа повышается от  $T_c$  до  $T_b$ . Привод компрессора I осуществляется от детандера.



Таким образом, в рассматриваемой установке в результате использования подведенного потока газа при  $T_c > T_{o.c}$  происходит разделение потока на две части: поток  $G_n$  с низкой температурой  $T_n$  и поток  $G_b$  с повышенной температурой  $T_b$ . Первый из них может быть использован для охлаждения, второй – для нагрева.

Расщепительная трансформация теплоты осуществляется в струйных вихревых установках и в некоторых типах абсорбционных.

По характеру протекания процесса во времени установки делятся на:

- непрерывного действия (работают в течение всего срока эксплуатации между плановыми остановками, характеристики меняются только в пределах регулирования);
- периодического действия (работают периодически по определенному временному графику).

Установки периодического действия благодаря возможности совмещения разных функций в одном аппарате часто бывают более выгодны с экономической точки зрения, но технически менее эффективны.

## 2. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРОЦЕССОВ ТРАНСФОРМАЦИИ ТЕПЛОТЫ

---

### 2.1. ЦИКЛИЧЕСКИЕ, КВАЗИЦИКЛИЧЕСКИЕ И НЕЦИКЛИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ В ТРАНСФОРМАТОРАХ ТЕПЛОТЫ

#### 2.1.1. ТРАНСФОРМАТОРЫ ТЕПЛОТЫ С ЦИКЛИЧЕСКИМИ ПРОЦЕССАМИ

В трансформаторах теплоты данного класса реализован замкнутый термодинамический цикл. Рабочее тело установки, проходя через последовательность термодинамических преобразований, периодически восстанавливает свое первоначальное состояние. При этом рабочее тело остается в пределах системы, не пересекая ее границы. Следовательно, энергетический обмен с внешней средой возможен исключительно посредством теплоты и совершаемой работы.

Уравнение энергетического баланса такого трансформатора теплоты

$$\sum Q_{\text{вх}} + \sum L_{\text{вх}} = \sum Q_{\text{вых}} + \sum L_{\text{вых}} , \quad (2.1)$$

где «вх» – входящие потоки энергии; «вых» – выходящие потоки энергии.

Динамика процессов в тепловых трансформаторах может характеризоваться либо временной зависимостью параметров в каждой точке системы, либо их инвариантностью. Первый сценарий соответствует нестационарным процессам, второй – стационарным.

Примером цикла с нестационарными процессами может служить классический обратный цикл Карно, если его реализовать в одном сосуде с поршнем (рис. 2.1). Здесь 1–2 – повышение давления от  $p_1$  до  $p_2$  в процессе изоэнтропного сжатия с затратой работы  $L'_{1-2}$ ; 2–3 – изотермическое повышение давления от  $p_2$  до  $p_3$ , сопровождающееся затратой работы  $L'_{2-3}$  и отводом тепла  $Q''$ . Затем следуют процессы 3–4 (изоэнтропное понижение давления с  $p_3$  до  $p_4$ , сопровождающееся возвратом работы  $L''_{3-4}$ ) и 4–1 (изотермическое понижение давления с  $p_4$  до  $p_1$ , которое связано с отдачей работы  $L''_{4-1}$  подводом тепла  $Q'$ ).

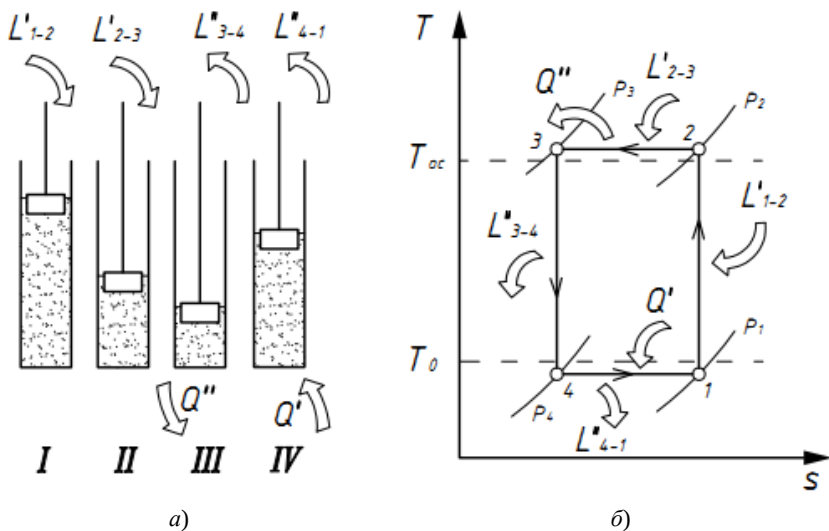


Рис. 2.1. Схема установки для осуществления обратного цикла Карно с нестационарными процессами I – IV:

$a$  – схема системы с различными положениями поршня;  
 $b$  – цикл на  $Ts$ -диаграмме

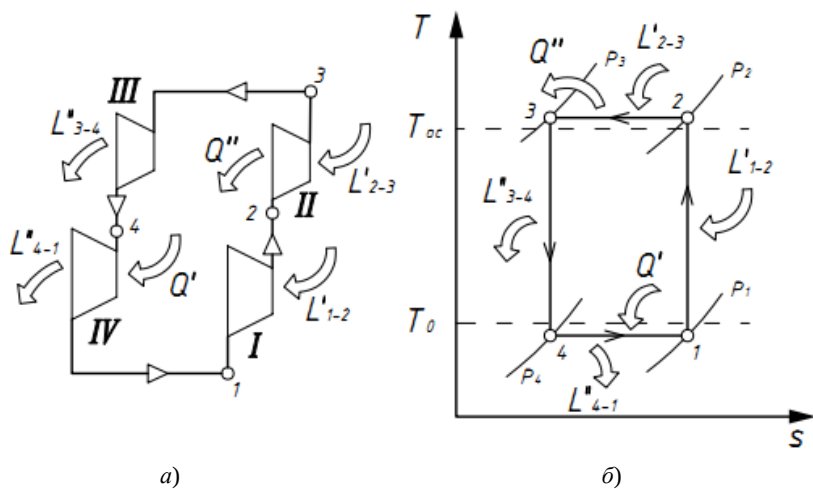


Рис. 2.2. Схема установки для осуществления обратного цикла Карно со стационарными процессами:

$a$  – схема системы;  $b$  – цикл на  $Ts$ -диаграмме

Система, в которой протекает тот же цикл, но со стационарными процессами, показана на рис. 2.2, *а*. Как видно из сравнения рис. 2.1, *б* и 2.2, *б*, диаграммы и все термодинамические характеристики процессов совершенно одинаковы. Параметры рабочего тела в каждой точке (1, 2, 3 и 4) на рис. 2.2, *а* не меняются по времени, они стационарны.

Стационарность обеспечивается переходом рабочего тела из одного агрегатного состояния в другое, а изменение параметров происходит с перемещением вещества в пространстве. В сосуде с поршнем параметры переменны во времени, поэтому процесс в нем нестационарный.

### 2.1.2. ТРАНСФОРМАТОРЫ ТЕПЛОТЫ С КВАЗИЦИКЛИЧЕСКИМИ ПРОЦЕССАМИ

Эти тепловые трансформаторы работают по-особому, открытому циклу, который называется квазициклом. Главное в нем то, что рабочее вещество, выполнив свою работу, частично или полностью выходит из машины. Вместо него поступает новое вещество (постоянно или порциями), и все повторяется снова. Поэтому энергия передается не только как тепло или работа, но и вместе с потоком этого рабочего вещества, которое несет с собой свою энергию (энтальпию).

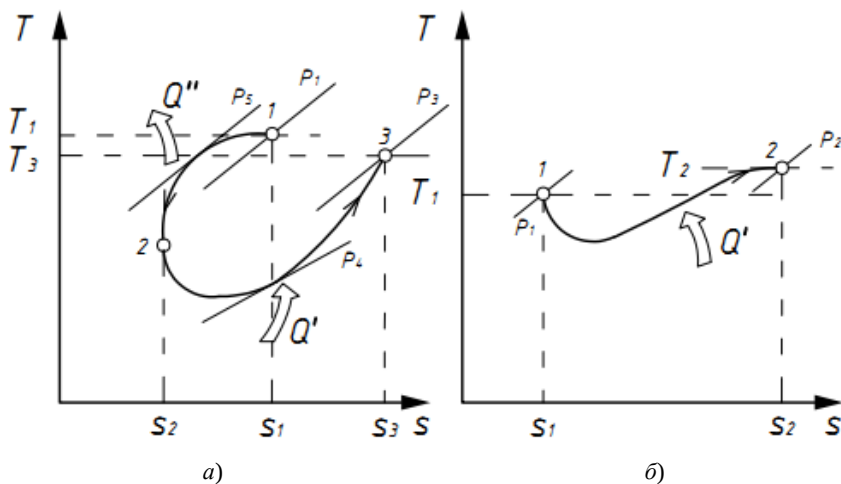
Уравнение энергетического баланса такой системы

$$\sum Q_{\text{вх}} + \sum L_{\text{вх}} + \sum H_{\text{вх}} = \sum Q_{\text{вых}} + \sum L_{\text{вых}} + \sum H_{\text{вых}}, \quad (2.2)$$

где  $H_{\text{вх}}$  и  $H_{\text{вых}}$  – энтальпии входящих и выходящих потоков рабочего тела соответственно.

Квазицикл представляет собой частный случай разомкнутого процесса, однако существуют разомкнутые процессы, не относящиеся к квазициклам. Эта разница иллюстрируется диаграммами на рис. 2.3. Из рисунка видно, что для квазицикла характерны подвод тепла  $Q'$  при росте энтропии рабочего тела от  $s_2$  до  $s_3$  и отвод  $Q''$  с уменьшением энтропии с  $s_1$  до  $s_2$ . Другими словами, при работе квазицикла, как и в цикле, происходит трансформация теплоты.

В разомкнутом процессе (рис. 2.3, *б*) есть только подвод тепла  $Q'$  и одностороннее изменение энтропии от  $s_1$  до  $s_2$ . Естественно, что квазицикл может быть как обратным, так и прямым; в последнем случае тепло подводится на более высоком уровне и отводится на низком.



**Рис. 2.3 Изображение квазицикла и разомкнутого процесса:**

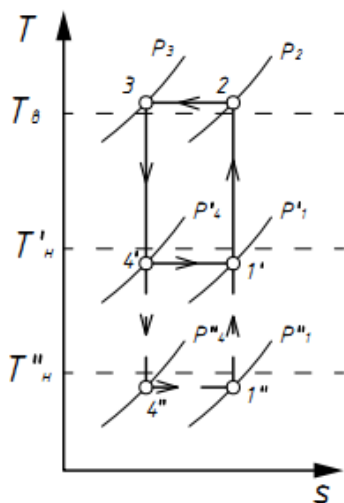
*a* – обратный квазицикл; *б* – разомкнутый процесс

## 2.2. КАСКАДНЫЕ И РЕГЕНЕРАТИВНЫЕ ТРАНСФОРМАТОРЫ ТЕПЛОТЫ

Рассмотренные циклы и квазициклы трансформаторов теплоты характеризуются тем, что для их работы в определенном интервале температур  $T_{\text{в}}$  и  $T_{\text{н}}$  необходимо изменять давление  $p$  в определенном интервале.

При прочих равных условиях чем больше интервал температур  $T_{\text{в}} - T_{\text{н}}$ , тем больше должен быть и интервал давлений  $p$ . На рисунке 2.4 показаны два обратных цикла Карно, работающих в разных интервалах температур. Очевидно, что для цикла  $1'-2-3-4'$ , расположенного в интервале температур  $(T_{\text{в}} - T_{\text{н}})' < (T_{\text{в}} - T_{\text{н}})''$ , требуется и менее широкий интервал давлений  $p_3 - p_1'$ , чем для цикла  $1''-2-3-4''$ , для которого необходимо менять давление в большем интервале – от  $p_1''$  до  $p_3$ .

На практике при необходимости осуществить трансформацию теплоты в большом интервале описанная выше закономерность приводит к существенным трудностям. Необходимо обеспечивать в компрессорах высокие степени повышения давления и работать либо с очень малыми давлениями на входе, либо с очень высокими на выходе. Аналогично необходимы высокие напряженности электрического или магнитного полей.



**Рис. 2.4. Схема двух обратных циклов, работающих в разных температурных интервалах**

Для решения описанных выше сложностей были разработаны два метода: каскадный и регенеративный.

### 2.2.1. КАСКАДНЫЙ МЕТОД

Суть каскадного подхода заключается в декомпозиции единого рабочего цикла на серию последовательных, взаимосвязанных циклов. В данной конфигурации каждый нижележащий по температурному уровню цикл осуществляет передачу тепловой энергии вышележащему циклу (в случае обратных циклов) или наоборот (в случае прямых циклов).

На рисунке 2.5 показана схема каскада, включающего три последовательных цикла Карно. Визуализация ширины циклов и конечной температурной разности между изотермами является условной и служит для улучшения восприятия. Фактически, интервал температур, определяющий ширину каждого цикла, идентичен  $\Delta s = s_1 + s_2$ . Для обеспечения теплопередачи от нижнего цикла к верхнему необходимо, чтобы температура верхней изотермы нижнего цикла превышала температуру нижней изотермы верхнего. В идеальной системе эта разница температур стремится к нулю. Данный каскад обеспечивает трансформацию теплоты с тем же термодинамическим результатом, что и единый цикл 1–2–3–4

(рис. 2.5, б). Однако вместо большого интервала давлений (от  $p_1$  до  $p_3$ ), характерного для единого цикла, в каждом цикле каскада можно ограничиться существенно меньшим интервалом давлений, например от  $p'_1$  до  $p'_3$  или от  $p'''_1$  до  $p'''_3$ . В пределе при использовании обратимых циклов и разностях температур при теплопередаче внутри каскада  $\Delta T \rightarrow 0$  показатели систем с каскадом и с единым циклом совпадут. В реальных условиях каскад дает возможность на каждой его ступени выбрать наиболее подходящее рабочее тело, его параметры, а также вид цикла (или квазицикла) и тем самым найти наиболее выгодное инженерное решение.

Каскад применяется также в таких трансформаторах теплоты, где используются нециклические процессы. Применение каскада и в этом случае позволяет обеспечить трансформацию в большом суммарном интервале температур ( $T_B - T_H$ ) при малых интервалах в каждой ступени.

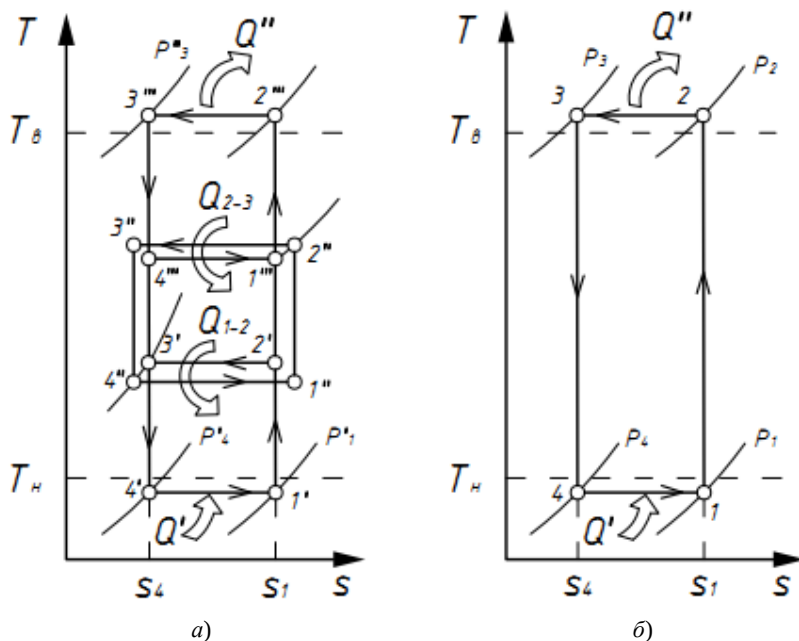


Рис. 2.5. Схема каскада из трех обратных циклов и бескасадного обратного цикла при одинаковом интервале температур:

а – каскад циклов; б – бескасадный цикл

## 2.2.2. РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ МЕТОД

Усовершенствование циклов и квазициклов путем введения регенерации тепла основано на другом принципе – использовании внутреннего теплообмена между потоками рабочего тела. На рисунке 2.6 показано несколько циклов, расположенных в одном и том же температурном интервале, с одинаковыми количествами подведенного и отведенного тепла.

На рисунке 2.6, *а* показан обратный цикл Карно. В этом цикле процессы 1–2 и 3–4 являются изоэнтروпическими (без изменения энтропии). Внутри самого цикла теплообмен отсутствует; тепло передается и отводится только извне, в процессах 2–3 и 4–1.

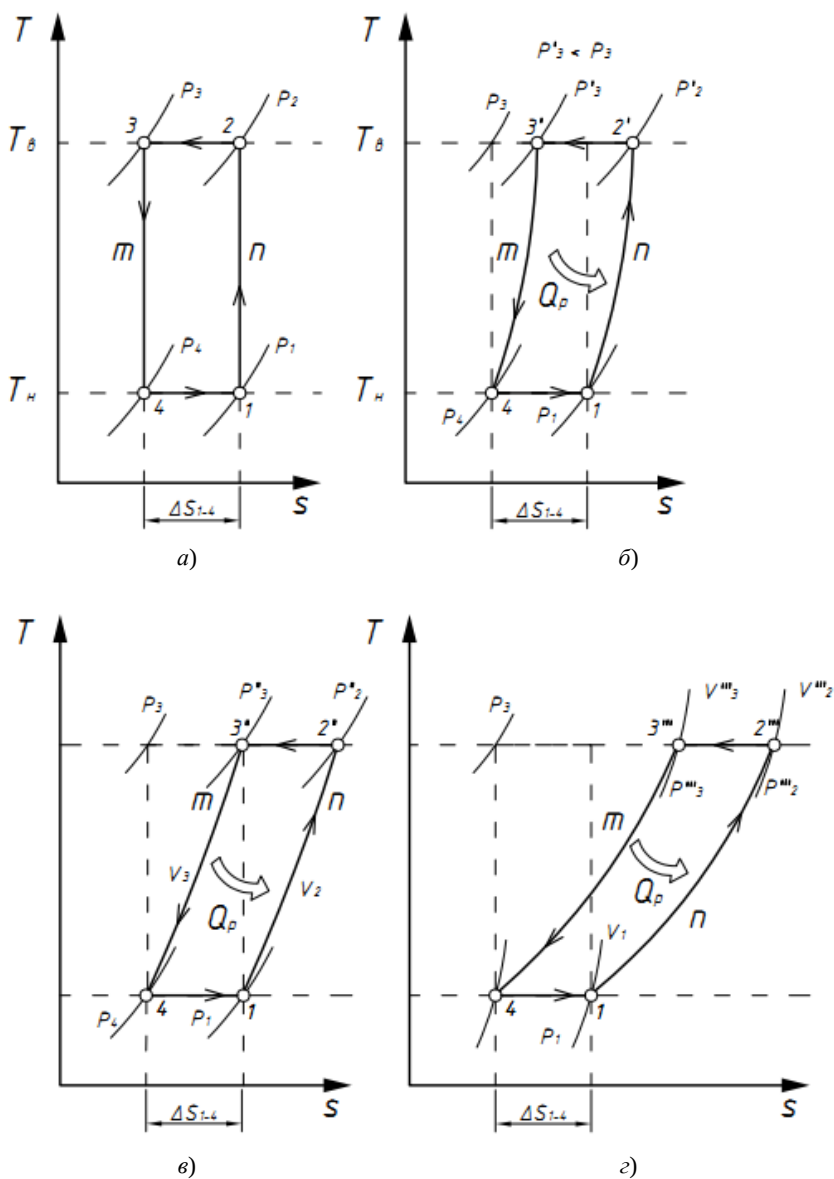
Рисунок 2.6, *б* демонстрирует цикл, где процессы 1–2' и 3'–4 связаны с регенерацией тепла. Часть тепла, обозначенная как  $Q_p$ , переходит от охлаждаемого рабочего тела (поток  $m$ ) к нагреваемому телу (поток  $n$ ). Это приводит к тому, что линии, соответствующие этим процессам 1–2' и 3'–4, становятся наклонными. В процессе 2'–3' энтропия рабочего тела уменьшается, а в процессе 4–1 она возрастает. В результате при одинаковых количествах подводимого и отводимого тепла  $Q_v$  и  $Q_n$  и соответствующей работе интервал давлений в цикле сокращается  $p'_3 < p_3$ .

Если процессы 1–2'' и 3''–4 сделать изохорными (при постоянном объеме), получится цикл Стирлинга (рис. 2.6, *в*). Если же увеличить  $Q_p$ , можно добиться изобарного (при постоянном давлении) проведения регенерации, что соответствует циклу Эриксона (рис. 2.6, *г*).

Цикл, представленный на рис. 2.6, *в*, может быть реализован только в условиях нестационарных процессов. Цикл на рис. 2.6, *г*, напротив, применим как к стационарным, так и к нестационарным процессам. Для цикла с изобарной регенерацией характерно, что интервал давлений может быть сколь угодно малым. Однако при этом количество подводимого и отводимого тепла  $q_v$  и  $q_n$  на единицу рабочего тела, циркулирующего в цикле, соответственно уменьшается.

Регенерация является широко применяемым методом в системах преобразования тепловой энергии. Подобно каскадным системам, в идеальном случае регенерация позволяет достичь тех же энергетических показателей, что и соответствующий по температурным уровням идеальный цикл Карно.





**Рис. 2.6. Изображение обратного цикла Карно и обратные циклы с регенерацией тепла:**

*a* – обратный цикл Карно; *б – г* – обратные циклы с регенерацией тепла

В реальных условиях при использовании меньших отношений давлений удастся в ряде случаев получить существенный выигрыш в эффективности трансформаторов теплоты. Только в трансформаторах теплоты, основанных на нециклических процессах в твердом теле, регенерация тепла не используется, так как необходимое для нее движение потока рабочего тела не удастся организовать.

### **2.3. ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ МЕТОД АНАЛИЗА СИСТЕМ ТРАНСФОРМАЦИИ ТЕПЛОТЫ**

При изучении процессов преобразования энергии в теплотрансформаторах необходимо наиболее наглядным путем оценивать термодинамическую эффективность процессов в целом и их частей, а также источники потерь в них.

Для этих целей подходит общий термодинамический метод анализа – эксергетический.

Все реальные технические процессы происходят в условиях взаимодействия с окружающей средой. Ее параметры, температура  $T_{o,c}$  и давление  $p_{o,c}$  практически не меняются при энергетических взаимодействиях с техническими системами и в этом смысле могут считаться постоянными.

Термодинамические процессы и связанные с ними энергетические ресурсы требуют комплексной оценки, учитывающей воздействие окружающей среды. Концепция энергии как универсального показателя движения материи в системе оказывается недостаточной, поскольку технический прогресс демонстрирует, что не всякая форма энергии и не при любых условиях обладает полной пригодностью для практического применения. Таким образом, техническая ценность энергии определяется не только ее внутренними характеристиками, но и параметрами внешней среды.

Энергетические преобразования, лежащие в основе функционирования технических установок, осуществляются за счет двух фундаментальных видов энергии:

1. Организованная энергия. Характеризуется полной обратимостью преобразования в любые другие формы энергии, вне зависимости от внешних условий.

2. Неорганизованная энергия. Представляет собой ту часть энергии, которая не может быть полностью трансформирована в другие виды.

С точки зрения первого начала термодинамики, которое говорит о сохранении энергии, все виды энергии равноценны. Однако, согласно второму началу термодинамики, которое описывает, как энергия может превращаться, эти виды энергии сильно отличаются по своей полезности.

Техническая ценность энергии зависит не только от ее количества, но и от того, насколько эффективно ее можно использовать и преобразовать в другие формы в конкретных условиях. Например, огромная тепловая энергия, заключенная в молекулах воды, если она имеет ту же температуру, что и окружающая среда, совершенно бесполезна. Ее техническая ценность равна нулю, потому что ее нельзя использовать для совершения работы или преобразования в другие полезные формы энергии. Поэтому при анализе технических процессов важно сосредоточиться на потерях именно превратимой энергии.

Механическая и электрическая энергии служат эталоном превратимости, так как они могут быть полностью преобразованы в другие виды энергии. Если определенное количество энергии можно превратить в механическую или электрическую, это гарантирует, что ее можно полностью преобразовать и в любой другой вид организованной энергии. Условия такого преобразования регулируются вторым началом термодинамики.

Наиболее полное преобразование энергии достигается, когда все процессы, как внутри системы, так и при ее взаимодействии с окружающей средой, являются обратимыми. Эта мера способности энергии к преобразованию была названа эксергией.

Эксергия системы в определенном состоянии представляет собой количество механической или другой полностью превратимой энергии, которое можно получить от системы, если она обратимо перейдет в состояние равновесия с окружающей средой.

Из первого и второго начал термодинамики следует, что эксергия системы, как и ее энергия, имеет фиксированное значение в каждом конкретном состоянии.

Эксергия системы, находящейся в среде с постоянными параметрами, остается неизменной только при обратимом протекании всех процессов. Если же какие-либо взаимодействия происходят необратимо, эксергия системы уменьшается.

Это ключевое свойство эксергии позволяет использовать ее как показатель обратимости процессов. Разница между количеством введенной  $E_{\text{вх}}$  и выведенной  $E_{\text{вых}}$  эксергии системы отражает общие потери, вызванные необратимостью процессов, которые фактически означают «уничтожение» полезной энергии.

В отличие от эксергии, энергия при этом не исчезает, а только рассеивается, происходит ее диссипация.

Потери эксергии при диссипации

$$\sum D = \sum E_{\text{вх}} - \sum E_{\text{вых}} \geq 0. \quad (2.3)$$

Только в обратимом процессе  $\sum E_{\text{вх}} = \sum E_{\text{вых}}$  и  $\sum D = 0$ , поскольку диссипация энергии отсутствует. В этом эксергия аналогична энтропии, возрастание которой в замкнутой системе также отражает потери от необратимости. Преимущество эксергии на практике в том, что ее убыль мгновенно указывает на объем утраченной полезной энергии, позволяя оценить эти потери относительно имеющегося потенциала. Отношение эксергии  $\sum E_{\text{вых}}$ , отводимой из системы, к подведенной эксергии  $\sum E_{\text{вх}}$  представляет собой коэффициент полезного действия – эксергетический КПД, который характеризует степень приближения процесса к идеальному:

$$\eta_e = \frac{\sum E_{\text{вых}}}{\sum E_{\text{вх}}} = \frac{(\sum E_{\text{вх}} - \sum D)}{\sum E_{\text{вх}}} = 1 - \frac{\sum D}{\sum E_{\text{вх}}}. \quad (2.4)$$

В идеальном процессе  $\eta_e = 1$ , в реальном  $\eta_e < 1$ .

Потери  $\sum D$  могут быть разделены на две группы:

- 1) внутренние  $D_i$ , связанные с необратимостью процессов, протекающих внутри системы (гидравлические сопротивления, дросселирование, трение в машинах, тепло- и массообмен при конечных температурных напорах и др.);
- 2) внешние  $D_e$ , связанные с условиями взаимодействия системы с окружающей средой и другими источниками и приемниками энергии (отличие температуры охлаждаемого тела от температуры хладагента, потери через тепловую изоляцию).

Внутренние и внешние потери легко разделить с помощью той же формулы (2.3). Если в ней приняты значения эксергии, взятые по параметрам самой установки, полученное значение  $\sum D_i$  будет соответствовать только внутренним потерям, если в уравнение (2.3) входят значения эксергии, отдаваемой или получаемой внешними источниками и приемниками энергии, то  $\sum D$  включает и внешние, и внутренние потери. Путем последовательного применения уравнения (2.3) к отдельным элементам установки легко установить распределение в них внутренних потерь.

Для стационарного процесса уравнение (2.3) может быть представлено в виде

$$\sum D_i + \sum D_e = \sum E_{\text{вх}} - \sum E_{\text{вых}} . \quad (2.5)$$

На рисунке 2.7 показаны в общем виде энергетический и эксергетический балансы системы.

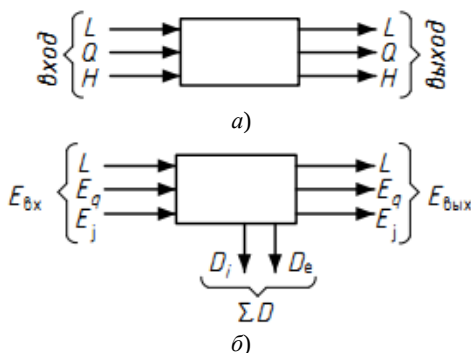
Энергия в такую систему может вводиться или выводиться из нее в трех видах: механической или электрической работы  $L$ , потока тепла  $Q$  и энергии потока рабочего тела  $H$ .

По первому началу термодинамики сумма вводимой энергии всех видов должна быть равна сумме энергий всех видов, отводимой от установки.

Энергетический баланс такой системы

$$(Q + L + H)_{\text{вх}} = (Q + L + H)_{\text{вых}} . \quad (2.6)$$

Эксергетический баланс системы определяется уравнением (2.3), из которого видно, что в реальных процессах часть энергии переходит в неработоспособную форму.



**Рис. 2.7. Балансы системы:**

$a$  – энергетический;  $б$  – эксергетический

Первое начало термодинамики не устанавливает никаких ограничений перехода одного вида энергии в другой, важно только, чтобы сохранилась их сумма.

Второе начало термодинамики накладывает дополнительно определенные ограничения на преобразование энергии. Например, тепло, подводимое к системе, не может целиком перейти в работу так, чтобы  $Q_{\text{вых}} = 0$ .

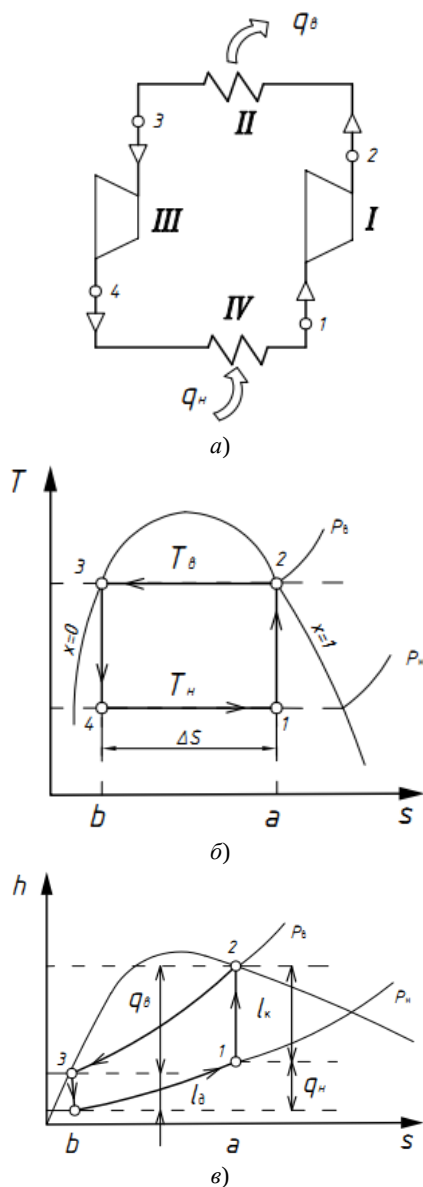
## 2.4. ОСНОВНЫЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ЗАВИСИМОСТИ

Для проведения термодинамического анализа тепловых трансформаторов применяются как абсолютно идеальные модели, так и их упрощенные варианты. Последние, будучи более практически применимыми, исключают так называемые «технические потери», которые возникают из-за несовершенства конструкции и эксплуатации оборудования. Вместо этого, они фокусируются на «собственных потерях», присущих самой природе термодинамического цикла. В таких идеализированных системах удельный расход работы (или эквивалентной ей эксергии) на преобразование тепла становится теоретическим минимумом. Это тот предел, которого можно достичь в реальных установках, если бы удалось полностью устранить все технические потери.

Степень влияния внутренних и внешних технических потерь на общую эффективность обычно определяется типом используемого оборудования, его габаритами и условиями, в которых оно эксплуатируется. Поскольку полное исключение всех видов потерь в реальных условиях является недостижимой целью, фактический расход эксергии на преобразование тепла в действующих установках всегда будет выше, чем в теоретически идеализированной модели. Целесообразная степень снижения потерь на данном уровне развития техники определяется, как правило, технико-экономическими условиями.

На рисунке 2.8 показаны принципиальная схема парожидкостного, компрессионного трансформатора теплоты и процесс его работы на  $Ts$ -диаграммах.

Влажный пар рабочего тела поступает из испарителя IV в компрессор I в состоянии 1 при температуре теплоотдатчика  $T_n$ , которой соответствует давление насыщения рабочего агента  $p_n$ . В компрессоре пары рабочего агента сжимаются до состояния сухого насыщенного пара 2. В процессе повышения давления температура рабочего тела повышается до температуры теплоприемника  $T_b$ , которой соответствует давление насыщения  $p_b$ .



**Рис. 2.8. Принципиальная схема и процесс работы идеального компрессионного трансформатора теплоты:**  
 а – принципиальная схема; б –  $Ts$ -диаграмма; в –  $hs$ -диаграмма.  
 I – компрессор; II – конденсатор; III – детандер; IV – испаритель

Сжатый пар поступает в конденсатор II, где в результате отвода тепла  $q_b$  к теплоприемнику рабочий агент переходит из состояния сухого насыщенного пара 2 в состояние жидкости 3.

Из конденсатора жидкий хладагент поступает в детандер III, где в процессе расширения давление рабочего агента снижается с  $p_b$  до  $p_n$ , а температура – с  $T_b$  до  $T_n$ . Из детандера рабочий агент в состоянии влажного пара 4 попадает в испаритель. В результате подвода тепла  $q_n$  от теплоотдатчика рабочий агент в испарителе переходит из состояния 4 в состояние 1, при котором он поступает в компрессор.

Как следует из рис. 2.8, б и в, в идеальном цикле трансформации теплоты удельные количества тепла и работы, отнесенные к 1 кг рабочего агента, определяются следующими величинами:

а) отвод тепла от теплоотдатчика

$$q_n = T_n \Delta s ; \quad (2.7)$$

б) затраты работы, равные разности работ компрессора и детандера:

$$l = l_k - l_d = (T_b - T_n) \Delta s ; \quad (2.8)$$

в) отвод тепла к теплоприемнику

$$q_b = T_b \Delta s , \quad (2.9)$$

где  $\Delta s$  – изменение энтропии рабочего агента;  $q_n$  и  $l$  – удельные количества тепла и работы соответственно:

$$l = l_k - l_d = q_b - q_n . \quad (2.10)$$

Удельные затраты работы или равноценной ей эксергии на единицу тепловой производительности трансформатора теплоты зависят от температурного уровня, к которому относится эта производительность. Удельные затраты работы (эксергии) в идеальном цикле, отнесенные к единице тепла, отведенного от теплоотдатчика с температурой  $T_n$ :

$$\vartheta_n = \frac{l}{q_n} = \frac{T_b - T_n}{T_n} = \frac{T_b}{T_n} - 1 . \quad (2.11)$$

При  $T_b \neq T_{o.c}$

$$\vartheta_n = -\tau_{e,n} + \frac{\Delta T_b}{T_n} , \quad (2.12)$$

где  $\Delta T_b = T_b - T_{o.c}$ .



Удельные затраты работы в идеальном цикле, отнесенные к единице тепла, отданного теплоприемнику на температурном уровне  $T_B$  :

$$\varepsilon_B = \frac{l}{q_B} = \frac{T_B - T_H}{T_B} = 1 - \frac{T_H}{T_B}. \quad (2.13)$$

При  $T_H \neq T_{o.c}$

$$\varepsilon_B = \tau_{e,B} - \frac{\Delta T_H}{T_B}, \quad (2.14)$$

где  $\Delta T_H = T_H - T_{o.c}$ .

Величины  $\varepsilon_H$  и  $\varepsilon_B$  безразмерные. Каждая из них равна количеству работы, которое необходимо затратить для получения в идеальных условиях с помощью трансформатора теплоты единицы холода (1 кДж) на температурном уровне  $T_H$  или единицы тепла (1 кДж) на температурном уровне  $T_B$ .

Выражение (2.12) используют для расчета удельного расхода работы в рефрижераторных установках, а выражением (2.14) – для расчета удельного расхода работы в теплонасосных установках.

Как видно из выражений (2.11) и (2.13), удельный расход работы в идеальном цикле трансформации теплоты является однозначной функцией отношения абсолютных температур теплоотдатчика и теплоприемника  $T_H/T_B$ .

При уменьшении отношения  $T_H/T_B$  удельный расход работы на трансформацию теплоты растет. При изменении отношения  $T_H/T_B$  от 0 до 1 удельный расход работы на трансформацию теплоты изменяется:

- от  $\infty$  до 0 – в рефрижераторных установках;
- от 1 до 0 – в теплонасосных.

Верхний предел удельного расхода работы для теплонасосной установки  $\varepsilon_B = 1$ , соответствующий отношению  $T_H/T_B = T_{o.c}/T_B = 0$ , показывает, что при температуре теплоприемника  $T_B \rightarrow \infty$  удельный расход работы в идеальном цикле равен тепловому эквиваленту затраченной механической (электрической) энергии. При очень высоких значениях  $T_B$  удельный расход работы делается практически таким же, как и в обычном электри-

ческом нагревателе, и, следовательно, в этих условиях применение теплового насоса не имеет смысла.

Нижний предел удельного расхода работы  $\varepsilon_{\text{н}} = \varepsilon_{\text{в}} = 0$ , соответствующий отношению  $T_{\text{н}}/T_{\text{в}} = 1$ , показывает, что при  $T_{\text{в}} = T_{\text{н}}$ , когда теплоприемник и теплоотдатчик находятся на одном температурном уровне, использование трансформатора теплоты теряет смысл.

С помощью выражения

$$\tau_e = \frac{E_q}{Q} = \frac{(T - T_{\text{o.c.}})\Delta s}{T\Delta s} = 1 - \frac{T_{\text{o.c.}}}{T}$$

для коэффициента работоспособности тепла можно определить удельные затраты работы одновременно на нескольких температурных уровнях.

Например, если холод в количествах  $Q_1$  и  $Q_2$  вырабатывается на двух различных температурных уровнях  $T_1$  и  $T_2$ , то удельная затрата работы (или эксергии) в идеальном цикле

$$\varepsilon_{\text{н}} = \tau_{e,1} \frac{Q_1}{Q} + \tau_{e,2} \frac{Q_2}{Q}, \quad (2.15)$$

где  $\tau_{e,1}$  и  $\tau_{e,2}$  – коэффициенты работоспособности тепла при температурах  $T_1$  и  $T_2$ ;  $Q = Q_1 + Q_2$  – суммарное количество холода.

Суммарная затрата работы (эксергии)

$$L = E = \varepsilon_{\text{н}} Q = Q_e. \quad (2.16)$$

В общем случае при трансформации теплоты в количествах  $Q_1, Q_2, \dots, Q_n$  на соответственно разных температурных уровнях  $T_1, T_2, \dots, T_n$  удельная затрата работы (эксергии)

$$\varepsilon_{\text{н}} = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} Q_i \tau_{e,i}}{\sum_{i=1}^{i=n} Q_i}. \quad (2.17)$$

Часто возникают случаи, когда в процессе трансформации температура теплоприемника или теплоотдатчика переменна или когда тепло

передается от рабочего агента к циркулирующей в конденсаторе воде, температура которой повышается при подводе тепла от  $T_2$  до  $T_1$ . В этих случаях средний коэффициент работоспособности тепла

$$\tau_{e,cp} = 1 - \frac{T_{o,c}}{T_{cp}}, \quad (2.18)$$

где  $T_{cp}$  – средний температурный уровень тепла, подведенного от теплоотдатчика или переданного теплоприемнику:

$$T_{cp} = \frac{Q}{\Delta S}, \quad (2.19)$$

где  $\Delta S$  – суммарное изменение энтропии тела в процессе подвода или отвода тепла.

Как известно, при  $T = \text{var}$  изменение энтропии тела не является линейной функцией передаваемого количества тепла, поэтому определение  $T_{cp}$  как среднеарифметической температуры конечных точек процесса подвода или отвода тепла:

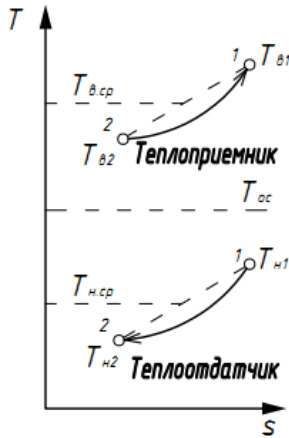
$$T'_{cp} = (T_1 + T_2)/2, \quad (2.20)$$

будет приближением, допустимым только в том случае, когда разность температур  $T_1 + T_2$  невелика, а  $T_{cp}$  близка к  $T_{o,c}$ .

На рисунке 2.9 показан характер изменения температуры  $T_n$  теплоотдатчика и  $T_b$  теплоприемника при неизотермическом процессе отвода и подвода тепла. Как видно из рисунка, замена действительного процесса линейным (штриховая линия) приводит к положительной ошибке определения значения  $T_{cp}$ , так как среднеарифметическая температура больше действительной средней температуры.

Завышение средней температуры процесса отвода или подвода тепла приводит в свою очередь к ошибке определения коэффициента работоспособности  $\tau_{e,cp}$ .

Как видно из формулы (2.18), из-за завышения  $T_{cp}$  абсолютное значение  $\tau_{e,cp}$  занижается в области  $T_{cp} < T_{o,c}$  (для рефрижераторных процессов) и завышается в области  $T_{cp} > T_{o,c}$  (для теплонасосных процессов).



**Рис. 2.9. Характер изменения температуры теплоприемника и теплоотдачика на Ts-диаграмме**

Действительное значение средней температуры можно определить исходя из следующих соотношений. Количество тепла, переданного при бесконечно малом изменении температуры:

$$\delta Q = W \cdot dT = T \cdot ds, \quad (2.21)$$

где  $W = G \cdot c$  – тепловой эквивалент расхода теплоносителя;  $G$  – массовый расход;  $c$  – массовая теплоемкость.

Отсюда

$$ds = W \frac{dT}{T}; \quad (2.22)$$

$$\Delta s = \int_2^1 ds = \int_2^1 W \frac{dT}{T}. \quad (2.23)$$

При  $W = \text{const}$ , т.е. при постоянном тепловом эквиваленте расхода теплоносителя

$$\Delta s = W \cdot \ln \left( \frac{T_1}{T_2} \right). \quad (2.24)$$

Полное количество переданного тепла

$$\Delta s = \int_2^1 W dT. \quad (2.25)$$

При  $W = \text{const}$

$$Q = W \cdot (T_1 - T_2). \quad (2.26)$$

Из совместного решения выражения (2.19), (2.23) и (2.26)

$$T_{\text{ср}} = \frac{T_1 - T_2}{\ln(T_1/T_2)}. \quad (2.27)$$

## 2.5. ХАРАКТЕР ИЗМЕНЕНИЯ УДЕЛЬНЫХ ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИХ ЗАТРАТ

При постоянной температуре теплоприемника изменение удельного расхода работы или равноценной ей эксергии в идеальной рефрижераторной установке зависимости от изменения температуры теплоотдатчика характеризуется первой производной удельной затраты работы  $\varepsilon_{\text{н}}$  по  $T_{\text{н}}$ .

По уравнению (2.11)

$$(\delta \varepsilon_{\text{н}} / \delta T_{\text{н}})_{T_{\text{в}}} = -T_{\text{в}} / T_{\text{н}}^2. \quad (2.28)$$

Заменив бесконечно малые величины конечными, получим

$$\Delta \varepsilon_{\text{н}} / \Delta T_{\text{н}} = -T_{\text{в}} / T_{\text{н}}^2, \quad (2.29)$$

или

$$\Delta \varepsilon_{\text{н}} = -\Delta T_{\text{н}} T_{\text{в}} / T_{\text{н}}^2. \quad (2.30)$$

Отрицательный знак правой части уравнений (2.28) и (2.30) показывает, что при снижении температуры теплоотдатчика удельный расход эксергии на выработку холода возрастает.

Как видно из уравнения (2.28), величина  $(\delta \varepsilon_{\text{н}} / \delta T_{\text{н}})_{T_{\text{в}}}$  обратно пропорциональна квадрату абсолютной температуры теплоотдатчика. Особенно резко изменяется  $\delta \varepsilon_{\text{н}} / \delta T_{\text{н}}$  в области низких значений  $T_{\text{н}}$ . Вблизи абсолютного нуля  $\delta \varepsilon_{\text{н}} / \delta T_{\text{н}}$  стремится к бесконечности.

При постоянной температуре  $T_{\text{н}} = \text{const}$  теплоотдатчика темп изменения удельного расхода эксергии в идеальной рефрижераторной системе при изменении температуры  $T_{\text{в}}$  теплоприемника представляет собой первую производную удельной затраты работы  $\varepsilon_{\text{н}}$  по  $T_{\text{в}}$ .

На основе уравнения (2.11)

$$(\delta \varepsilon_n / \delta T)_{T_n} = 1 / T_n . \quad (2.31)$$

После замены бесконечно малых величин конечными получим

$$\Delta \varepsilon_n / \Delta T_n = 1 / T_n . \quad (2.32)$$

По физическому смыслу  $\Delta \varepsilon_n$  представляет собой приращение удельного расхода эксергии на выработку холода при изменении температуры теплоприемника на  $\Delta T_n$ .

Положительный знак правой части уравнений (2.31) и (2.32) показывает, что при снижении температуры теплоприемника удельный расход эксергии на выработку холода уменьшается. На основе формул (2.30) и (2.32)

$$\Delta \varepsilon_n / \Delta T_n = \Delta \varepsilon_n T_n / (\Delta T_n T_n), \quad \Delta \varepsilon_n / \Delta T_n = \Delta \varepsilon_n T_n / (\Delta T_n T_n). \quad (2.33)$$

Так как в рефрижераторных установках  $T_n / T_v > 1$ , то из уравнения (2.33) следует, что в идеальных системах приращение удельного расхода эксергии  $\Delta \varepsilon_n / \Delta T_n$  от изменения температуры теплоотдатчика  $\Delta T_n$  больше приращения удельного расхода эксергии  $\Delta \varepsilon_n / \Delta T_v$  на такую же величину изменения температуры теплоприемника  $\Delta T_v$ . При этом с понижением температуры  $T_n$  теплоотдатчика (объекта охлаждения) отношение  $\Delta \varepsilon_n / \Delta T_n : \Delta \varepsilon_n / \Delta T_v$  возрастает.

## 2.6. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ХЛАДАГЕНТОВ И КРИОАГЕНТОВ

Процесс тепловой трансформации требует применения разнообразных рабочих сред. Термодинамические и физические параметры этих сред должны удовлетворять ряду критериев, характеризующих назначение оборудования, его конструкцию, температурные пределы, требуемый срок службы и безопасность эксплуатации.

Рабочие среды могут быть как однокомпонентными, так и многокомпонентными. В процессе функционирования теплотрансформаторов, когда происходит выделение тепла, в некоторых из этих рабочих тел происходят фазовые превращения.

Различные виды теплотрансформаторов могут работать в области пара и жидкости (парожидкостные), газа и жидкости (газожидкостные) и газа (газовые). В некоторых случаях процессы могут частично проходить в двухфазных областях: твердое тело–жидкость и твердое тело–пар.

Соответственно перечисленным областям работы определяются требования к рабочим телам установок.

В качестве рабочих тел в термомеханических трансформаторах теплоты применяется несколько групп веществ:

а) хладагенты – вещества и их смеси, имеющие при давлении 0,1 МПа температуру кипения  $T_b = 350...120$  К, при  $T_b = 350...250$  К хладагенты используются в теплонасосных установках, а при  $T_b = 273...120$  К – в холодильных установках и установках кондиционирования воздуха;

б) криоагенты – вещества и их смеси с температурами кипения  $T_b < 120$  К;

в) абсорбционные пары веществ – рабочие агенты и абсорбенты абсорбционных установок;

г) вода – ее использование ограничивается сравнительно высокой температурой ее тройной точки.

Основные термодинамические свойства хладо- и криоагентов характеризуются параметрами: нормальной температурой кипения, критическими параметрами (давление, температура), температурой затвердевания, теплотой парообразования и плавления.

Требования к хлад- и криоагентам весьма разнообразны и определяются конкретными условиями их использования в различных трансформаторах теплоты.

### 3. ПАРОЖИДКОСТНЫЕ КОМПРЕССИОННЫЕ ТРАНСФОРМАТОРЫ ТЕПЛОТЫ

---

#### 3.1. УДЕЛЬНЫЕ ЭНЕРГОЗАТРАТЫ И КПД КОМПРЕССИОННЫХ ТРАНСФОРМАТОРОВ ТЕПЛОТЫ

Основная особенность парожидкостных компрессионных тепловых трансформаторов (как холодильных, так и теплонасосных) заключается в том, что их рабочий процесс проходит преимущественно в зоне влажно-го пара. Рабочее тело в таких системах может находиться как в жидком, так и в парообразном состоянии, а в конце сжатия в компрессоре иногда может наблюдаться кратковременное пребывание в газовой фазе при  $T > T_{кр}$ .

Температурный диапазон работы этих трансформаторов теплоты ограничен. Верхняя граница  $T_v$  определяется критической температурой рабочего агента, а нижняя  $T_n$  – температурой его тройной точки. Циклы могут быть реализованы как в одну ступень сжатия (одноступенчатые), так и в несколько ступеней (многоступенчатые).

При существенной разнице температур  $\Delta T = T_v - T_n$  одноступенчатые поршневые компрессионные установки часто оказываются технически невыполнимыми. Это объясняется тем, что с ростом температурного перепада  $\Delta T$  увеличивается степень повышения давления рабочего агента в компрессоре, что приводит к снижению его эффективности (КПД) и коэффициента подачи.

В случаях, когда необходимо осуществлять трансформацию теплоты на различных температурных уровнях в одной установке, применение многоступенчатых систем вместо одноступенчатых обеспечивает экономию энергии. Эта экономия компенсирует дополнительные расходы, связанные с усложнением схемы и конструкции установки.

Рассмотрим схему и методику расчета одноступенчатых установок. На рисунках 3.1 и 3.2 показаны схема и процесс работы реальной одноступенчатой паровой компрессионной установки на различных диаграммах.



Тепло от теплоотдатчика подводится к рабочему агенту в испарителе VI. В результате подвода тепла рабочий агент кипит в испарителе при давлении  $p_0$  и температуре  $T_0$ . Пар, полученный в испарителе, поступает в отделитель жидкости V, где он освобождается от капель влаги, а затем засасывается компрессором I.

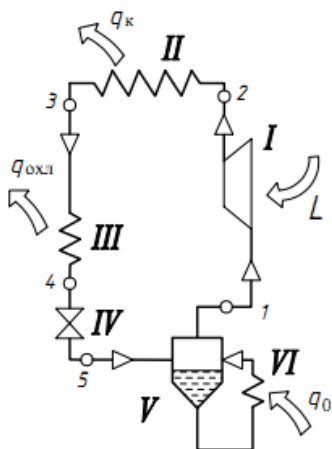
В компрессоре пары рабочего агента сжимаются с давления  $p_0$  до давления  $p_k$ . Температура конденсации пара при этом соответственно повышается с  $T_0$  до  $T_k$ .

Из-за трения и необратимого теплообмена процесс сжатия в компрессоре 1–2 не совпадает с изоэнтропным сжатием 1–2'.

Из компрессора пар поступает в конденсатор II, где в результате отвода тепла к теплоприемнику происходят охлаждение рабочего агента и конденсация пара.

Жидкий хладагент при давлении  $p_k$  к температуре  $T_k$  проходит через охладитель III, где в результате отвода тепла во внешнюю среду температура жидкого хладагента снижается с  $T_k$  до  $T_{\text{охл}} = T_4$ .

После охладителя жидкий хладагент проходит через дроссельный вентиль IV, где в результате дросселирования давление рабочего агента падает с  $p_k$  до  $p_0$ , и температура снижается.



**Рис. 3.1. Принципиальная схема реальной одноступенчатой паровой компрессионной установки**

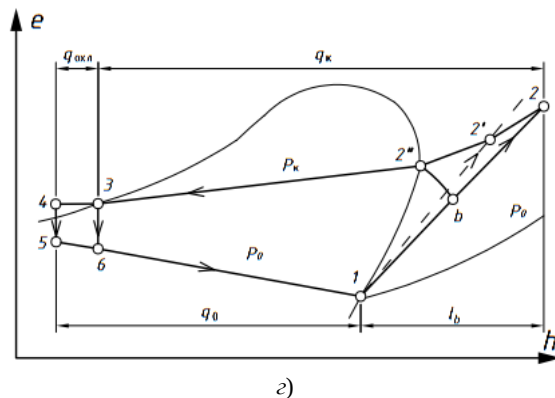
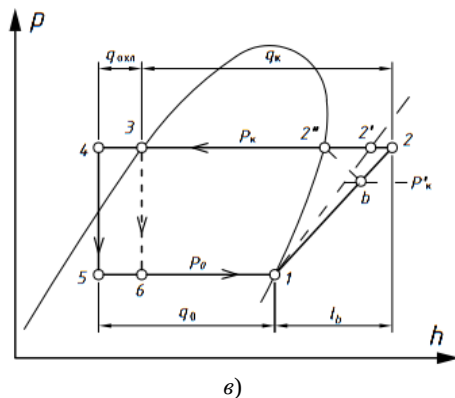
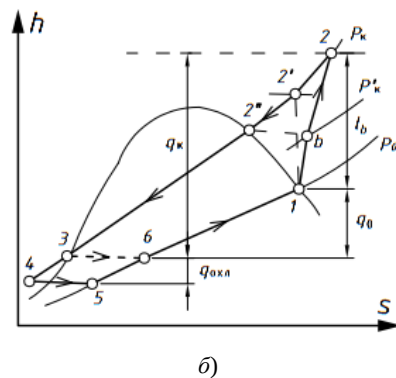
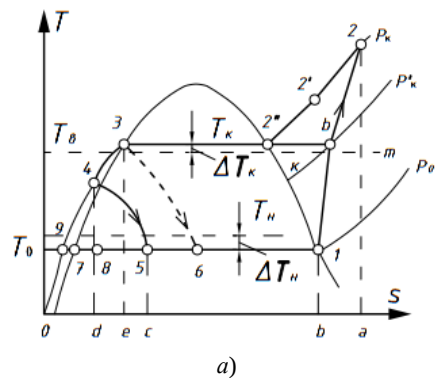


Рис. 3.2. Процесс работы реальной одноступенчатой паровой компрессионной установки:  
а – Ts-диаграмма; б – hs-диаграмма; в – ph-диаграмма; г – eh-диаграмма

После дроссельного вентиля охлажденный рабочий агент проходит через отделитель жидкости, в котором производится отделение жидкой фазы от паровой. Жидкий агент поступает в испаритель VI, где к нему подводится тепло  $q_0$  теплоотдатчика (объекта охлаждения), полученный пар отводится непосредственно во всасывающий патрубок.

Все методы охлаждения можно разделить на два типа: внешнее и внутреннее.

Внешнее охлаждение представляет собой отвод тепла от объекта, при этом неважно, как изменяется его температура в ходе этого процесса. Этот процесс связан с теплообменом, в результате которого энтропия охлаждаемого вещества уменьшается, так как тепло уходит от него. Температура самого объекта может вести себя по-разному: она может снижаться, оставаться неизменной или даже повышаться.

Графически процессы внешнего охлаждения (рис. 3.3, *a*) отображаются в областях, расположенных левее линии  $s_1$ , соответствующей начальной энтропии объекта в точке 1.

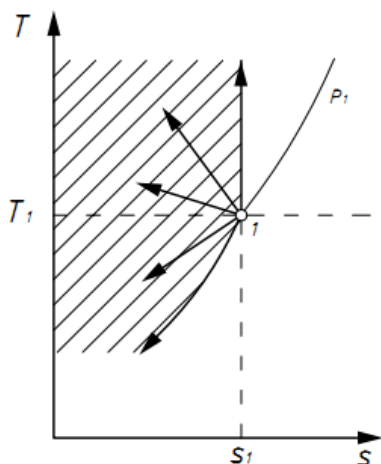
Внутреннее охлаждение, напротив, означает снижение температуры вещества без отвода тепла извне. При таком охлаждении энтропия не может уменьшиться; она либо остается прежней (как в процессе 1–2 на рис. 3.3, *б*), либо увеличивается (как в процессах 1–3 и 1–4). Внутреннее охлаждение происходит благодаря снижению некоторой обобщенной термодинамической силы, например давления в термомеханических системах или напряженности магнитного поля в магнитокалорических системах.

Без внутреннего охлаждения работа тепловых трансформаторов в принципе невозможна.

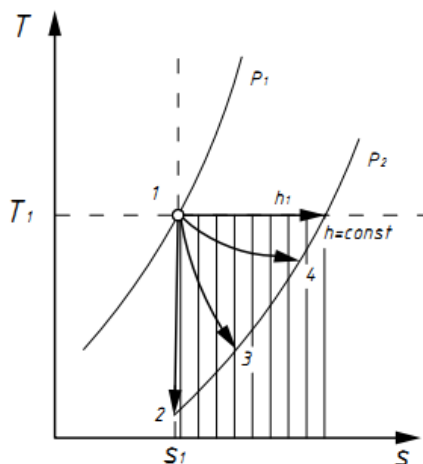
В термомеханических системах наиболее часто встречаются два вида внутреннего охлаждения: детандирование (где процесс 1–2 является идеальным, а 1–3 – реальным) и дросселирование (процесс 1–4,  $h = \text{const}$ ).

Основные отличия реального парожидкостного компрессионного трансформатора теплоты от идеальной установки.

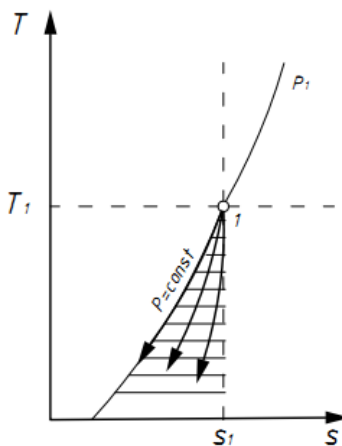
1. В реальных исполнениях детандер заменяется дроссельным вентилем, что ведет к упрощению схемы. Однако это приводит к увеличению удельного расхода работы на трансформацию теплоты, то есть к снижению КПД установки IV. Это обусловлено как потерей работы детандера, так и уменьшением подводимой к испарителю теплоты на единицу расхода рабочего агента.



а)



б)



в)

**Рис. 3.3. Возможные процессы охлаждения:**

- а – внешнее охлаждение;
- б – внутреннее охлаждение;
- в – сочетание внешнего охлаждения с внутренним

Потери, связанные с заменой детандера дроссельным вентилем, возрастают при увеличении теплоемкости жидкой фазы агента и снижении его теплоты парообразования при давлении  $p_0$ . Дополнительно эти потери увеличиваются с ростом степени повышения давления в компрессоре  $p_k/p_0$  или соответствующего отношения абсолютных температур  $T_k/T_0$ .

2. В реальных условиях сжатие перегретого пара является необратимым процессом. В то же время в идеализированной модели как сжатие перегретого, так и влажного пара может считаться обратимым.

Переход от сжатия влажного пара к сжатию перегретого значительно повышает надежность работы компрессора. Это происходит потому, что исключается риск гидравлических ударов, которые возникают при попадании жидкой фазы в компрессор. Особенно чувствительны к таким ударам высокоскоростные поршневые компрессоры. Из-за очень короткого времени хода поршня (доли секунды) любая попавшая в цилиндр жидкость не успевает испариться, что может привести к серьезным повреждениям.

Работа с перегретым паром улучшает показатели поршневых компрессоров, такие как индикаторный КПД и коэффициент подачи. Это связано с тем, что уменьшается негативное влияние «вредного пространства» (объема, где рабочий агент не участвует в полезной работе) на общий процесс сжатия.

Однако замена сжатия влажного пара на сжатие перегретого приводит к увеличению удельной работы, необходимой для сжатия единицы рабочего агента. Это, в свою очередь, означает рост общего расхода энергии на единицу отведенного от объекта тепла. Величина этой дополнительной затраты энергии на сжатие растет по мере снижения теплоемкости перегретого пара и увеличения степени повышения давления  $p_k/p_0$  (или соответствующего соотношения температур  $T_k/T_0$ ).

Теоретически можно было бы избежать дополнительных энергозатрат на сжатие перегретого пара, если бы процесс был организован в две ступени: сначала политропное сжатие (по линии 1–b на рис. 3.2, а), а затем изотермическое сжатие (по линии b–2"). Однако такой подход значительно усложняет конструкцию установки и на практике, как правило, не применяется.

3. Предварительное охлаждение жидкого рабочего тела перед дроссельным вентилем является методом минимизации необратимых потерь, обусловленных заменой детандера дроссельным устройством.

Данная процедура приводит к увеличению тепловой нагрузки на испаритель в расчете на единицу массового расхода рабочего агента, что в свою очередь способствует снижению удельного расхода работы на единицу трансформируемого теплового потока.

4. В реальных установках возникают эксергетические потери из-за необратимого внешнего теплообмена с теплоприемником и теплоотдатчиком в конденсаторе и испарителе установки.

Из-за этого температура  $T_0$  кипения рабочего агента в испарителе ниже температуры  $T_n$  теплоотдатчика ( $T_0 < T_n$ ), а температура конденсации  $T_k$  рабочего агента в конденсаторе выше температуры  $T_b$  теплоприемника ( $T_k > T_b$ ).

Дополнительная затрата работы из-за необратимого теплообмена возрастает с увеличением разности температур в испарителе  $\Delta T_n = T_n - T_0$  и конденсаторе  $\Delta T_k = T_b - T_k$ .

Для уменьшения удельного расхода работы в холодильных установках следует в первую очередь максимально снижать необратимую разность температур в испарителе  $\Delta T_n$ . Чем ниже  $T_n$  теплоотдатчика, тем при прочих равных условиях экономически целесообразнее устанавливать более низкое значение  $\Delta T_n$ .

Необратимые процессы в конденсаторе реальных холодильных установок приводят к потерям эксергии. Сжатый перегретый пар рабочего агента, характеризующийся высокой температурой и, соответственно, высокой удельной эксергией, поступает из компрессора. В конденсаторе происходит его конденсация за счет теплообмена с охлаждающей средой. Этот процесс теплообмена является необратимым, и эксергия отведенного тепла безвозвратно теряется в окружающей среде.

Существенное снижение этих потерь достигается в комбинированных или теплонасосных установках, где тепло, отводимое из конденсатора, находит применение в полезных целях, например в системах теплоснабжения. Для эффективного использования этого тепла конденсаторы таких установок обычно выполняются по двухступенчатой схеме. Первая ступень предназначена для охлаждения перегретого пара, где противоточный теплообмен обеспечивает минимальную разницу температур между рабочим агентом и теплоносителем.

Дополнительный расход работы в холодильных установках также обусловлен разницей температур  $\Delta T_k$  между конденсирующимся рабочим агентом и охлаждающей средой на выходе из конденсатора.

Внутренняя работа  $l_i$  сжатия на единицу массового расхода рабочего агента, отнесенная к поршню поршневого компрессора или к лопаткам центробежного компрессора, кДж/кг:

$$l_i = h_2 - h_1 + q_{\text{км}}, \quad (3.1)$$

где  $q_{\text{км}}$  – тепло, отводимое из охлаждающего устройства компрессора на единицу расхода рабочего агента.

Для компрессоров без охлаждения, считая теплоотвод в окружающую среду  $q_{\text{км}} = 0$ , можно в первом приближении принять  $l_i = h_2 - h_1$ .

Внутренняя удельная работа сжатия в неохлаждаемых компрессорах, как правило, больше, чем в компрессорах с внешним охлаждением. Это объясняется тем, что во втором случае удельный объем сжимаемой среды уменьшается быстрее. Охлаждение компрессора дает выигрыш в расходе энергии, но вызывает усложнение установки.

Внутренняя удельная работа сжатия в неохлаждаемых компрессорах определяется на  $Ts$ -диаграмме площадью  $22''371ba2$  (рис. 3.2, а).

Удельное количество тепла, подведенное в испарителе:

$$q_0 = h_1 - h_5. \quad (3.2)$$

Удельный подвод тепла в испарителе определяется на  $Ts$ -диаграмме площадью  $15cb1$ .

В процессе дросселирования энтальпия рабочего тела не меняется:

$$h_4 = h_5. \quad (3.3)$$

На  $Ts$ -диаграмме энтальпия в точке 4 определяется площадью  $04do$ , а в точке 5 – площадью  $075co$ , поэтому из равенства (3.3) следует, что площадь  $9489$  равна площади  $cd85$ .

Энергетический баланс на единицу расхода рабочего агента

$$q = l_i - q_0 = q_k + q_{\text{охл}} + q_{\text{км}}, \quad (3.4)$$

где  $q_k$ ,  $q_{\text{охл}}$  – отвод тепла в конденсаторе и охладителе на единицу расхода рабочего агента.

При отсутствии внешнего охлаждения компрессора  $q_{\text{км}} = 0$

$$q = l_i - q_0 = q_k + q_{\text{охл}}. \quad (3.5)$$

Удельный отвод тепла в конденсаторе

$$q_k = h_2 - h_3. \quad (3.6)$$

Удельный отвод тепла в охладителе

$$q_{\text{охл}} = h_3 - h_4. \quad (3.7)$$

Суммарный удельный отвод тепла в конденсаторе и охладителе

$$q = h_2 - h_4. \quad (3.8)$$

На  $Ts$ -диаграмме удельный отвод тепла в конденсаторе определяется площадью  $3ea22''3$ , а отвод тепла в охладителе – площадью  $4de34$ .

Суммарный отвод тепла в установке при отсутствии внешнего охлаждения компрессора определяется на  $Ts$ -диаграмме площадью  $a22''34da$ .

Прирост энтальпии рабочего агента в испарителе и компрессоре холодильной установки равен  $(h_2 - h_5)$ , на  $Ts$ -диаграмме этот прирост определяется площадью  $a22''3485ca$ .

Нетрудно видеть, что площадь  $a22''3485ca$  равна площади  $a22''34da$ , так как площадь  $9489$  равна площади  $95cd85$ .

В парожидкостных трансформаторах теплоты сжатие рабочего агента в компрессоре близко к обратимому адиабатному процессу. Поэтому внутренняя работа компрессора на единицу расхода рабочего агента может быть определена как

$$l_i = l_a / \eta_i, \quad (3.9)$$

где  $l_a$  – удельная работа компрессора при идеальном процессе сжатия;  $\eta_i$  – внутренний относительный КПД компрессора, учитывающий необратимые потери.

При поршневых компрессорах  $\eta_i$  обычно называют индикаторным КПД, а при центробежных – адиабатным КПД. Значение  $\eta_i$  для компрессоров с внешним охлаждением выше, чем для неохлаждаемых.



В условиях отсутствия внешнего охлаждения внутренняя работа компрессора на единицу рабочего агента может быть легко определена по тепловой диаграмме как разность энтальпий в начальной и конечной точках процесса сжатия. Этот простой подход становится неприменимым при наличии охлаждения, поскольку в таком случае требуется учитывать не только изменение энтальпии рабочего агента, но и удельный теплоотвод от охлаждающего устройства  $q_{\text{км}}$ . Важно отметить, что внутренний относительный КПД компрессора  $\eta_i$ , хотя и дает полное представление о ходе процесса сжатия, не является показателем эффективности использования внутренней работы. Для этой цели более подходящим является внутренний эксергетический КПД компрессора.

$$\eta_{e,i} = \frac{\Delta e_{\kappa}}{l_i} = \frac{\Delta e_{\kappa} \eta_i}{l_a}, \quad (3.10)$$

где  $\Delta e_{\kappa}$  – прирост эксергии рабочего тела в компрессоре (рис. 3.2).

На основе уравнения по определению удельной эксергии

$$\Delta e_{\kappa} = e_2 - e_1 = h_2 - h_1 - T_{\text{o.c.}} \cdot (s_2 - s_1). \quad (3.11)$$

На  $Ts$ -диаграмме площадь, равновеликая  $\Delta e_{\kappa}$ , зависит от уровня температуры  $T_{\text{o.c.}}$ .

Как следует из рис. 3.1,  $b$ , площадь  $1732''2'2mk1$  больше площади  $1832''2'1$ . Это значит, что  $\Delta e_{\kappa}/l_a > 1$ , поэтому  $\eta_{e,i} > \eta_i$ . Только при изоэнтропном сжатии  $\Delta e = l_a$  и  $\eta_{e,i} = \eta_i = 1$ .

На основе формул (3.9) и (3.10)

$$l_i = \frac{l_a}{\eta_i} = \frac{\Delta e}{\eta_{e,i}}. \quad (3.12)$$

Удельная работа компрессора, кДж/кг, при изоэнтропном процессе

$$l_a = \frac{k}{k-1} p_0 v_0 \left[ \left( \frac{p_{\kappa}}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \quad (3.13)$$

где  $k$  – показатель адиабаты;  $p_0$  – давление всасывания, кПа;  $p_{\kappa}$  – давление нагнетания, кПа;  $v_0$  – удельный объем рабочего агента на всасывающей стороне компрессора, м<sup>3</sup>/кг.

Удельная работа компрессора может быть определена непосредственно по тепловой диаграмме как разность удельных энтальпий или удельных эксергий в начальной и конечной точках изоэнтропного сжатия. Например, по рис. 3.2

$$l_a = h'_2 - h_1 = e'_2 - e_1. \quad (3.14)$$

На  $Ts$ -диаграмме удельная работа изоэнтропного сжатия определяется площадью 12'2"371.

При отсутствии внешнего охлаждения компрессора энтальпия пара и на выходе из него

$$h_2 = h_1 + \frac{l_a}{\eta_i} = h_1 + \frac{(h'_2 - h_1)}{\eta_i}. \quad (3.15)$$

Внешняя удельная работа компрессора на единицу расхода рабочего агента, отнесенная к выводам электродвигателя:

$$l = \frac{l_i}{\eta_{эм}} = \frac{l_a}{\eta_i \eta_{эм}}, \quad (3.16)$$

где  $\eta_{эм}$  – электромеханический КПД компрессора, т.е. произведение механического КПД компрессора и КПД электродвигателя.

В рефрижераторных установках удельный расход электрической энергии на единицу выработанного холода

$$\vartheta_x = \frac{l}{q_0} = \frac{l_i}{\eta_{эм} q_0} = \frac{l_a}{\eta_i \eta_{эм} q_0}. \quad (3.17)$$

В теплонасосных установках удельный расход электрической энергии на единицу полученного тепла

$$\vartheta_{тн} = \frac{l}{q} = \frac{l_i}{\eta_{эм} q} = \frac{l_a}{\eta_i \eta_{эм} q}, \quad (3.18)$$

где  $q = q_0 + l_a / \eta_i$ .

Величина, обратная удельному расходу электрической энергии в рефрижераторной установке, называется холодильным коэффициентом:

$$\varepsilon = \frac{1}{\vartheta_x} = \frac{\eta_i \eta_{эм} q_0}{l_a}. \quad (3.19)$$

Величина, обратная удельному расходу электрической энергии в теплонасосной установке, называется коэффициентом трансформации:

$$\mu = \frac{1}{\varepsilon_{\text{TH}}} = \frac{\eta_i \eta_{\text{ЭМ}} q}{l_a}. \quad (3.20)$$

Удельные расходы электрической энергии ( $\varepsilon_x$ ,  $\varepsilon_{\text{TH}}$ ), а также холодильный коэффициент  $\varepsilon$  и коэффициент трансформации  $\mu$  – безразмерные величины. Холодильный коэффициент может быть больше и меньше единицы. Коэффициент трансформации теплоты практически всегда больше единицы. Безразмерные величины ( $\varepsilon_x$ ,  $\varepsilon_{\text{TH}}$ ,  $\varepsilon$ ,  $\mu$ ) не могут служить объективными показателями технического совершенства установок. Объективным показателем совершенства трансформаторов теплоты служит эксергетический КПД установки.

Коэффициент полезного действия рефрижераторной установки

$$\eta_{e,p} = \frac{E_{\text{ВЫХ}}}{E_{\text{ВХ}}} = \frac{\varepsilon_{\text{H}}}{\varepsilon_x} = \varepsilon_{\text{H}} \varepsilon. \quad (3.21)$$

Коэффициент полезного действия теплонасосной установки

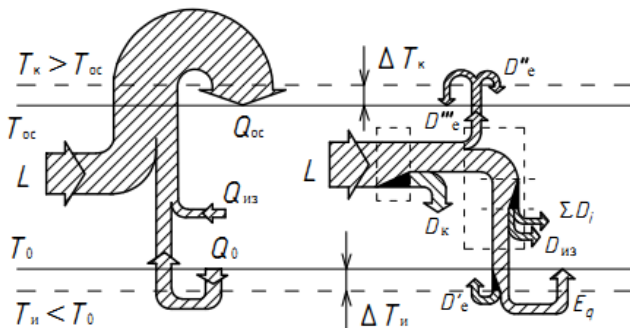
$$\eta_{e,\text{TH}} = \frac{E_{\text{ВЫХ}}}{E_{\text{ВХ}}} = \frac{\varepsilon_{\text{B}}}{\varepsilon_{\text{TH}}} = \varepsilon_{\text{B}} \mu, \quad (3.22)$$

где  $\varepsilon_{\text{TH}}$  и  $\varepsilon_{\text{B}}$  – удельные расходы работы в идеальном рефрижераторном и теплонасосном циклах.

### 3.2. БАЛАНСЫ КОМПРЕССИОННЫХ ТРАНСФОРМАТОРОВ ТЕПЛОТЫ

Рассмотрим энергетический и эксергетический балансы (рис. 3.4) компрессионной холодильной установки, схема которой приведена на рис. 3.1.

Энергетический баланс показывает, что путем затраты работы  $L$  от охлаждаемого объекта отбирается некоторое количество тепла  $Q_0$ . Вследствие несовершенства изоляции в систему поступает извне тепло  $Q_{\text{из}}$ , которое уменьшает холодопроизводительность. Количество тепла, равное сумме  $Q_0 + Q_{\text{из}} + L$ , передается через конденсатор окружающей среде.



**Рис. 3.4. Энергетический и эксергетический балансы компрессионной установки**

Эксергетический баланс дает совершенно иную картину энергетических превращений в установке. Затраченная в компрессоре работа, за вычетом потерь  $D_k$  в машине и приводе, в главной части идет на создание эксергии  $E_q$ , которая передается охлаждаемому телу. Эта величина, характеризующая не только количественно, но и качественно тепловой поток, отводимый от охлаждаемого тела, может быть названа эксергетической холодопроизводительностью:

$$Q_{e,x} = E_{q,x} = Q_0 \tau_{e,n}. \quad (3.23)$$

Часть эксергетической холодопроизводительности не передается охлаждаемому телу, так как теряется при теплопередаче с конечной разностью температур.

В энергетическом балансе эта потеря не видна.

Некоторая доля подведенной работы теряется на компенсацию потерь от теплопритока извне  $D_{из}$ . Сумма внутренних потерь от необратимости в различных частях установки равна  $\sum D_i$ .

Внешняя потеря от теплопередачи при конечной разности температур в конденсаторе равна  $D''_e$ . Эта потеря в энергетическом балансе также не видна.

Величина  $D''_e$  показывает потерю эксергии с охлаждающей водой.

Коэффициент полезного действия холодильной установки

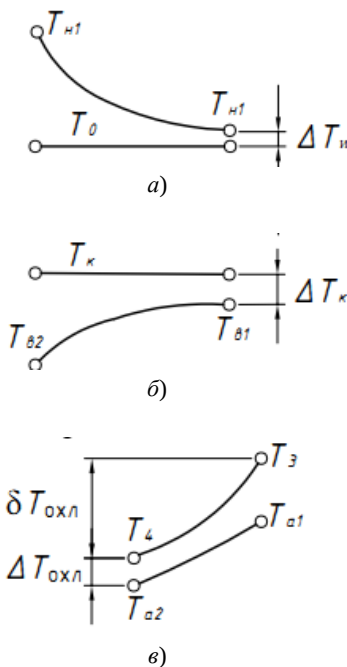
$$\eta_e = \frac{E_{q,x}}{L}. \quad (3.24)$$

### 3.3. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ ТРАНСФОРМАТОРОВ ТЕПЛОТЫ

#### 3.3.1. МЕТОДИКА РАСЧЕТА РЕФРИЖЕРАТОРНОЙ УСТАНОВКИ

Для расчета установки должны быть заданы:

- 1) холодопроизводительность  $Q_0$ ;
- 2) температура  $T_n$  теплоотдатчика. В ситуациях, когда температура охлаждающей среды претерпевает изменения по всей площади теплообмена испарителя, как, например, при использовании охлаждаемого рассола в качестве теплоотдатчика, необходимо определить или установить начальную и конечную температуры этой среды на входе и выходе из аппарата. Диаграмма на рис. 3.5, *a* иллюстрирует динамику температур потоков в испарителе в подобных условиях. Принятая система индексации температур предполагает, что индекс «1» обозначает более высокую температуру, а индекс «2» – более низкую;



**Рис. 3.5. Изменение температуры потоков:**  
*a* – в испарителе; *б* – конденсаторе; *в* – охладителе

3) температура  $T_{\text{в}}$  теплоприемника. В случае, когда температура охлаждающей среды не является постоянной по всей длине конденсатора холодильной установки, требуется обязательное задание или выбор температурных показателей этой среды на входе  $T_{\text{в2}}$  и выходе  $T_{\text{в1}}$  из конденсатора. Динамика изменения температур потоков в конденсаторе проиллюстрирована на рис. 3.5, б;

4) хладагент;

5) схема установки.

Задают или выбирают на основе предварительных технико-экономических расчетов значения меньшей разности температур греющей и нагреваемой сред в испарителе  $\Delta T_{\text{и}}$  и конденсаторе  $\Delta T_{\text{к}}$ .

Определяют температуры испарения и конденсации:

$$T_0 = T_{\text{в2}} + \Delta T_{\text{и}} ; \quad (3.25)$$

$$T_{\text{к}} = T_{\text{в1}} + \Delta T_{\text{к}} . \quad (3.26)$$

Оценивают индикаторный (адиабатный)  $\eta_i$  и электромеханический  $\eta_{\text{эм}}$  КПД компрессора. Наносят процесс работы холодильной установки на термодинамическую диаграмму (рис. 3.2).

Расчет установки производится по формулам:

– массовый расход рабочего агента, кг/с,

$$G = Q_0 / q_0 ; \quad (3.27)$$

– объемная производительность компрессора, м<sup>3</sup>/с,

$$V_1 = G v_1 ; \quad (3.28)$$

– расчетная тепловая нагрузка конденсатора, кДж/с,

$$Q_{\text{к}} = G q_{\text{к}} ; \quad (3.29)$$

– расчетная тепловая нагрузка охладителя, кДж/с,

$$Q_{\text{охл}} = G q_{\text{охл}} , \quad (3.30)$$

– электрическая мощность компрессора, кВт,

$$N_{\text{э}} = Q_0 \varepsilon_{\text{х}} , \quad (3.31)$$

где  $Q_0$  – холодопроизводительность, кДж/с;  $q_0$  – удельный подвод тепла в испарителе, кДж/кг;  $\varepsilon_x$  – удельный расход электрической энергии на выработку холода, безразмерная величина.

Холодильный коэффициент и КПД рефрижераторной установки

$$\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_x} = \frac{\eta_i \eta_{\text{эм}} q_0}{l_a}; \quad (3.32)$$

$$\eta_{e,p} = \frac{E_{\text{вых}}}{E_{\text{вх}}} = \frac{\varepsilon_n}{\varepsilon_x} = \varepsilon_n \varepsilon. \quad (3.33)$$

На рисунке 3.6 показана примерная зависимость холодильного коэффициента  $\varepsilon$  и КПД  $\eta_{e,p}$  одноступенчатой аммиачной компрессионной холодильной установки от температуры испарения  $t_0$  и температуры конденсации  $t_k$ .

При расчете принята средняя разность температур:

а) охлаждаемой среды и кипящего рабочего агента в испарителе

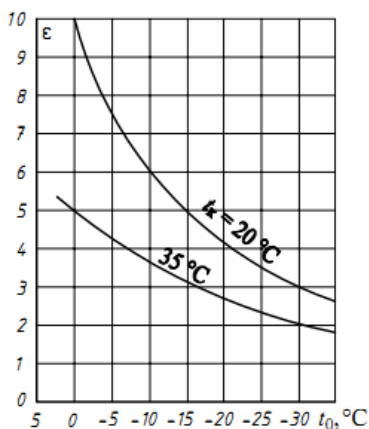
$$\Delta t_{\text{и}} = 5 \text{ K, т.е. } T_0 = T_{\text{н}} - 5; \quad (3.34)$$

б) конденсирующегося рабочего агента и охлаждающей воды в конденсаторе

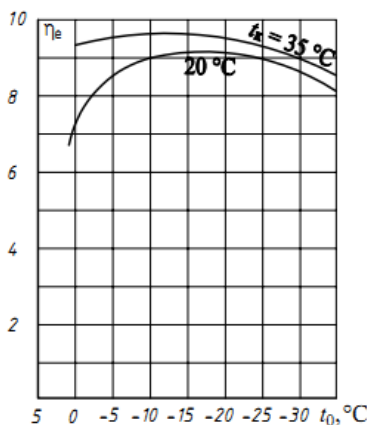
$$\Delta T_k = 5 \text{ K, т.е. } T_k = T_{\text{о.с}} - 5. \quad (3.35)$$

Дополнительное охлаждение жидкого рабочего агента перед дроссельным вентилем  $t_{\text{охл}} = 10 \text{ K}$ . Индикаторный КПД компрессора определен по приближенной формуле  $\eta_i = T_0 / T_k$ . Электромеханический КПД компрессора  $\eta_{\text{эм}} = 0,9$ .

Как видно из рис. 3.6, а, в пределах изменения температуры испарения  $t_0$  от 0 до  $-35^\circ \text{C}$  и в пределах изменения температуры конденсации  $t_k$  от 20 до  $35^\circ \text{C}$  холодильный коэффициент одноступенчатой аммиачной холодильной установки  $\varepsilon$  значительно больше единицы. При повышении температуры испарения  $t_0$  и понижении температуры конденсации  $t_k$  возрастает резко  $\varepsilon$ . Важно отметить, что кривая зависимости  $\eta_e$  от  $t_0$  имеет экстремум, это дает возможность определить область наибольшей энергетической эффективности.



а)



б)

**Рис. 3.6. Холодильные коэффициенты и КПД одноступенчатой аммиачной компрессионной холодильной установки:**

$$a - \varepsilon = f(t_0, t_k); \quad б - \eta_e = f(t_0, t_k)$$

### 3.3.2. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТЕПЛОНАСОСНОЙ УСТАНОВКИ

Для расчета установки должны быть заданы:

- 1) тепловая нагрузка  $Q_R$ , кДж/с;
- 2) температура  $T_n$  теплоотдатчика. Как и при расчете рефрижераторной установки, при переменной температуре  $T_n$  должны быть заданы или выбраны температуры среды на входе и выходе из испарителя установки  $T_{n1}$  и  $T_{n2}$ ;
- 3) температура теплоприемника, которая должна поддерживаться с помощью теплового насоса: при переменной температуре  $T_v$  должна быть задана температура теплоносителя на входе и выходе из конденсатора  $T_{v1}$  и  $T_{v2}$ ;
- 4) рабочий агент;
- 5) принципиальная схема установки.

При большой разности температур ( $T_{v1} - T_{v2}$ ) целесообразно в тепловых насосах устанавливать перед дроссельным вентилем охладитель жидкого рабочего агента и включать его по нагреваемому теплоносителю последовательно за конденсатором.



Расчет схемы установки производится следующим образом.

Задают или выбирают на основе технико-экономических расчетов значение меньшей разности температур между греющей и нагреваемой средами, испарителе  $\Delta T_{и}$ , конденсаторе  $\Delta T_{к}$  и охладителе  $\Delta T_{охл}$ .

Определяют температуры испарения и конденсации:

$$T_0 = T_{и2} + \Delta T_{и}; \quad (3.36)$$

$$T_{к} = T_{в1} + \Delta T_{к}. \quad (3.37)$$

Вычисляют температуру рабочего агента после охладителя:

$$T_4 = T_{в2} + \Delta T_{охл}, \quad (3.38)$$

где  $T_{в2}$  – температура нагреваемой среды перед охладителем.

Оценивают индикаторный (адиабатный) КПД  $\eta_i$  и электромеханический КПД  $\eta_{эм}$  компрессора.

Наносят процесс на термодинамическую диаграмму и определяют его основные параметры.

Дальнейший расчет установки проводится так же, как и для рефрижераторных установок.

Электрическая мощность компрессора

$$N_{э} = Q_{в} \varepsilon_{тн}, \quad (3.39)$$

где  $Q_{в}$  – тепловая нагрузка теплового насоса;  $\varepsilon_{тн}$  – удельный расход электрической энергии на единицу полученного тепла:

$$\varepsilon_{тн} = \frac{l}{q} = \frac{l_i}{\eta_{эм} q} = \frac{l_a}{\eta_i \eta_{эм} q}. \quad (3.40)$$

Коэффициент трансформации  $\mu$  и КПД  $\eta_{e,тн}$  теплового насоса:

$$\mu = \frac{1}{\varepsilon_{тн}} = \frac{\eta_i \eta_{эм} q}{l_a}; \quad (3.41)$$

$$\eta_{e,тн} = \frac{E_{вых}}{E_{вх}} = \frac{\varepsilon_{в}}{\varepsilon_{тн}} = \varepsilon_{в} \mu. \quad (3.42)$$

### 3.4. ПРИМЕНЕНИЕ ТЕПЛОНАСОСНЫХ УСТАНОВОК ДЛЯ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Тепловые насосы обладают широким спектром применения в различных инженерных системах зданий и промышленных объектов. Они могут использоваться для отопления помещений, создания систем кондиционирования воздуха, обеспечения горячего водоснабжения, а также для поддержки технологических процессов на предприятиях. Тем не менее решение об их внедрении должно быть тщательно проанализировано с точки зрения технической целесообразности и экономической выгоды.

На рисунке 3.7 показана схема системы теплоснабжения, использующей тепловые насосы. Охлажденная вода из системы отопления поступает по обратному трубопроводу к сетевому насосу СН. Этот насос подает воду в два последовательно соединенных конденсатора К1 и К2, которые нагревают ее до температуры  $t$ . Затем эта подогретая вода циркулирует в системе отопления, отдавая тепло помещениям. После охлаждения до температуры  $t_2$  вода возвращается в теплонасосную установку для повторного нагрева.

Тепловой насос забирает тепло из низкотемпературных источников, таких как вода или воздух, и направляет его в испаритель. Там рабочее тело переходит в газообразное состояние. Полученный пар под давлением  $P_0$  поступает в первый компрессор КМ1, где его давление увеличивается до  $P_{k1}$ .

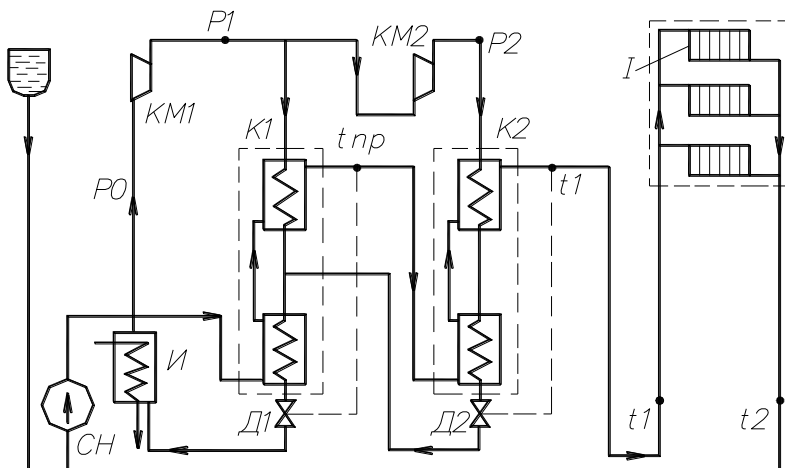


Рис. 3.7. Схема теплоснабжения с помощью тепловых насосов

Затем пар разделяется: одна часть идет в конденсатор К1 для отдачи тепла, а другая – во второй компрессор КМ2 для дальнейшего сжатия до давления  $P_{к2}$ . После этого пар поступает в конденсатор К2, где он нагревает теплоноситель, повышая его температуру с промежуточного значения  $t_{пр}$  до  $t_1$ . Жидкое рабочее тело, сконденсировавшееся в К2, проходит через дроссельный вентиль Д2 и попадает в конденсатор К1. Весь конденсат из К1, пройдя через дроссельный вентиль Д1, возвращается в испаритель, завершая рабочий цикл.

Режим работы установки зависит от температуры окружающей среды. Система работает в двух режимах в зависимости от температуры. При умеренных условиях задействован только компрессор КМ1, и все рабочее вещество поступает в конденсатор К1. Регулировка температуры теплоносителя осуществляется с помощью дроссельного вентиля Д1.

При более низких температурах в работу вступают компрессор КМ2 и конденсатор К2. Диапазон температур от  $t_{пр}$  до  $t_1$  контролируется дроссельным вентилем Д2. В некоторых случаях верхнюю ступень теплового насоса можно заменить электрическим нагревателем. Это снижает начальные затраты на оборудование, но приводит к увеличению расхода электроэнергии.

Для обеспечения круглогодичного климат-контроля в южных регионах популярны компактные автоматизированные теплонасосные системы, предназначенные для небольших домов и отдельных помещений. Эти устройства используют наружный воздух как источник тепла. Переключение между режимами обогрева и охлаждения происходит за счет изменения направления циркуляции рабочего вещества. В компактных установках, где в качестве дросселирующего устройства применяется капиллярная трубка, такая перестройка не вызывает затруднений.

В начале нулевых была реализована первая в России теплонасосная система горячего водоснабжения многоэтажного дома. В системе горячего водоснабжения были задействованы низкопотенциальные источники энергии, а именно геотермальное тепло поверхностных слоев Земли и тепло отработанного воздуха из системы вентиляции. Центральный узел подготовки горячей воды, размещенный в подвале, состоял из компрессионных парожидкостных тепловых насосов, буферных емкостей, систем аккумулирования низкотемпературного тепла, циркуляционных насосов и контрольно-измерительной аппаратуры.

Основным элементом системы геотермального теплоснабжения являлись вертикальные коаксиальные грунтовые теплообменники, выполненные в виде 8 скважин глубиной 32...35 м, расположенных по внешнему периметру здания.

Система утилизации тепла вентиляционного воздуха предусматривала установку теплообменников-рекуператоров в вытяжных вентиляционных камерах. Эти теплообменники были гидравлически связаны с испарителями тепловых насосов, что обеспечивало более глубокое охлаждение вытяжного воздуха и эффективное использование его тепловой энергии для производства горячей воды.

Реализация системы сбора тепла вентиляции заключалась в следующем: удаляемый из помещений воздух собирался в коллектор, затем с помощью вытяжного вентилятора проходил через теплообменник-рекуператор, где отдавал тепло, охлаждался и выводился в атмосферу. Теплообменник был соединен с испарителем теплового насоса через промежуточный контур, циркуляцию в котором обеспечивал насос. Нагретая вода из конденсатора теплового насоса направлялась в систему горячего водоснабжения.

Для сглаживания колебаний потребления горячей воды при нестабильном режиме работы тепловых насосов были предусмотрены накопительные баки.

## **4. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАГНЕТАТЕЛЬНЫХ И РАСШИРИТЕЛЬНЫХ МАШИН ТРАНСФОРМАТОРОВ ТЕПЛОТЫ**

---

### **4.1. НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ**

Машины, предназначенные для увеличения давления и перемещения рабочего вещества, называются нагнетательными. Их конкретное назначение и наименование зависят от того, насколько сжимаемым является это рабочее вещество.

Насосы и вентиляторы – машины работают с практически несжимаемыми средами (например, жидкостями или воздухом при низком давлении), и их основная задача – перемещение вещества.

Компрессоры – предназначены для работы со сжимаемыми газами. Компрессоры не только перемещают газ, но и значительно повышают его давление, обеспечивая его циркуляцию в системе.

Расширительные машины служат для охлаждения рабочего тела внутри установки. Это достигается за счет его расширения, в процессе которого машина совершает внешнюю работу.

Машины можно разделить на две основные группы по принципу их работы:

- объемные машины – к ним относятся поршневые, ротационные (пластинчатые и винтовые) и мембранные устройства. В таких машинах изменение давления рабочего тела происходит за счет изменения объема, который оно занимает. Это достигается путем прямого взаимодействия рабочего тела с движущимися частями машины, такими как поршни, пластины или мембраны;

- кинетические машины – эта категория включает турбокомпрессоры (осевые и центробежные) и струйные компрессоры. В кинетических машинах изменение давления и температуры рабочего тела происходит благодаря использованию сил инерции, возникающих в движущемся потоке вещества. Расширительные машины, работающие по кинетическому принципу (осевые и радиальные), получили название турбодетандеров.

Машины можно разделить на две основные категории в зависимости от того, как они взаимодействуют с теплом:

- адиабатные машины – в этих машинах (компрессорах и детандерах) нет целенаправленного обмена теплом с окружающей средой;

- неадиабатные машины;

- неадиабатный компрессор – в таком компрессоре специально организован отвод тепла от рабочего вещества (газа) в окружающую среду. Это делается для того, чтобы снизить количество энергии, необходимой для сжатия газа;

- неадиабатный детандер – в этом устройстве в процессе расширения газа происходит подвод тепла от объекта, который нужно охладить.

По количеству этапов сжатия или расширения машины делятся на:

- одноступенчатые – процессы сжатия или расширения происходят за один этап;

- многоступенчатые – процесс разделен на несколько этапов. Использование многоступенчатого процесса в компрессорах и детандерах помогает уменьшить потери энергии, связанные с необратимостью процессов, поскольку в каждой ступени отношение давлений становится меньше.

Компрессоры для газов (воздух, азот, водород, гелий) принципиально не отличаются от компрессоров, используемых в энергетических установках. Различия в физических свойствах этих газов влияют только на рабочие характеристики самого компрессора.

Выбор давлений:

- в газовых холодильных и криогенных установках – давления на выходе (нагнетания) и на входе (всасывания) могут выбираться относительно свободно. Этот выбор зависит от того, как работают другие компоненты системы, такие как детандеры и теплообменники;

- в установках для сжижения газов (газожидкостных) – свободно можно выбирать только давление на выходе. Давление на входе тесно связано с температурой, при которой газ конденсируется или испаряется;

- компрессоры для хладагентов (фреоны, аммиак, некоторые углеводороды) в тепловых насосах – в таких системах давления на выходе и входе напрямую зависят от заданных рабочих температур установки.

Давление нагнетания определяется температурой охлаждающей среды (воды, воздуха) или рабочего тела верхней ступени каскада, а давление всасывания – температурой испарения рабочего тела и вне которой ступени тепловой нагрузкой испарителя. Компрессоры парожидкостных установок работают в широком диапазоне отношений давлений нагнетания и всасывания.

Особенность этих машин в том, что пары рабочего тела могут поступать в компрессор из испарителя при температуре значительно ниже температуры окружающей среды. Физические свойства жидкой и паровой фаз определяют возможность реализации процесса расширения рабочего тела в двухфазной области.

Для каждого из рабочих тел с  $T_{кр} > T_{о.с}$  свойства жидкости и пара, особенно плотность, значительно различаются, поэтому осуществление процесса расширения с образованием жидкости в объемных машинах затруднено из-за возможности возникновения гидравлических ударов.

Для рабочих тел с  $T_{кр} \ll T_{о.с}$  плотности жидкости и пара различаются меньше; это позволяет реализовать расширение в двухфазной области, что приводит в ряде случаев к повышению КПД установки.

По характеру связи рабочего объема машины с внешней средой нагнетательные и расширительные машины разделяются на герметичные и негерметичные.

## **4.2. ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРОЦЕССОВ**

### **4.2.1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ**

Расширением называется изменение состояния рабочего тела, при котором его удельный объем увеличивается. В машинах, предназначенных для расширения, этот процесс неизбежно приводит к тому, что рабочее тело совершает внешнюю работу.

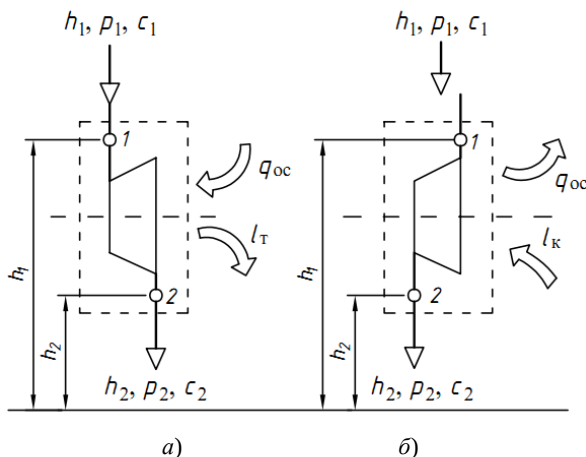
Сжатием же именуется процесс, в ходе которого удельный объем рабочего тела уменьшается. В машинах, осуществляющих сжатие, для этого требуется приложить внешнюю работу или ее эквивалент в виде эксергии.

Анализ процессов сжатия и расширения в количественном выражении опирается на фундаментальные принципы термозаконодинамики и их производные. Как будет продемонстрировано далее, в большинстве сценариев для описания как сжатия, так и расширения применим общий математический аппарат, а ключевые характеристики процесса обусловлены исключительно знаком направления энергетического потока.

#### **4.2.1.1. Применение первого закона термодинамики**

Для элементарного процесса и системы машина–окружающая среда (рис. 4.1) уравнение энергетического баланса имеет вид

$$\pm \delta l \pm \delta q = dh + dc^2 / 2 + d(gz) . \quad (4.1)$$



**Рис. 4.1. Поток энергии в системе машина–окружающая среда:**

*а* – расширитель; *б* – нагнетатель

Суммарные значения потоков энергии в форме тепла и работы  $l$ , которыми машина обменивается через контрольную поверхность, равны изменению энтальпии рабочего тела  $h$ , кинетической  $c^2/2$  и потенциальной  $gh$  энергии.

Знак «+» соответствует подводу, а «−» – отводу энергии от машины.

Интегрируя уравнение в пределах, соответствующих сечениям входа в машину и выхода из нее (индексы 1 и 2), получаем:

– для нагнетателя

$$l_K = h_2 - h_1 + (c_2^2 - c_1^2)/2 \pm q + g(z_2 - z_1); \quad (4.2)$$

– для расширителя

$$l_d = h_1 - h_2 + (c_1^2 - c_2^2)/2 \pm q + g(z_2 - z_1). \quad (4.3)$$

Последний член правой части уравнения играет существенную роль лишь в машинах, работающих на жидкостях (насосах и гидротурбинах), при описании процесса в газовых машинах им можно пренебречь.

Введя величины полных энтальпий (энтальпий торможения), получим соответственно

$$l_K = h_2^* - h_1^* \pm q; \quad (4.4)$$



$$l_d = h_1^* - h_2^* \pm q, \quad (4.5)$$

где  $h^* = h + c^2 / 2$ .

В большинстве случаев процессы в машинах с достаточной степенью точности можно считать адиабатными ( $q = 0$ ), если не предусмотрена специально интенсификация теплообмена с внешней средой.

Для таких машин уравнения (4.4) и (4.5) имеют вид

$$l_k = h_2^* - h_1^*; \quad (4.6)$$

$$l_d = h_1^* - h_2^*. \quad (4.7)$$

В случае  $l = 0$  охлаждение газа при расширении (если не считать дроссель-эффект) невозможно, так как разность энтальпий определяется только изменением скорости и при торможении потока становится равной нулю.

При равенстве скоростей на входе в машину и выходе из нее ( $c = c_2$ ), если газ близок к идеальному, можно пользоваться уравнениями:

$$l_k = c_p(T_2 - T_1); \quad (4.8)$$

$$l_d = c_p(T_1 - T_2). \quad (4.9)$$

Последние выражения удобны для оценки работы и КПД машин по данным испытаний. При этом следует обеспечить тщательность замера начальной и особенно конечной температур потока рабочего тела, особенно в турбодетандерах, где возможна существенная неравномерность температур по сечению трубопровода.

#### 4.2.1.2. Применение второго закона термодинамики

В применении к рассматриваемым машинам второй закон термодинамики может быть записан в виде уравнения эксергетического баланса.

В частном случае:

– для компрессора

$$l = \Delta e + e_q + \sum d_i; \quad (4.10)$$

– для детандера

$$\Delta e + e_q = l + \sum d_i, \quad (4.11)$$

где  $l$  – работа на единицу массы рабочего тела;  $\Delta e$  – изменение эксергии рабочего тела;  $e_q$  – эксергия отводимого или подводимого тепла;  $\sum d_i$  – сумма внутренних потерь эксергии.

## 4.2.2. КОЭФФИЦИЕНТЫ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ

### 4.2.2.1. Нагнетательные машины

Для машины с отводом тепла при условии  $T = \text{const}$  минимальная работа сжатия определяется величиной  $l_k = RT \ln(p_2/p_1)$ , а КПД, называемый изотермическим:

$$\eta_{\text{из}} = RT \ln(p_2/p_1) / l_k. \quad (4.12)$$

Для машины без теплообмена с внешней средой работа сжатия

$$l_k = \frac{k}{k-1} RT_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \quad (4.13)$$

а КПД, называемый изоэнтропным (адиабатным) или индикаторным, для машин объемного действия

$$\eta_{0,i} = \eta_{\text{ад}} = \frac{k}{k-1} RT_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] / l_k. \quad (4.14)$$

Для условия  $q = 0$  работа, подведенная к компрессору, может быть выражена разностью энтальпий действительной в конце сжатия и начальной  $l_k = h_2 - h_1$ , а формула для КПД приобретает вид, удобный для оценок по данным испытаний компрессора:

$$\eta_{0,i} = \eta_{\text{ад}} = \frac{\left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{T_2/T_1 - 1}. \quad (4.15)$$

Величина  $\eta_{ад}$  широко используется для оценки качества процесса в неохлаждаемых ступенях компрессоров, а также для оценки процесса в неохлаждаемой машине в целом по конечным и начальным параметрам.

Для охлаждаемой машины эксергетический КПД компрессора равен изотермическому:

$$\eta_e = \eta_{из} = \Delta e_{из} / l_k = (e_2 - e_1)_{из} / l_k . \quad (4.16)$$

Значение  $\Delta e_{из}$  определяется работой изотермического сжатия и может быть найдено из эксергетической диаграммы состояния, по формуле или специальным номограммам, построенным с учетом реальных свойств газа.

Для неохлаждаемых машин КПД

$$\eta_e = \Delta e_{из} / \Delta h = (e_2 - e_1)_{из} / \Delta h . \quad (4.17)$$

Эксергетический КПД многоступенчатого компрессора с неохлаждаемыми ступенями

$$\eta_e = \sum \Delta e_{из} / \Delta h . \quad (4.18)$$

Вводя для каждой ступени величину

$$\lambda = \Delta h / \sum \Delta h_i \quad (4.19)$$

и используя значения КПД отдельных ступеней

$$\eta_{e,1} = \Delta e_{из1} / \Delta h_1 , \quad (4.20)$$

$$\eta_{e,2} = \Delta e_{из2} / \Delta h_2 , \quad (4.21)$$

и т.д., получаем

$$\eta_e = \eta_{e,1} \lambda_1 + \eta_{e,2} \lambda_2 + \dots + \eta_{e,i} \lambda_i = \sum \eta_{e,i} \lambda_i . \quad (4.22)$$

Таким образом, общий КПД  $\eta_e$  компрессора выражается через КПД  $\eta_{e,i}$  отдельных ступеней. В частном случае при равенстве всех КПД ступеней КПД  $\eta_e$  и  $\eta_{e,i}$  совпадают.

Выражение (4.22) дает возможность анализировать влияние КПД отдельных ступеней на КПД машины в целом.

#### 4.2.2.2. Расширительные машины

Отношение работы  $l$ , полученной в расширителе, к максимально возможной работе расширения  $l_{\text{ид}}$  названо внутренним относительным КПД расширителя:

$$\eta_{0,i} = l/l_{\text{ид}}. \quad (4.23)$$

Значение  $l_{\text{ид}}$  для идеального газа по аналогии с  $l$  для нагнетательных машин определяется уравнением изоэнтропного расширения:

$$\eta_{\text{ид}} = \frac{k}{k-1} RT_1 \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (4.24)$$

Внутренний относительный КПД низкотемпературных расширительных машин вычисляется по энтальпиям рабочего тела, полученным посредством замера температур и давлений:

$$\eta_{0,i} = \frac{h_1 - h_2}{\frac{k}{k-1} RT_1 \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}. \quad (4.25)$$

Если в диапазоне параметров расширительной машины свойства газа близки к идеальным, то этот КПД может быть представлен через отношения температур и давлений, что очень удобно для обработки опытных данных:

$$\eta_{0,i} = \frac{1 - T_2/T_1}{1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}}, \quad (4.26)$$

где  $T_2$  – действительная температура на выходе из расширительной машины.

## 5. АБСОРБЦИОННЫЕ ТРАНСФОРМАТОРЫ ТЕПЛОТЫ

### 5.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О БИНАРНЫХ СМЕСЯХ

В абсорбционных холодильных установках в качестве рабочего вещества используется комбинация двух компонентов: хладагента (чаще всего аммиака или воды) и вещества, которое его поглощает (абсорбента). Абсорбент способен растворять хладагент и поглощать его пары из общей паровой смеси. Например, для аммиака абсорбентом служит вода, а для воды – бромистый литий. Важно, чтобы температура кипения хладагента была значительно ниже температуры кипения абсорбента.

Для понимания принципов функционирования абсорбционного холодильника целесообразно проанализировать термодинамические свойства бинарных смесей. На фазовой диаграмме  $t-C_x$  (рис. 5.1), построенной при постоянном давлении  $p$ , линия  $AaB$  отображает зависимость температуры кипения смеси от массовой концентрации хладагента  $C_x$ . При  $C_x = 0$  (точка  $A$ ) наблюдается температура кипения абсорбента  $t_{на}$ , а при  $C_x = 1,0$  (точка  $B$ ) – температура кипения чистого хладагента  $t_{их}$ . Для интервала концентраций  $0 < C_x < 1,0$  температура кипения смеси  $t_{см}$  находится в промежуточном диапазоне. Область, расположенная ниже линии  $AaB$ , соответствует жидким фазовым состояниям бинарной смеси.

Когда жидкая смесь нагревается до точки кипения (например, до температуры, соответствующей точке «а»), она начинает активно испаряться.

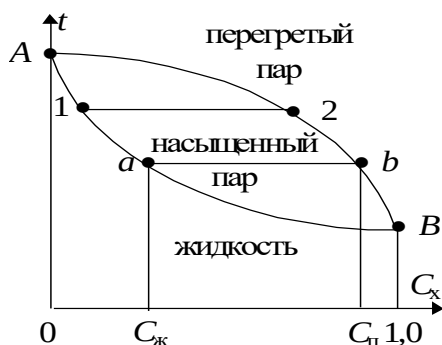


Рис. 5.1. Фазовая диаграмма бинарной смеси

Однако компоненты смеси испаряются с разной скоростью. Тот компонент, у которого температура кипения ниже (в нашем случае это хладагент), испаряется быстрее. В итоге, при достижении равновесия между жидкостью и паром концентрация хладагента в паровой фазе (обозначим ее как  $C_{п}$ ) будет значительно выше, чем его концентрация в жидкой фазе  $C_{ж}$ , что показано точкой «b».

Линия  $AbB$  на графике представляет собой состояние сухого насыщенного пара смеси. Если этот сухой насыщенный пар продолжить нагревать, он превратится в перегретый пар с определенным соотношением компонентов. Область перегретого пара находится выше линии  $AbB$ .

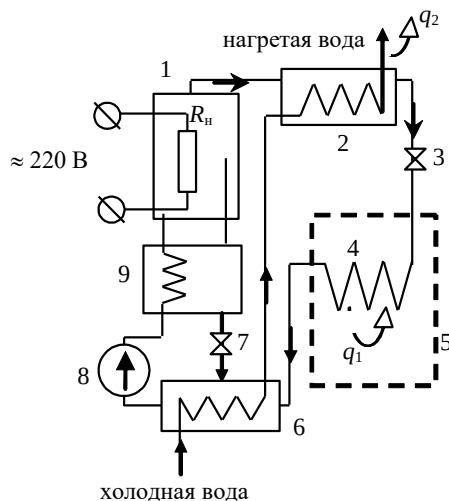
В закрытой системе по мере кипения количество хладагента в жидкой фазе уменьшается. Это приводит к тому, что процесс движется от точки «a» к точке «1», при этом температура кипения смеси постепенно повышается.

Теперь рассмотрим обратный процесс – конденсацию насыщенного пара бинарной смеси, зная, что при испарении хладагент концентрируется в паре.

Представим насыщенный пар с высокой концентрацией хладагента (точка «b»), который контактирует с жидкостью, где концентрация хладагента значительно ниже (например, в точке «1»). Поскольку температура кипения этого пара ниже, чем у жидкости, он находится в переохлажденном состоянии. В результате пар будет конденсироваться или, точнее, поглощаться (абсорбироваться) жидкостью. Постепенно, за счет избытка хладагента в поглощаемом паре, его концентрация в жидкой смеси будет расти, и процесс будет развиваться по линии. Отметим, что для выпаривания раствора необходимо подводить теплоту, а при обратном процессе – адсорбции хладагента – выделяется теплота парообразования.

## **5.2. АБСОРБЦИОННЫЕ ВОДОАММИАЧНЫЕ ТЕПЛОТРАНСФОРМАТОРЫ**

Структурная схема абсорбционной водоаммиачной установки, иллюстрирующая принцип работы и термодинамический цикл абсорбционного холодильника, представлена на рис. 5.2.



**Рис. 5.2. Схема абсорбционной водоаммиачной установки:**

- 1 – парогенератор; 2 – конденсатор; 3 – дроссельный вентиль 1;  
 4 – испаритель; 5 – охлаждаемое помещение; 6 – абсорбер;  
 7 – дроссельный вентиль 2; 8 – циркуляционный насос;  
 9 – теплообменник

Система работает по замкнутому циклу, где ключевую роль играет аммиак как хладагент. Рассмотрим основные этапы.

1. Нагрев и испарение. В парогенераторе 1 электронагреватель  $R_n$  нагревает водный раствор аммиака примерно до  $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ . При этой температуре раствор закипает, выделяя пар. Этот пар состоит в основном из аммиака, его концентрация в паре значительно выше, чем в исходном растворе. Концентрация водяного пара, наоборот, очень низкая.

2. Конденсация. Полученная пароаммиачная смесь поступает в конденсатор 2, где охлаждается, например проточной водой. Пар конденсируется, превращаясь в жидкую смесь с высокой концентрацией аммиака. Несмотря на снижение давления при конденсации, оно остается достаточно высоким, близким к давлению насыщенного пара аммиака при температуре конденсатора (например,  $0,8572\text{ МПа}$  при  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ).

3. Дросселирование и охлаждение. Жидкость затем проходит через дроссельное устройство 3. Здесь происходит резкое снижение давления, что приводит к значительному охлаждению смеси благодаря свойствам аммиака.

4. Испарение в охлаждаемом помещении. Охлажденная парожидкостная смесь поступает в испаритель 4, расположенный в охлаждаемом помещении 5. За счет тепла, забираемого из помещения, жидкость испаряется. Образовавшийся пар с высокой концентрацией аммиака направляется в абсорбер 6.

5. Поступление слабого раствора. Одновременно в абсорбер 6 поступает и слабый водный раствор аммиака. Этот раствор получается после выпаривания в парогенераторе и проходит предварительное охлаждение и дросселирование в дроссельном вентиле 7, где также немного охлаждается.

6. Поглощение аммиака. В абсорбере 6 при относительно низкой температуре смешиваются жидкий слабый раствор аммиака и пар с высокой его концентрацией. Аммиак из пара поглощается (абсорбируется) жидким раствором, увеличивая его концентрацию. При этом жидкая смесь нагревается за счет тепла, выделяющегося при конденсации пара.

7. Циркуляция и повторение цикла. Концентрированный раствор из абсорбера с помощью циркуляционного насоса 8 возвращается в парогенератор 1, и цикл повторяется.

Тепло, которое несет слабый раствор, выходящий из парогенератора, используется в теплообменнике 9 для дополнительного подогрева концентрированного раствора, поступающего из абсорбера. Это повышает эффективность системы.

Важно отметить, что концентрированный раствор аммиака плотнее слабого раствора и тем более пара. Правильное расположение аппаратов по высоте позволяет создать систему, где циркуляция жидкости происходит естественным образом (за счет разницы плотностей и конвекции), без необходимости использования циркуляционного насоса и движущихся частей.

### **5.3. АБСОРБЦИОННЫЕ БРОМИСТОЛИТИЕВЫЕ ТЕПЛОТРАНСФОРМАТОРЫ**

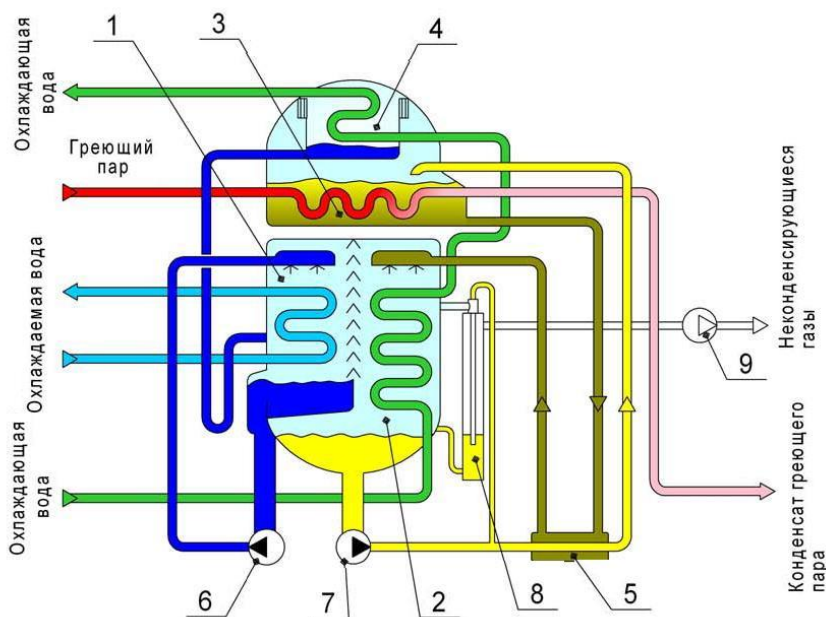
Бромистолитиевые теплотрансформаторы – это эффективные устройства, основанные на физическом свойстве водного раствора бромистого лития. Этот раствор способен поглощать значительные объемы водяного пара даже при низких температурах. Благодаря этому, машины способны производить охлажденную воду с температурой 5...8 °С, что критически важно для множества технологических процессов. Они нахо-



дят широкое применение в системах кондиционирования крупных гражданских и промышленных объектов, а также в системах охлаждения производственного оборудования и продукции.

По сути, бромистолитиевые машины являются вакуум-водяными установками (рис. 5.3). В них создается глубокий вакуум (порядка 6...8 мм рт. ст.), что приводит к кипению воды при пониженной температуре. Охлаждение оставшейся воды происходит за счет испарения ее части. Таким образом, вода в системе выполняет двойную функцию: она является хладагентом (испаряясь) и хладоносителем (циркулируя к потребителям). Этот рабочий цикл имеет много общего с процессом, протекающим в водоаммиачных холодильных машинах.

Для нагрева машин с одноступенчатой регенерацией раствора обычно используют пар низкого давления (0,10...0,15 МПа) или горячую воду (90...115 °С). Агрегаты, работающие на паре или воде, имеют компактную моноблочную конструкцию.



**Рис. 5.3. Схема бромистолитиевой установки:**

- 1 – испаритель; 2 – абсорбер; 3 – парогенератор; 4 – конденсатор;
- 5 – теплообменник; 6 – насос хладагента; 7 – насос растворный;
- 8 – газоотделитель; 9 – насос вакуумный

Машины с прямым нагревом от топлива (огневым обогревом) состоят из отдельного блока – парогенератора, оснащенного системой подачи топлива, отвода дымовых газов и другими элементами. Такие установки могут функционировать как тепловые насосы, обеспечивая отопление и горячее водоснабжение.

Теплообменные поверхности в аппаратах выполнены в виде горизонтальных пучков тонкостенных труб. Все процессы в холодильной машине происходят в условиях вакуума. Охлаждаемая вода подается в трубы испарителя. Там она охлаждается до требуемой температуры благодаря испарению хладагента – воды, которая тонкой пленкой стекает по внешней поверхности труб. Для равномерного орошения труб испарителя используется циркуляционный насос, подающий хладагент.

Из испарителя в абсорбер поступает водяной пар с температурой 2...4 °С. В абсорбере этот пар поглощается концентрированным раствором бромистого лития, который стекает по трубам в виде пленки. Тепло, выделяющееся в процессе абсорбции, отводится охлаждающей водой, циркулирующей внутри труб.

В результате абсорбции пара хладагента концентрированный раствор бромистого лития разбавляется, становясь слабым. Этот слабый раствор собирается в поддоне абсорбера и затем перекачивается насосом в растворный теплообменник. Там он нагревается и направляется в генератор. В генераторе слабый раствор подвергается испарению под действием тепла от греющей среды.

Концентрированный раствор, полученный после испарения в генераторе, поступает в регенеративный теплообменник. Здесь он охлаждается за счет слабого раствора, а затем используется для орошения абсорбера. Пар, образовавшийся в генераторе, направляется в конденсатор, где он превращается в жидкость (конденсат) на поверхности теплообменных труб. Этот конденсат, являющийся хладагентом, возвращается в испаритель через гидрозатвор. Тепло, выделяющееся при конденсации, отводится охлаждающей водой, протекающей через трубы конденсатора.

Холодильные машины оснащены автоматизированной системой управления и мониторинга. Эта система обеспечивает регулирование холодопроизводительности в диапазоне от 20 до 110%, защищает оборудование при возникновении нештатных ситуаций, а также проводит диагностику рабочих режимов и состояния компонентов. Встроенный контроллер позволяет записывать и сохранять все рабочие параметры машины. Предусмотрена возможность передачи этой информации на удаленный компьютер.

## 6. СТРУЙНЫЕ ТРАНСФОРМАТОРЫ ТЕПЛОТЫ

Назначение струйных (эжекторных) трансформаторов теплоты такое же, как и у абсорбционных – они служат источником холода в системах кондиционирования воздуха. Рабочим телом для таких машин могут служить некоторые фреоны и их смеси, аммиак и другие вещества, отвечающие требованиям, предъявляемым к холодильным агентам. Но чаще всего в промышленных условиях такие холодильные машины работают на воде. При этом для достижения необходимых температур кипения воды ( $7 \dots 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ) в испарителях таких машин приходится поддерживать очень низкое давление насыщения водяных паров ( $0,005 \dots 0,010 \text{ бар}$ ).

Устройство и принцип действия таких машин позволяет понять рис. 6.1.

Рабочий пар из парообразователя, обогреваемого технологическим греющим паром (или водой) с температурой  $50 \dots 70 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , поступает в эжектор, который подсасывает (эжектирует) водяной пар, образовавшийся при кипении воды в испарителе установки. Смесь рабочего пара и эжектируемого из испарителя холодного пара сжимается до давления конденсации за счет падения скорости движения паровой смеси в диффузоре.



Рис. 6.1. Схема струйного (эжекторного) трансформатора теплоты

В конденсаторе пар, конденсируясь, отдает теплоту парообразования охлаждающей воде. Часть образовавшегося конденсата возвращается насосом снова в парообразователь, а другая часть дросселируется в дроссельном вентиле и направляется в испаритель, где и испаряется за счет теплоты, отбираемой от охлаждаемой воды. Охладившись, эта вода по трубопроводам подается потребителю холода.

Анализируя представленную схему, можно выделить на ней 2 одновременно реализуемых цикла. Парообразователь, эжектор (создает работу проталкивания газа), конденсатор и насос, включенные последовательно, реализуют прямой тепловой цикл. Другая группа устройств (эжектор, конденсатор, дроссельное устройство и испаритель) включенных также последовательно, образует обычный парожидкостный холодильный цикл.

Рассмотрим подробнее эту особенность организации процессов с помощью  $Ts$ -диаграммы (рис. 6.2). Рабочий пар из котла давлением  $p_1$  (точка 1) расширяется изоэнтропно в сопловой части эжектора до давления  $p_0$  (процесс 1–2). Одновременно из испарителя подсасывается холодный насыщенный пар с параметрами точки 9. Процесс смешения идет по линии, соединяющей точки 2 и 9. Положение точки 3 смеси определяется массовыми долями каждой из компонент смеси, т.е. коэффициентом подмешивания эжектора.

Влажный пар, образованный смешиванием потоков, поступающих из сопла и от испарителя, далее также изоэнтропно сжимается в диффузоре эжектора (процесс 3–4) до давления  $p_n$ . Далее пар, попадая в конденсатор, конденсируется, это отражается процессом 4–5.

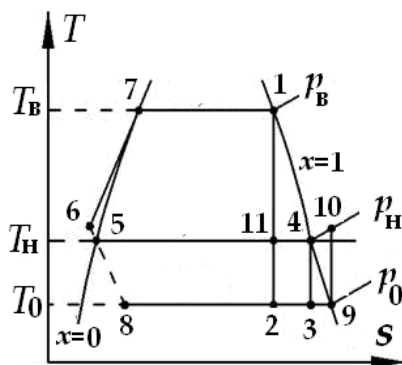


Рис. 6.2.  $Ts$ -диаграмма цикла струйного теплотрансформатора

Следующий процесс холодильной части установки – это процесс 5–8, отражающий дросселирование части конденсата, поступающего в испаритель. Температура воды в результате дросселирования уменьшается, часть воды испаряется, получается влажный пар. Далее в испарителе в процессе 8–9 осуществляется выкипание хладагента (воды).

В прямом цикле, где процессы протекают поочередно по направлению движения часовой стрелки, другая часть полученного конденсата сжимается до давления  $p_v$  в насосе (процесс 5–6), а затем в парообразователе в процессах 6–7–1 – сначала нагревается до температуры  $T_v$  и далее перегревается до температуры  $T_1$ .

Таким образом, прямой цикл совершается по круговому процессу 1–2–3–4–5–6–7–1, круговой процесс 9–3–4–5–8–9 является обратным (холодильным) циклом.

В термодинамическом отношении парожекторные холодильные машины менее совершенны, чем абсорбционные или компрессионные. Это объясняется низким КПД эжекторов при сжатии пара. Недостатком этих машин является и то, что эжектор эффективно работает только при полной расчетной нагрузке, когда через него проходит строго определенное количество пара. На частичных режимах эффективность и надежность работы эжектора существенно уменьшается.

Применение парожекторных холодильных машин оправдано при наличии дешевого технологического пара (или воды) и достаточного количества охлаждающей воды.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

---

В завершении учебного пособия «Основы трансформации теплоты» следует отметить, что за рамками рассмотренного материала осталось еще множество отдельных важных моментов, связанных с получением искусственного холода, используемого в самых разнообразных сферах жизнедеятельности человека.

При изложении материала учебного пособия автор постарался сосредоточить свое внимание на вопросах классификации и типах трансформаторов теплоты, применяемых в системах хладоснабжения, а также на методиках их расчета.

Учебное пособие призвано вооружить студентов знаниями, позволяющими подойти к проектированию и эксплуатации систем хладоснабжения достаточно подготовленными. При этом необходимые уточнения и дополнения студенты должны почерпнуть при самостоятельном изучении технической литературы и нормативной документации.

При подготовке учебного пособия автор стремился по возможности лаконично изложить учебный материал, при этом широко использовались различные схемы и рисунки, позволяющие наглядно представлять особенности того или иного процесса.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

---

1. Ляшков, В. И. Нагнетатели, тепловые двигатели и термотрансформаторы в системах энергообеспечения предприятий : учебное пособие / В.И. Ляшков. – М. : ИНФРА-М, 2023. – 218 с.
2. Соколов, Е. Я. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения : учебное пособие / Е. Я. Соколов, В. М. Бродянский. – 2-е изд., перераб. – М. : Энергоиздат, 1981. – 320 с.
3. Луканин, П. В. Низкотемпературные процессы и установки : учебное пособие / П. В. Луканин, Г. А. Морозов. – СПб. : ВШТЭ СПбГУПТД, 2022. – 135 с.
4. Дячек, П. И. Холодильные машины и установки : учебное пособие / П. И. Дячек – Ростов н/Д : Феникс, 2007. – 424 с.
5. Карагузов, В. И. Низкотемпературные машины : учебное пособие / В. И. Карагузов – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2016. – 232 с.
6. Мартынов, А. В. Установки для трансформации тепла и охлаждения: сборник задач : учебное пособие / А. В. Мартынов. – М. : Энергоиздат, 1989. – 200 с.
7. Холодильные машины : учебник / А. В. Бараненко, Н. Н. Бухарин и др. ; под общ. ред. Л. С. Тимофеевского. – СПб. : Политехника, 1997. – 992 с.
8. Бродянский, В. М. Эксергетический метод термодинамического анализа / В. М. Бродянский. – М. : Энергия, 1973. – 296 с.
9. Луканин, П. В. Эксергетические методы оценки эффективности теплотехнологических установок : учебное пособие / П. В. Луканин, В. Г. Казаков, О. С. Смирнова ; Министерство образования и науки Российской Федерации, Санкт-Петербургский государственный технологический университет растительных полимеров. – СПб. : СПбГУРП, 2011. – 93 с.
10. Малинина, О. С. Низкотемпературные системы. Введение и инновационные направления развития : учебно-методическое пособие / О. С. Малинина, А. А. Малышев. – СПб. : Университет ИТМО, 2020. – 56 с.
11. Носиков, А. А. Холодильная техника и технологии : учебное пособие / А. А. Носиков, В. В. Носикова. – Минск : РИПО, 2021. – 203 с.
12. Основы трансформации теплоты : методические указания к выполнению лабораторных работ / О. Н. Попов. – Тамбов : Издательский центр ФГБОУ ВО «ТГТУ», 2021. – 32 с.

# ОГЛАВЛЕНИЕ

---

|                                                                                                         |    |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| ВВЕДЕНИЕ.....                                                                                           | 3  |
| 1. Общие сведения о трансформаторах теплоты .....                                                       | 4  |
| 1.1. Общие понятия .....                                                                                | 4  |
| 1.2. Область использования трансформаторов теплоты .....                                                | 6  |
| 1.3. Классификация трансформаторов теплоты .....                                                        | 10 |
| 2. Термодинамические основы процессов трансформации теплоты.....                                        | 17 |
| 2.1. Циклические, квазициклические и нециклические процессы<br>в трансформаторах теплоты .....          | 17 |
| 2.1.1. Трансформаторы теплоты с циклическими процессами.....                                            | 17 |
| 2.1.2. Трансформаторы теплоты с квазициклическими процессами .....                                      | 19 |
| 2.2. Каскадные и регенеративные трансформаторы теплоты .....                                            | 20 |
| 2.2.1. Каскадный метод .....                                                                            | 21 |
| 2.2.2. Регенеративный метод .....                                                                       | 23 |
| 2.3. Эксергетический метод анализа систем трансформации теплоты ..                                      | 25 |
| 2.4. Основные термодинамические зависимости .....                                                       | 29 |
| 2.5. Характер изменения удельных эксергетических затрат .....                                           | 36 |
| 2.6. Общая характеристика хладагентов и криоагентов .....                                               | 37 |
| 3. Парожидкостные компрессионные трансформаторы теплоты .....                                           | 39 |
| 3.1. Удельные энергозатраты и КПД компрессионных<br>трансформаторов теплоты .....                       | 39 |
| 3.2. Балансы компрессионных трансформаторов теплоты.....                                                | 50 |
| 3.3. Методика расчета одноступенчатых трансформаторов теплоты.....                                      | 52 |
| 3.3.1. Методика расчета рефрижераторной установки .....                                                 | 52 |
| 3.3.2. Методика расчета теплонасосной установки .....                                                   | 55 |
| 3.4. Применение теплонасосных установок для теплоснабжения .....                                        | 57 |
| 4. Энергетические характеристики нагнетательных и расширительных<br>машин трансформаторов теплоты ..... | 60 |
| 4.1. Назначение и классификация .....                                                                   | 60 |
| 4.2. Термогазодинамические основы процессов .....                                                       | 62 |



|                                                              |    |
|--------------------------------------------------------------|----|
| 4.2.1. Основные положения .....                              | 62 |
| 4.2.1.1. Применение первого закона термодинамики .....       | 62 |
| 4.2.1.2. Применение второго закона термодинамики .....       | 64 |
| 4.2.2. Коэффициенты полезного действия .....                 | 65 |
| 4.2.2.1. Нагнетательные машины .....                         | 65 |
| 4.2.2.2. Расширительные машины .....                         | 67 |
| 5. Абсорбционные трансформаторы теплоты.....                 | 68 |
| 5.1. Общие сведения о бинарных смесях .....                  | 68 |
| 5.2. Абсорбционные водоаммиачные теплотрансформаторы.....    | 69 |
| 5.3. Абсорбционные бромистолитиевые теплотрансформаторы..... | 71 |
| 6. Струйные трансформаторы теплоты .....                     | 74 |
| ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....                                             | 77 |
| СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....                                       | 78 |

Учебное электронное издание

ПОПОВ Олег Николаевич

# ОСНОВЫ ТРАНСФОРМАЦИИ ТЕПЛОТЫ

Учебное пособие

Редактор Л. В. Комбарова

Графический и мультимедийный дизайнер Т. Ю. Зотова

Обложка, тиражирование, упаковка Л. В. Комбаровой

**ISBN 978-5-8265-3011-5**



Подписано к использованию 31.03.2026.

Тираж 50 шт. Заказ № 40

Издательский центр ФГБОУ ВО «ТГТУ»  
392000, г. Тамбов, ул. Советская, д. 106/5,  
помещение 2, к. 14

Телефон (4752) 63-81-08

E-mail: [izdatelstvo@tstu.ru](mailto:izdatelstvo@tstu.ru)