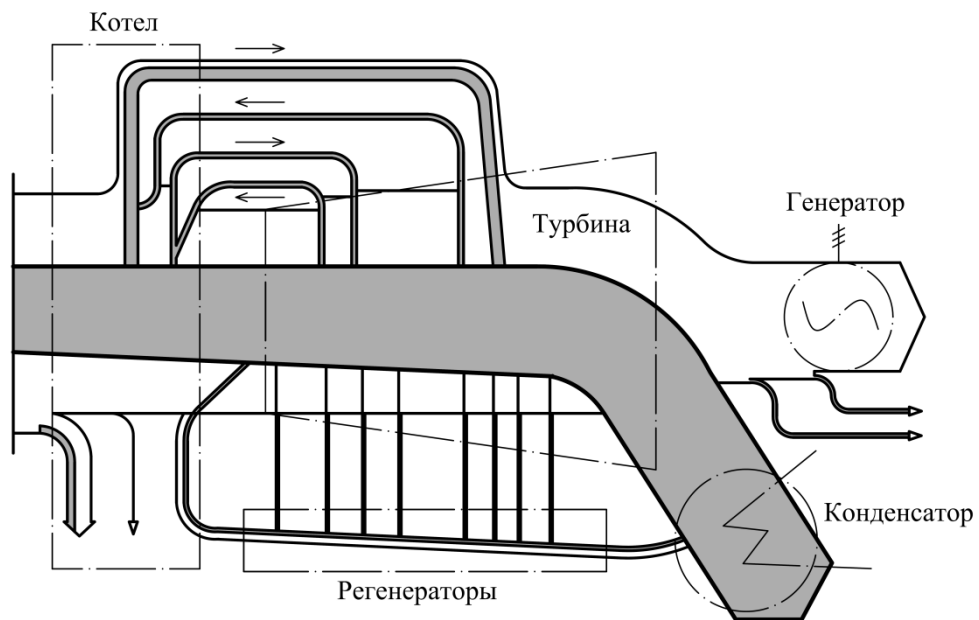


Л. М. ДЫСКИН, М. С. МОРОЗОВ

# СОВРЕМЕННЫЕ МЕТОДЫ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО АНАЛИЗА В ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКЕ

Учебное пособие



Нижний Новгород  
2018

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования  
«Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет»

Л. М. Дыскин, М. С. Морозов

## Современные методы термодинамического анализа в теплоэнергетике

Утверждено редакционно-издательским советом университета  
в качестве учебного пособия

Под общей редакцией профессора Л.М. Дыскина

Нижегород  
ННГАСУ  
2018

ББК 31.3  
Д 87  
М 80  
УДК 536.7

*Печатается в авторской редакции*

Рецензенты:

- С. Н. Валиулин* – канд. техн. наук, доцент ФГБОУ ВО «Волжский государственный университет водного транспорта»  
*А. С. Сергиенко* – канд. техн. наук, руководитель обособленного подразделения ООО «Веза – Нижний Новгород»

Дыскин Л. М. Современные методы термодинамического анализа в теплоэнергетике [Текст]: учеб. пособие / Л. М. Дыскин, М. С. Морозов; под общ. ред. Л.М. Дыскина; Нижегород. гос. архитектур. - строит. ун - т – Н. Новгород: ННГАСУ, 2018. – 133 с.  
ISBN 978-5-528-00275-0

Изложены термодинамические основы анализа реальных энергетических потерь в низкотемпературных (криогенных) и высокотемпературных (теплосиловых) установках при помощи энтропийного и эксергетического подходов. Даны обобщенные примеры эксергетического анализа наиболее распространенных тепловых и холодильных установок и систем. Приведен сравнительный анализ двух современных методов термодинамического анализа – энтропийного и эксергетического.

Предназначено для студентов бакалавриата и магистратуры, обучающихся по направлению подготовки Теплоэнергетика и теплотехника, профиль «Промышленная теплоэнергетика» и профиль «Тепломассообменные процессы и установки», изучающих дисциплины «Техническая термодинамика», «Основы трансформации теплоты», «Энтропийный и эксергетический методы оценки эффективности теплоэнергетических систем», а также может быть использовано при выполнении выпускных квалификационных работ.

ББК 31.3

ISBN 978-5-528-00275-0

© Л. М. Дыскин, М. С. Морозов, 2018  
© ННГАСУ, 2018

## ВВЕДЕНИЕ

Существующие методы термодинамического анализа: основополагающий *энтропийный* и его модификация – *эксергетический* – позволяют определить теоретические значения энергетических потерь вследствие необратимости реальных процессов в различных узлах низкотемпературных и высокотемпературных установок. Несомненно, это имеет практическое значение, но еще более важно для совершенствования установок знать реальные величины энергетических потерь.

При рассмотрении *энтропийного метода* в учебно-методическом пособии сделана попытка связать два источника информации, имеющих определяющее значение для анализа холодильных, криогенных и теплосиловых установок, а именно: *энтропийный* метод анализа энергетических потерь и накопленную в течение длительного периода практической деятельности экспериментальную *статистическую* информацию о термодинамической эффективности (степени термодинамического совершенства) созданных низкотемпературных и высокотемпературных машин и установок. Предлагаемый возможный вариант анализа реальных энергетических потерь может быть назван *энтропийно-статистическим*.

*Эксергетический метод* термодинамического анализа является сравнительно новым разделом термодинамики; он основан на применении понятия *эксергии* для исследования технических процессов и опирается на использование термодинамических потенциалов для анализа процессов превращения энергии в различных системах. Надлежащим образом выбранные термодинамические потенциалы обладают чрезвычайно важным свойством – давать значение работы (как механической, так и любого другого вида, например электрической) в тех или иных условиях. Применяя это фундаментальное свойство потенциалов, можно оценить работоспособность потоков вещества и энергии в любой точке рассматриваемой системы, независимо от ее вида, структуры и сложности. Этот метод находит применение во всех областях теплоэнергетики и теплотехники.

# ГЛАВА 1. ЭНТРОПИЙНЫЙ МЕТОД ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО АНАЛИЗА ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СИСТЕМ

## 1.1. Энтропийный метод исследования энергетических превращений в теплотехнических системах

*Энтропийный подход* связан с различными методами анализа прямых и обратных циклов. Эти методы детально разработаны и широко используются. Они позволяют на базе первого и второго начал термодинамики найти связи между внешними энергетическими потоками (количествами теплоты и работы) и параметрами системы, а также между некоторыми внутренними параметрами. Посредством анализа энергетического баланса системы, в которой совершается анализируемый цикл, можно вычислить характеризующие его коэффициенты (термический КПД, холодильный или тепловой коэффициенты, коэффициент трансформации и т. д.) и сопоставить их с коэффициентами соответствующих идеальных циклов или цикла Карно. Поскольку реальные циклы большей частью связаны с подводом и отводом тепла при переменной температуре, разработаны приемы сведения различных сложных круговых процессов к циклу Карно или другим идеальным циклам.

Такой подход к задаче позволяет определить в данной системе суммарную потерю производимой или затрачиваемой работы вследствие необратимости процессов. Эта сумма потерь может быть разделена на *внутренние* (связанные с несовершенством процессов самого цикла) и *внешние* (связанные с характером взаимодействия термодинамической системы с внешними приемниками и источниками энергии). Часто этих данных бывает недостаточно для инженерного анализа системы. В этом случае анализ циклов дополняется подсчетом возрастания энтропии в отдельных частях процесса. Произведение прироста энтропии на температуру окружающей среды дает величину потери работы от необратимости в каждом элементе процесса.

*Энтропийный метод* – это усовершенствованный и далее развитый метод вычитания Клаузиуса. При анализе по этому методу ограничиваются только эксергией теплоты. Последняя (в случае необходимости) используется для подсчета превратимой части теплоты исключительно на входе и выходе из рассматриваемой установки. Стержнем энтропийного метода служит система коэффициентов эксергетических потерь [10].

Метод вычитания Клаузиуса не нуждается в полном исследовании и расчете всех потоков эксергии, движущихся в рассматриваемой установке. Он довольствуется вычислением эксергии теплоты только на входе в энергетическую установку. В том случае, когда установка должна куда-либо отдавать полезно используемую эксергию теплоты (например, при теплофикации, отоплении тепловым насосом), иногда целесообразно вычислять ее эксергию. В результате вычитания эксергетических потерь от эксергии теплоты, введенного в установку (цикл), остается реальная работа или эксергия отданной потребителю теплоты, или то и другое вместе. Сколько бы потоков рабочих тел не проходило через данный узел, какие бы процессы в нем ни совершались, любые эксергетические потери узла  $D$  неизменно вычисляются по формуле

$$D = T_{\text{о.с.}} \sum \Delta s = T_{\text{о.с.}} \left( \sum_{i=1}^n G_i^y s_i^y - \sum_{i=1}^m G_i^B s_i^B \right) + Q_{\text{о.с.}}, \quad (1)$$

где  $G_i^y s_i^y$  – расход среды и энтропия  $i$ -го потока на выходе из узла;

$G_i^B s_i^B$  – расход среды и энтропия  $i$ -го потока на входе в узел;

$Q_{\text{о.с.}}$  – теплота, передающаяся окружающей среде;

в общем случае  $m \neq n$ .

Метод вычитания Клаузиуса имеет и существенный недостаток: он не подходит для анализа установок, действующих по обратным циклам (т. е. теплонасосных и холодильных машин), так как для последних реальная затраченная работа равна не разности, а сумме *идеальной* работы, затраченной в обратимом цикле, и всех эксергетических потерь. Для последних вместо метода вычитания действует *метод сложения*.

Во всех случаях (кроме геотермальных, утилизационных или холодильных абсорбционных установок, которые получают теплоту греющего пара извне) эксергетические потери в общем балансе следует вычитать из подведенной к установке организованной энергии. Тогда в цепь эксергетических потерь метода вычитания необходимо добавить еще одно важное звено: эксергетическую потерю, вызванную *переходом организованной энергии в теплоту*.

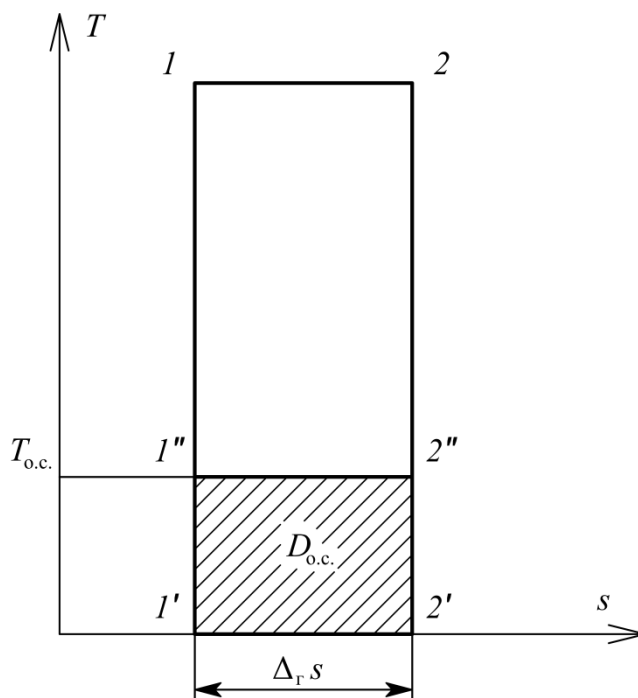


Рис. 1. Эксергетическая потеря от перехода организованной энергии в теплоту

Таким образом, в самом общем случае эксергетические потери в установке появляются в следующих случаях.

1. При переходе организованной энергии в теплоту. Это имеет место при горении, когда химическая энергия переходит в теплоту или при переходе ядерной энергии в теплоту. На рис. 1 площадь  $1'-1-2-2'$  может условно изображать химическую энергию органического топлива. Если она целиком переходит в теплоту, то превратимая часть ее выражается эксергией, изображенной площадью  $1''-1-2-2''$ , а площадь  $1'-1''-2''-2'$  показывает непревратимую часть теплоты (*анергию*) и равна эксергетической потере, вызванной необратимым переходом организованной энергии в теплоту. То же имеет место при переходе ядерной энергии в теплоту или механической энергии в теплоту при сжатии в

компрессоре. Энтропийный метод исходит из того, что термодинамические категории (энтальпия, энтропия, температура, теплоемкость, эксергетические потери, эксергия) имеет смысл применять с того момента, когда появляется теплота. Поэтому если в установку вводится организованная энергия, то при переходе ее в теплоту эксергетическая потеря вычисляется согласно рис. 1, как  $D_{o.c.} = T_{o.c.} \Delta_r S$ , а все последующие эксергетические потери по уравнению (1).

2. При неравновесном теплообмене между рабочим телом и другими телами или между отдельными частями рабочего тела.

3. При трении рабочего тела о стенки каналов и частей рабочего тела друг о друга. Сюда же относятся гидравлические потери и дросселирование.

4. При механических и электрических потерях.

5. При смешении разнородных теплоносителей. Здесь следует указать, что при вычислении механических потерь или потерь в генераторе электрического тока непосредственно переходящих в окружающую среду в виде  $Q_{o.c.}$ , в уравнении (1) будут отсутствовать члены, входящие в скобку. Значение  $Q_{o.c.}$  вычисляется как разность между внутренней работой и работой на валу или разностью между механической энергией, подводимой к ротору электрогенератора, и электрической энергией на его клеммах [10].

Обозначим вводимую в установку превратимую энергию через  $W'$ . Для энергетической силовой установки она представляет собой организованную энергию (химическую энергию органического топлива, ядерную энергию и т. п.). Для холодильной компрессорной установки она означает электрическую или механическую энергию. Для холодильной абсорбционной установки вводимая превратимая энергия – это эксергия теплоты, подведенной к генератору (кипятильнику). Для теплонасосной установки вводимая в установку превратимая энергия состоит из суммы электрической энергии и эксергии утилизируемого тепла ( $E_{yt}$ ) низкопотенциального источника. Для теплообменного аппарата  $W'$  означает эксергию подведенной к аппарату теплоты.

В итоге схема энергетического баланса для условной обобщенной энергетической, холодильной и теплонасосной установок будет иметь вид, показан-



ный на рис. 2. В общем случае  $W'$  переходит в теплоту, имеющую эксергию  $E'$ . Этот переход сопровождается эксергетической потерей  $D_{o.c.}$ .

В том случае, когда  $W' = E'$ , потеря  $D_{o.c.} = 0$ .

Пунктирные прямоугольники на рис. 2 условно обозначают узлы, в которых имеют место те или иные необратимости.

Число узлов в установке равно  $n$ . Любой из узлов может быть местом одной или нескольких необратимостей.

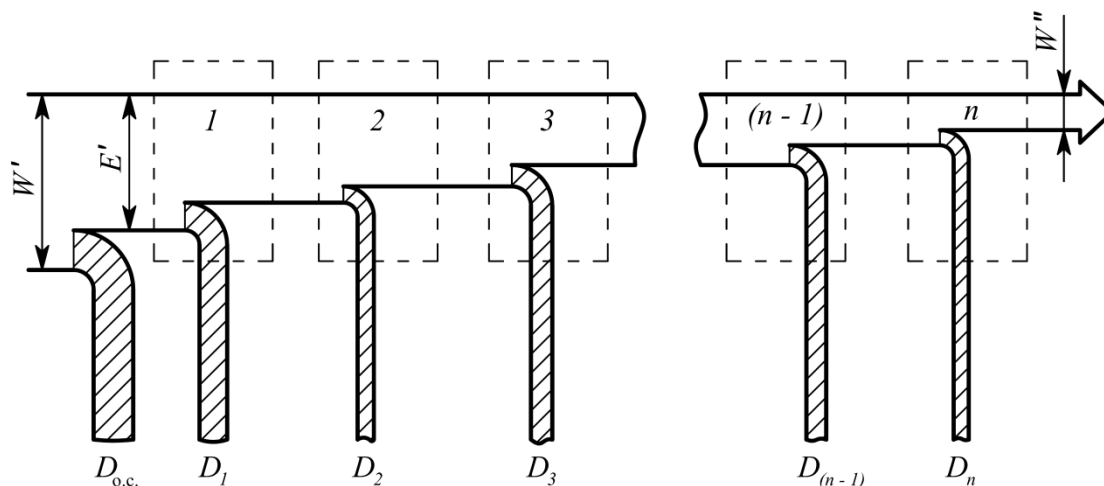


Рис. 2. Схема энергетического баланса по энтропийному методу

Любая теплоэнергетическая, холодильная или теплонасосная установка выдает в виде продукции превратимую энергию  $W''$ . Последняя для теплоэнергетической установки, не имеющей функции теплоснабжения, означает выработанную электроэнергию  $W_{эл}$ . Для комбинированной энергетической установки  $W''$  равна сумме  $W_{эл}$  и  $E''$  – эксергии теплоты, отданной потребителю. Для холодильной и теплонасосной установок  $W''$  равна эксергии теплоты, переносимой от менее нагретого тела к более нагретому.

Для любых установок справедливо равенство

$$W'' = W' - \sum_{i=1}^n D_i. \quad (2)$$

Уравнение (2) служит основой эксергетического баланса. Его структура не имеет потоков, замыкающихся сами на себя, что чрезвычайно упрощает ана-

лиз и делает картину использования превратимой энергии в установке четкой и универсальной.

Кардинальное значение для анализа имеет влияние каждой отдельно взятой необратимости на перерасход энергии, вводимой в установку. Это влияние количественно учитывается при помощи абсолютного коэффициента эксергетической потери, под которым понимают отношение данной эксергетической потери  $D_i$  к  $W'$

$$\Psi_i = \frac{D_i}{W'}. \quad (3)$$

Здесь  $\Psi_i$  – абсолютный коэффициент эксергетической потери  $i$ -го узла. Потеря  $D_i$  (как и  $\Psi_i$ ) может относиться как к отдельному процессу, так и к сумме нескольких процессов.

Вследствие аддитивности энтропии суммарная эксергетическая потеря  $D$  установки всегда равна арифметической сумме эксергетических потерь всех процессов в установке. Это позволяет записывать *полный коэффициент эксергетических потерь* установки в виде

$$\Psi = \sum_{i=1}^n \Psi_i. \quad (4)$$

Когда желательно знать степень термодинамического совершенства  $i$ -го узла, применяется понятие *относительного коэффициента эксергетических потерь* этого узла, равного

$$\Psi_{0i} = \frac{D_i}{W' - (D_{\text{о.с.}} + D_1 + D_2 + \dots + D_{i-1})}. \quad (5)$$

Для идеально работающего узла  $\Psi_{0i} = 0$ .

Уменьшение  $\Psi_{0i}$  еще не говорит об экономии расходуемой превратимой энергии, во-первых, потому что  $\Psi_{0i}$  не указывает, какой удельный вес имеет эксергетическая потеря данного узла в КПД всей установки, и, во-вторых, потому что уменьшение  $\Psi_{0i}$  в одном узле вызывает его увеличение в другом узле. Поэтому роль  $\Psi_{0i}$  в полном термодинамическом анализе установки невелика.

## 1.2. Термодинамическая оценка эффективности технической системы

Для термодинамической оценки эффективности системы (установки) следует ответить на четыре вопроса, а именно:

- насколько велик КПД обратимого цикла установки, от каких факторов он зависит и что следует предпринять для его увеличения;
- насколько велики потери от необратимости в реальной установке;
- как распределяются эти потери по отдельным элементам установки;
- на усовершенствование какой части установки следует обратить внимание с целью уменьшения степени необратимости, в частности увеличения КПД цикла, по которому работает установка [14].

В соответствии с этими задачами термодинамический анализ установки проводится в *два этапа*: вначале анализируется обратимый цикл, а затем необратимый с учетом основных источников необратимости. КПД обратимого цикла

$$\eta_T = \frac{q_{ц}}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = \frac{l_{ц}}{q_1} \quad (6)$$

называется *термическим* КПД, а реального

$$\eta_i = \frac{l_{ц}^D}{q_1} \quad (7)$$

– *внутренним*, подчеркивая тем самым, что речь идет о КПД собственно цикла, который характеризует степень совершенства процессов, совершаемых рабочим телом.

Известно, что степень совершенства данного обратимого цикла характеризуется сравнением его термического КПД с термическим КПД цикла Карно  $\eta_k$  в том же интервале температур, т. е. относительным термическим КПД

$$\eta_{от} = \frac{\eta_T}{\eta_k}. \quad (8)$$

Для того чтобы оценить, насколько данный действительный (необратимый) цикл  $l_{ц}^D$  менее совершенен, чем теоретический (обратимый)  $l_{ц}$ , вводят понятие относительного внутреннего КПД цикла как отношение

$$\eta_{0i} = \frac{l_{\text{ц}}^{\text{д}}}{l_{\text{ц}}}. \quad (9)$$

Однако кроме необратимых потерь, учитываемых  $\eta_{0i}$  (т. е. потерь, имеющих место в процессах, совершаемых собственно рабочим телом в цикле), в реальных условиях работы установки имеются потери, обусловленные необратимостью тепловых, механических, химических и электрических процессов в отдельных ее узлах. Поэтому эффективность реальной установки в целом характеризуется так называемым *эффективным* КПД  $\eta_{\text{э}}$ , который представляет собой отношение количества энергии (в форме теплоты или работы), отданной внешнему потребителю, к количеству энергии (в форме теплоты или работы), подведенной к установке. Эффективность системы может быть оценена также работоспособностью ее: подсчитав потерю работоспособности в каждом элементе, можно найти потерю работоспособности всей системы.

Обязательными элементами ее являются устройства, в которых за счет подвода работы извне осуществляются процессы сжатия (компрессоры, турбокомпрессоры, насосы и т. д.), и устройства, в которых производится работа путем расширения (паровые и газовые турбины, турбодетандеры и т. д.). Реальные процессы расширения и сжатия сопровождаются потерями на необратимость и поэтому внутренний относительный КПД каждого  $j$ -го элемента системы находится следующим образом:

- для расширительных устройств

$$\eta_{0i,j}^{\text{р}} = \frac{l_{\text{р},j}^{\text{д}}}{l_{\text{р},j}}, \quad (10)$$

где  $l_{\text{р},j}^{\text{д}}$  и  $l_{\text{р},j}$  – действительная и теоретическая работы расширения  $j$ -го элемента системы;

- для сжимающих устройств

$$\eta_{0i,j}^{\text{с}} = \frac{l_{\text{с},j}}{l_{\text{с},j}^{\text{д}}}, \quad (11)$$

где  $l_{c,j}$  и  $l_{c,j}^d$  – теоретическая и действительная работы сжатия  $j$ -го элемента, которые совершаются за счет подвода энергии извне; здесь в действительном процессе сжатия приходится затрачивать энергию на сжатие  $l_{c,j}^d$  большую, чем в теоретическом процессе, на величину потерь на необратимость.

Таким образом, в установке обратимая работа цикла

$$l_{ц} = \sum_{j=1}^n l_{p,j} - \sum_{j=1}^n l_{c,j}, \quad (12)$$

а необратимая

$$l_{ц}^d = \sum_{j=1}^n l_{p,j}^d - \sum_{j=1}^n l_{c,j}^d. \quad (13)$$

Тогда с учетом формулы (4) можно написать, что

$$\eta_{0i} = \frac{\sum_{j=1}^n l_{p,j} \eta_{0i,j}^p - \sum_{j=1}^n \frac{l_{c,j}}{\eta_{0i,j}^c}}{\sum_{j=1}^n l_{p,j} - \sum_{j=1}^n l_{c,j}}. \quad (14)$$

Внутренний КПД цикла  $\eta_i$  определяется по формуле

$$\eta_i = \eta_{0i} \eta_{т}. \quad (15)$$

Величина потерь в каждом элементе системы характеризуется еще величиной *эффективного* КПД этого элемента  $\eta_{э,j}$ . Перемножив между собой все эффективные КПД элементов системы на абсолютный внутренний КПД цикла, получим *эффективный абсолютный* КПД для всей системы

$$\eta_{э} = \eta_{0i} \eta_{т} \prod_{j=1}^n \eta_{э,j}, \quad (16)$$

где  $\prod_{j=1}^n \eta_{э,j}$  – произведение величин эффективных КПД, характеризующих необратимые потери во всех  $n$  элементах системы.

КПД  $\eta_{э}$  показывает, какая доля выделенной в системе теплоты превращена в полезную работу  $l_{пол}$ , отданную внешнему потребителю

$$l_{пол} = \eta_{э} q_1. \quad (17)$$

Очевидно, что

$$\Delta q = (1 - \eta_3)q_1, \quad (18)$$

представляет собой долю теплоты  $q_1$ , не превращенную в работу, и включает в себя как теплоту  $q_2$ , передаваемую холодному источнику, так и потери теплоты  $\Delta q_{\text{п}}$ , обусловленные необратимостью процессов в отдельных элементах установки вследствие трения и конечной разности температур, потерями в окружающую среду и т. д. Очевидно,

$$\Delta q_{\text{п}} = l_{\text{ц}} - l_{\text{пол}}. \quad (19)$$

Так как максимальная обратимая работа цикла может быть получена только в обратимом цикле Карно, то, следовательно, *максимальная потеря работоспособности*  $\Delta l_{\text{max}}$  в системе, равная максимальному значению  $\Delta q_{\text{п}}$  будет

$$\Delta l_{\text{max}} = q_1(\eta_{\text{к}} - \eta_3). \quad (20)$$

В соответствии с уравнением Гюи – Стодола  $\Delta l$  определяется по формуле

$$\Delta l = T_{\text{о.с.}} \Delta s. \quad (21)$$

Изменение энтропии системы равно сумме изменений энтропий отдельных ее элементов, т. е.

$$\Delta s = \sum_{i=1}^n \Delta s_i. \quad (22)$$

Отсюда следует обобщенное выражение формулы (1)

$$\Delta l = T_{\text{о.с.}} \Delta s = \sum_{i=1}^n T_{\text{о.с.}} \Delta s_i = \sum_{i=1}^n l_i, \quad (23)$$

где  $T_{\text{о.с.}}$  – температура окружающей среды;

$\sum_{i=1}^n \Delta s_i$  – суммарная величина производства энтропии вследствие необратимости во всех  $n$  подсистемах, т. е. во всех элементах или агрегатах исследуемой установки, в том числе и при взаимодействии с окружающей средой.

*Величина потери работоспособности всей системы в целом равна сумме потерь работоспособности в отдельных ее элементах.* Найденные значения  $l_i$  покажут, в каких элементах системы необратимые процессы вносят основной вклад в величину  $\Delta l$  и, следовательно, какие процессы в этих элементах системы должны быть в первую очередь усовершенствованы.

### **1.3. Энтропийно-статистический анализ реальных энергетических потерь в низкотемпературных и высокотемпературных машинах и установках**

Термин «*производство энтропии*» достаточно широко используется в современной зарубежной термодинамической литературе, означая величину приращения энтропии в результате необратимости реальных рабочих процессов в исследуемых системах [19]. Этот термин, по убеждению авторов, верно отражает существо проблемы, выгодно отличаясь лаконичностью, и начинает применяться также в современных исследованиях [3]. Производство энтропии в теплосиловых высокотемпературных установках приводит к увеличению потерь работы, уменьшению генерируемой работы (электроэнергии), а в низкотемпературных холодильных и криогенных установках – к увеличению потерь холода, уменьшению холодопроизводительности (холодильной мощности) при заданной температуре (*чтобы при увеличении производства энтропии сохранить величину генерируемой работы, в теплосиловых установках необходимо сжигать больше топлива, а чтобы сохранить величину холодильной мощности в низкотемпературных установках, необходимо затрачивать больше работы (электроэнергии)*). В процессе эксплуатации тех или иных установок вследствие неизбежного постепенного износа их узлов и деталей, изменения качества изоляции и ряда других причин производство энтропии может увеличиваться, что снижает эффективность, т. е. уменьшает степень термодинамического совершенства установок.

В теплосиловых установках уменьшение производимой работы может сопровождаться, например, перегревом аппаратов или отдельных их узлов. В низкотемпературных установках уменьшение холодопроизводительности может приводить или к повышению температуры охлаждения, или уменьшению количества получаемых криопродуктов, срыву технологического режима (например, процесса разделения воздуха из-за недостаточного количества флегмы, питающей ректификационную колонну) и др. Подобное обстоятельство проанализировано в конце раздела.

Обобщающий термин «*энергетические потери*» подразумевает по отношению к высокотемпературным теплосиловым установкам потери собственно работы и работоспособности, обусловленные производством энтропии (другими словами величину недополученной работы). По отношению к низкотемпературным холодильным и криогенным установкам этот термин определяет необходимые затраты работы (электроэнергии) для компенсации производства энтропии (или затраты теплоты высокого потенциала, обладающей необходимой величиной работоспособности). Компенсация производства энтропии в низкотемпературных установках обеспечивает поддержание рабочих процессов генерации холода в установившихся режимах.

Хорошо известно, что причинами необратимости процессов в реальных условиях термомеханических систем являются трение всех видов и неравновесная разность потенциалов при взаимодействии с внешними и внутренними объектами, т. е. конечная величина разностей давлений  $\Delta p$ , температур  $\Delta T$  и химических потенциалов  $\Delta \mu$  или неравновесных  $\Delta \mu$ . Величина производства энтропии обуславливает величину энергетических потерь.

В соответствии с идеями, идущими от Клазиуса, Гюи и Стодола [3-13, 15, 16, 19], теоретическая величина потери работоспособности  $\Delta I$  определяется соотношением (23)

$$\Delta I = T_{\text{о.с.}} \sum_{i=1}^n \Delta s_i.$$

Важно, что, используя уравнение (23), можно определить не только *теоретические*, но и в первом приближении *реальные* (в дальнейшем действительные) значения потерь работы и работоспособности для высокотемпературных (теплосиловых) установок и аналогично необходимые затраты работы (электроэнергии) для компенсации производства энтропии в низкотемпературных (холодильных и криогенных) установках.

Предлагаемая методология исходит из того, что для определения энергетических потерь в действительных условиях в первом приближении можно воспользоваться накопленной информацией о реальных величинах среднеста-



тистической степени термодинамического совершенства установок, в которых работа или холод генерируются при тех же температурных режимах, что и производство энтропии в исследуемых установках или системах.

Например, если в каком-либо агрегате исследуемой теплосиловой установки производство энтропии происходит при температуре  $T_{\Gamma}$ , то интересующая нас величина степени термодинамического совершенства должна быть определена для установок, генерирующих работу за счет преобразования теплоты при  $T_{\Gamma}$ . Если в каком-либо узле низкотемпературной установки производство энтропии происходит при  $T_{\chi}$ , то искомая величина степени термодинамического совершенства должна быть взята для установок, генерирующих холод при  $T_{\chi}$ .

Практический опыт создания и эксплуатации как теплосиловых, так и низкотемпературных установок дает необходимую для этих целей статистическую информацию о степени их термодинамического совершенства –  $\eta_{\Gamma}$ , которая для теплосиловых установок определяется как отношение реально полученной работы к теоретически максимально возможной:  $\eta_{\Gamma,\Gamma} = \frac{l_{\text{действ}}}{l_{\text{теор}}^{\text{max}}}$ , а для низкотемпературных – как отношение теоретически минимально необходимой затраты работы (электроэнергии) к действительной  $\eta_{\Gamma,\chi} = \frac{\sum l_{\text{min}}}{l_{\text{действ}}}$  (см. рис. 3). Поясним сказанное примерами для типичных необратимых процессов – трения и неравновесного теплообмена.

***Трение при температуре более высокой, чем температура окружающей среды ( $T_{\text{тр}} > T_{\text{о.с.}}$ ).*** В соответствии с уравнением (23) очевидно, что

$$\Delta l_{\text{теор}}^{\text{тр}} = T_{\text{о.с.}} \frac{q_{\text{тр}}}{T_{\text{тр}}} = q_{\text{тр}} \left( 1 - \frac{T_{\text{тр}} - T_{\text{о.с.}}}{T_{\text{тр}}} \right). \quad (24)$$

Из уравнения (24) следует, что теоретическое значение величины энергетических потерь равно работе трения ( $l_{\text{тр}} = q_{\text{тр}}$ ) за вычетом работоспособности теплоты трения, т. е. потенциально возможной величины работы, которую можно было бы получить за счет выделившейся теплоты трения  $q_{\text{тр}} \frac{T_{\text{тр}} - T_{\text{о.с.}}}{T_{\text{тр}}}$ , иногда называемой *эксергией* теплоты трения.

Если теплота трения никаким образом не может быть хотя бы частично превращена в работу, то величина энергетических потерь будет тождественно равна работе трения. Это вполне логично. Однако в некоторых случаях, например в поршневых двигателях, теплота трения может частично передаваться рабочему телу и участвовать в совершении работы. Поэтому действительная величина энергетических потерь от трения в реальных высокотемпературных установках может быть в первом приближении определена следующим образом:

$$\Delta l_{\text{действ}}^{\text{тр}} \cong q_{\text{тр}} \left( 1 - \frac{T_{\text{тр}} - T_{\text{о.с.}}}{T_{\text{тр}}} \eta_{\text{т.}T_{\text{т}}} \right), \quad (25)$$

где  $\eta_{\text{т.}T_{\text{т}}}$  – среднестатистическая величина степени термодинамического совершенства теплосиловой установки, которая могла бы преобразовывать теплоту трения в работу при  $T_{\text{тр}} = T_{\text{т}}$ . Понятно, что  $0 \leq \eta_{\text{т.}T_{\text{т}}} < 1$ , следовательно, величина  $\Delta l_{\text{действ}}^{\text{тр}}$  больше, чем  $\Delta l_{\text{теор}}^{\text{тр}}$ .

***Трение при температуре более низкой, чем температура окружающей среды ( $T_{\text{тр}} < T_{\text{о.с.}}$ ).*** Из уравнения (23) очевидно, что

$$\Delta l_{\text{теор}}^{\text{тр}} = T_{\text{о.с.}} \frac{q_{\text{тр}}}{T_{\text{тр}}} = q_{\text{тр}} \left( 1 + \frac{T_{\text{о.с.}} - T_{\text{тр}}}{T_{\text{тр}}} \right). \quad (26)$$

Отсюда ясно, что теоретическая величина необходимой затраты работы (электроэнергии) для компенсации производства энтропии вследствие трения в этом случае равна сумме теплоты (работы) трения и минимально необходимой работы для передачи теплоты трения с уровня температуры в зоне трения ( $T_{\text{тр}} < T_{\text{о.с.}}$ ) в окружающую среду ( $q_{\text{тр}} \frac{T_{\text{о.с.}} - T_{\text{тр}}}{T_{\text{тр}}}$ ). Это также вполне согласуется с опытом. Поэтому в реальных низкотемпературных установках действительную величину затрат электроэнергии, необходимых для компенсации трения, можно в первом приближении определить следующим образом:

$$\Delta l_{\text{действ}}^{\text{тр}} \cong q_{\text{тр}} \left( 1 + \frac{T_{\text{о.с.}} - T_{\text{тр}}}{T_{\text{тр}}} \frac{1}{\eta_{\text{т.}T_{\text{х}}}} \right), \quad (27)$$

где  $\eta_{T,T_x}$  – среднестатистическая величина степени термодинамического совершенства установок для генерации холода ( $0 < \eta_{T,T_x} < 1$ ) при температуре  $T_{тр} = T_x$ .

Очевидно, при  $T_{тр} = T_{o.c.}$  необходимая затрата электроэнергии будет тождественно равна теплоте трения, т. е. работе трения. При понижении температуры в зоне трения затраты работы, как это следует из уравнения (27), будут существенно увеличиваться, особенно при малых значениях  $\eta_{T,T_x}$ , характерных для криогенных установок при очень низких температурах (см. рис. 3).

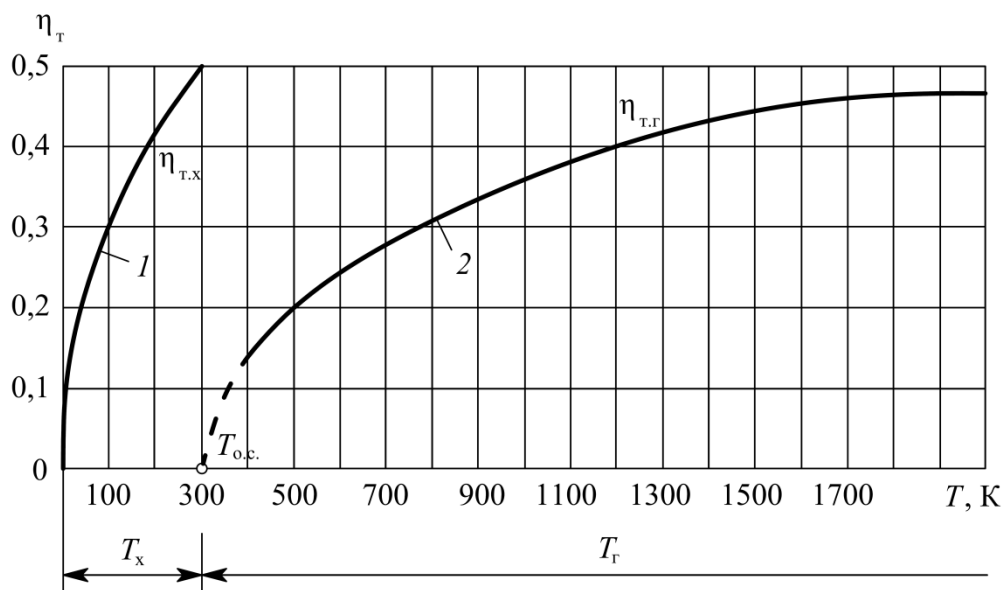


Рис. 3. Среднестатистические (экспериментальные) значения степени термодинамического совершенства энергетических установок ( $T_{o.c.} = 300$  К): 1 – низкотемпературные установки для генерации холода при  $T_x$ ; 2 – теплосиловые установки для генерации работы (электроэнергии) при температуре источника теплоты  $T_T$

**Неравновесный теплообмен в высокотемпературных энергоустановках между двумя подсистемами с температурами:  $T_{r1} > T_{r2} > T_{o.c.}$ .** Величина производства энтропии при неравновесной передаче теплоты  $q$  с уровня  $T_{r1}$  на уровень  $T_{r2}$  составит

$$\Delta S_{теор}^{т.о} = q \left( \frac{1}{T_{r2}} - \frac{1}{T_{r1}} \right) = \frac{q}{T_{o.c.}} \left( \frac{T_{r1} - T_{o.c.}}{T_{r1}} - \frac{T_{r2} - T_{o.c.}}{T_{r2}} \right). \quad (28)$$

Теоретическая величина потери работоспособности в соответствии с уравнением (23) будет

$$\Delta I_{\text{теор}}^{\text{т.о}} = q \left( \frac{T_{\text{г1}} - T_{\text{о.с.}}}{T_{\text{г1}}} - \frac{T_{\text{г2}} - T_{\text{о.с.}}}{T_{\text{г2}}} \right). \quad (29)$$

Из уравнения (29) понятно, что  $\Delta I_{\text{теор}}^{\text{т.о}}$  равна разности величин работы, которая могла бы быть произведена в теплосиловых установках, где цикл Карно осуществляется в интервалах температур  $T_{\text{г1}} \dots T_{\text{о.с.}}$  и  $T_{\text{г2}} \dots T_{\text{о.с.}}$ . Если представить, что такие циклы реализуются, то величину действительной потери работоспособности от неравновесного теплообмена можно в первом приближении представить как

$$\Delta I_{\text{действ}}^{\text{т.о}} \cong q \left( \frac{T_{\text{г1}} - T_{\text{о.с.}}}{T_{\text{г1}}} \eta_{\text{т.}T_{\text{г1}}} - \frac{T_{\text{г2}} - T_{\text{о.с.}}}{T_{\text{г2}}} \eta_{\text{т.}T_{\text{г2}}} \right), \quad (30)$$

где  $\eta_{\text{т.}T_{\text{г1}}}$  и  $\eta_{\text{т.}T_{\text{г2}}}$  – среднестатистические величины степени термодинамического совершенства теплосиловых установок при  $T_{\text{г1}}$  и  $T_{\text{г2}}$ . В этом случае  $\Delta I_{\text{действ}}^{\text{т.о}}$  будет меньше, чем  $\Delta I_{\text{теор}}^{\text{т.о}}$ .

***Неравновесный теплообмен в низкотемпературных установках между двумя подсистемами с температурами:  $T_{\text{x1}} < T_{\text{x2}} < T_{\text{о.с.}}$ .*** Величина производства энтропии при неравновесном теплообмене в низкотемпературной системе при передаче теплоты  $q_{\text{x}}$  составит:

$$\Delta S_{\text{теор}}^{\text{т.о}} = q_{\text{x}} \left( \frac{1}{T_{\text{x1}}} - \frac{1}{T_{\text{x2}}} \right) = \frac{q_{\text{x}}}{T_{\text{о.с.}}} \left( \frac{T_{\text{о.с.}} - T_{\text{x1}}}{T_{\text{x1}}} - \frac{T_{\text{о.с.}} - T_{\text{x2}}}{T_{\text{x2}}} \right). \quad (31)$$

Теоретическая величина затраты электроэнергии, необходимой для компенсации производства энтропии, будет в этом случае равна

$$\Delta I_{\text{теор}}^{\text{т.о}} = q_{\text{x}} \left( \frac{T_{\text{о.с.}} - T_{\text{x1}}}{T_{\text{x1}}} - \frac{T_{\text{о.с.}} - T_{\text{x2}}}{T_{\text{x2}}} \right). \quad (32)$$

Из уравнения (32) следует, что величина  $\Delta I_{\text{теор}}^{\text{т.о}}$  в этом случае равна разности минимально необходимых затрат работы (электроэнергии) для генерации холода  $q_{\text{x}}$  при температурах  $T_{\text{x1}}$  и  $T_{\text{x2}}$ .

Действительную величину затраты работы (электроэнергии) для компенсации производства энтропии при неравновесном теплообмене в низкотемпературных установках можно в первом приближении определить как

$$\Delta l_{\text{действ}}^{\text{т.о}} \cong q_x \left( \frac{T_{\text{о.с.}} - T_{x1}}{T_{x1}} \frac{1}{\eta_{\text{т.}T_{x1}}} - \frac{T_{\text{о.с.}} - T_{x2}}{T_{x2}} \frac{1}{\eta_{\text{т.}T_{x2}}} \right), \quad (33)$$

где  $\eta_{\text{т.}T_{x1}}$  и  $\eta_{\text{т.}T_{x2}}$  – среднестатистические величины степени термодинамического совершенства установок для генерации холода при температурах  $T_{x1}$  и  $T_{x2}$ . Очевидно, что  $\Delta l_{\text{действ}}^{\text{т.о}}$  будет больше, чем  $\Delta l_{\text{теор}}^{\text{т.о}}$ .

Подобная интерпретация энергетических потерь через соотношения типа Карно – Клаузиуса возможна и для других типично необратимых процессов, таких, как смешение потоков рабочего тела, имеющих разные температуры, дросселирование, охлаждение при конечной разности температур, выхлоп, неравновесный массообмен. Для последнего случая, а именно, разделения воздуха в низкотемпературной адиабатной колонне, такой анализ сделан профессором ТГТУ им. Н. Э. Баумана И. В. Марфениной [3]. Это позволяет точнее раскрыть физический смысл теоретических величин энергетических потерь и указывает на способы перехода к приближенному численному определению действительных потерь работы в реальных теплосиловых установках и действительных затрат электроэнергии на компенсацию необратимостей в реальных низкотемпературных системах.

На основе изложенного можно выполнить простые вычисления, показывающие, насколько существенен учет реальных условий, в частности в области низких температур.

В качестве примера в табл. 1 приведены величины теоретических и ожидаемых действительных затрат электроэнергии для компенсации производства энтропии в результате трения, вычисленные по уравнениям (26) и (27) для низкотемпературных условий и величины энергетических потерь, вычисленные по (24) и (25) для высокотемпературных условий (в обоих случаях  $T_{\text{о.с.}} = 300 \text{ K}$ ).

Если мощность трения равна 1 Вт, то цифры в таблице означают мощность (Вт), необходимую для компенсации производства энтропии в низкотем-

пературных установках и возможную мощность энергетических потерь в высокотемпературных установках.

Таблица 1

Величины теоретических и ожидаемых действительных затрат электроэнергии для компенсации производства энтропии в результате трения

$T_{тр}, K$	$\Delta I_{теор}^{тр}$	$\eta_{т.T_x}$	$\eta_{т.T_r}$	$\Delta I_{действ}^{тр}$
Низкотемпературные установки				
200	$1,5q_{тр}$	0,4	-	$2,25q_{тр}$
100	$3q_{тр}$	0,32	-	$7,25q_{тр}$
0	$30q_{тр}$	0,15	-	$194,3q_{тр}$
Высокотемпературные установки				
500	$0,6q_{тр}$	-	0,25	$0,9q_{тр}$
1000	$0,3q_{тр}$	-	0,35	$0,755q_{тр}$
2000	$0,15q_{тр}$	-	0,45	$0,6175q_{тр}$

Данные табл. 1 наглядно иллюстрируют важность проблемы уменьшения трения, особенно в криогенных системах, а также показывают, что с понижением температуры в зоне трения многократно увеличивается затрата электроэнергии (работы), необходимая для компенсации производства энтропии, или, другими словами, для осуществления (поддержания) данного необратимого процесса. В то же время для высокотемпературных и низкотемпературных систем наблюдается уменьшение величины энергетических потерь с ростом температуры, так как величина производства энтропии обратно пропорциональна температуре.

Приближенный характер вычислений для действительных условий определяется приближенностью и «разбросом» фактических значений среднестатистической степени термодинамического совершенства реальных установок, а также тем обстоятельством, что конструкции таких установок постоянно совершенствуются.

Чтобы повысить точность вычислений, необходимо в первую очередь конкретизировать или спрогнозировать значения  $\eta_t$  для исследуемых процессов.

В табл. 2 и 3 приведены результаты определения энергетических потерь по уравнениям (28) – (33) для необратимых процессов теплообмена при высоко- и низкотемпературных условиях.

Результаты вычислений убедительно показывают, насколько существенно влияет необратимость теплообменных процессов на эффективность низкотемпературных и высокотемпературных установок. Очевидно, что в областях и высоких, и низких температур относительные значения энергетических потерь уменьшаются с увеличением температур, при которой реализуется тот или иной необратимый процесс (в связи с тем, что величины производства энтропии обратно пропорциональны температуре).

Таблица 2

Результаты определения энергетических потерь для необратимых процессов теплообмена при низкотемпературных условиях

$T_{x1}, K$	$T_{x2}, K$	$\Delta I_{\text{теор}}^{T,0}$	$\eta_{T, T_{x1}}$	$\eta_{T, T_{x2}}$	$\Delta I_{\text{действ}}^{T,0}$
Низкотемпературные установки					
180	200	$0,16q_x$	0,4	0,41	$1,25q_x$
80	100	$0,75q_x$	0,3	0,32	$4,29q_x$
8	10	$7,5q_x$	0,13	0,15	$87,46q_x$

Таблица 3

Результаты определения энергетических потерь для необратимых процессов теплообмена при высокотемпературных условиях

$T_{r1}, K$	$T_{r2}, K$	$\Delta I_{\text{теор}}^{T,0}$	$\eta_{T, T_{r1}}$	$\eta_{T, T_{r2}}$	$\Delta I_{\text{действ}}^{T,0}$
Высокотемпературные установки					
500	300	$0,4q$	0,2	0	$0,08q$
1000	800	$0,075q$	0,35	0,3	$0,03q$
2000	1800	$0,0166q$	0,45	0,45	$0,008q$

Исходя из сказанного, можно следующим образом конкретизировать соотношение Гюи – Стодола для двух основных групп установок, производящих или потребляющих работу (электроэнергию).

***Для низкотемпературных (холодильных и криогенных) систем***

$$l_{\text{теор}} = \sum l_{\text{min}} + T_{\text{о.с.}} \sum_{i=1}^n \Delta s_i, \quad (34)$$

где  $l_{\text{теор}}$  – теоретически необходимая затрата работы (электроэнергии) для достижения исследуемой установкой или системой заданного (желаемого) технологического результата (цели) и компенсации теоретической величины производства энтропии вследствие необратимости рабочих процессов;

$\sum l_{\text{min}}$  – сумма минимально необходимых затрат работы (электроэнергии) для

достижения конкретных технологических целей или их совокупности (охлаждение, криостатирование, ожижение газов, конденсация, вымораживание, разделение газовых смесей и др.). Для каждой из перечисленных задач  $l_{\min}$  вычисляется по известным термодинамическим зависимостям [3];

$\sum_{i=1}^n \Delta s_i$  – суммарная теоретическая величина производства энтропии вследствие необратимости во всех  $n$  подсистемах (элементах), вычисляемая по соотношениям типа Карно – Клаузиуса.

Действительная затрата работы (электроэнергии) определяется соотношением

$$l_{\text{действ}} \cong \sum l_{\min} + \left( T_{\text{о.с.}} \sum_{i=1}^n \Delta s_i \right)_{\eta_{\text{т.}} T_x}, \quad (35)$$

где  $(T_{\text{о.с.}} \sum_{i=1}^n \Delta s_i)_{\eta_{\text{т.}} T_x}$  – величина ожидаемых необходимых реальных затрат электроэнергии на компенсацию производства энтропии во всех  $n$  подсистемах, вычисленная с учетом степени термодинамического совершенства  $\eta_{\text{терм} T_x}$  для установок генерации холода при  $T_x$ , т. е. на температурных уровнях производства энтропии.

Понятно, что величина  $l_{\text{действ}} > l_{\text{теор}}$ .

Соотношение (35) можно записать в виде

$$l_{\text{действ}} = \sum l_{\min} + \sum (\Delta l_i)_{\text{действ}}. \quad (36)$$

Если  $\sum_{i=1}^n \Delta s_i \rightarrow 0$ , то  $\sum (\Delta l_i)_{\text{действ}} \rightarrow 0$  и  $l_{\text{действ}} \rightarrow \sum l_{\min}$ .

Следует отметить, что для подсистем с трением величины  $T_{\text{о.с.}} \frac{S_{\text{тр}}}{\eta_{\text{т}}}$  и  $\Delta l_{\text{действ}}^{\text{тр}}$  численно различаются (см. уравнения (24) – (27)). Это обстоятельство и побудило авторов записать соотношение (35) в приближенной и неявной форме.

**Для высокотемпературных теплосиловых установок и систем**

$$l_{\text{теор}} = l_{\text{теор}}^{\max} - T_{\text{о.с.}} \sum_{i=1}^n \Delta s_i, \quad (37)$$

где  $l_{\text{теор}}$  – теоретическая величина производимой (получаемой) работы;

$l_{\text{теор}}^{\max}$  – максимально возможная теоретическая величина производимой (полу-



чаемой) работы.

Расчетная величина действительной работы, которая может быть произведена (получена), определяется по приближенным соотношениям

$$l_{\text{действ}} = l_{\text{теор}}^{\max} - \left( T_{\text{о.с.}} \sum_{i=1}^n \Delta s_i \right)_{\eta_{\text{т.Т}_\Gamma}} \quad (38)$$

или

$$l_{\text{действ}} = l_{\text{теор}}^{\max} - \sum (\Delta l_i)_{\text{действ}}, \quad (39)$$

где  $(T_{\text{о.с.}} \sum_{i=1}^n \Delta s_i)_{\eta_{\text{т.Т}_\Gamma}}$  – суммарная величина потерь работоспособности вследствие производства энтропии во всех  $n$  подсистемах, вычисляемая с учетом степени термодинамического совершенства  $\eta_{\text{т.Т}_\Gamma}$  процессов генерации работы при  $T_\Gamma$ , т. е. на температурных уровнях производства энтропии.

Заметим, что для необратимых процессов (за исключением процессов трения) величина  $(T_{\text{о.с.}} \sum_{i=1}^n \Delta s_i)_{\eta_{\text{т.Т}_\Gamma}}$  может быть меньше, чем  $(T_{\text{о.с.}} \sum_{i=1}^n \Delta s_i)$ , формально потому, что величины  $T_{\text{о.с.}} \Delta s_i$  умножаются на  $\eta_{\text{т.Т}_\Gamma} < 1$  или на  $(1 - \eta_{\text{т.Т}_\Gamma}) < 1$  (по смыслу задачи) соответствующие уровням температуры того или иного необратимого процесса (см. табл. 2, 3). При этом  $\Delta l_{\text{действ}} > \Delta l_{\text{теор}}$ , что не вызывает каких-либо сомнений, но расчетная величина  $l_{\text{действ}}$  соответственно оказывается больше, чем  $l_{\text{теор}}$ .

Это на первый взгляд выглядит несколько парадоксально и поэтому требует пояснений. Напомним, что теплота какого-либо необратимого процесса не всегда полностью исключается из основного процесса преобразования теплоты в работу и может частично трансформироваться в работу в режимах, отличных от режимов основного процесса. Это и объясняет неравенство  $\Delta l_{\text{действ}} > \Delta l_{\text{теор}}$  (напомним, что при трении  $\Delta l_{\text{действ}} < \Delta l_{\text{теор}}$ ). Поясним сказанное конкретным примером.

Предположим, что в теплосиловой установке сжигается топливо при 1200 К с выделением теплоты сгорания  $q$ . Температура окружающей среды  $T_{\text{о.с.}} = 300$  К. Минимально теоретически возможная величина работы, которая может быть произведена этой установкой

$$l_{\text{теор}}^{\max} = q \frac{1200 - 300}{1200} = 0,75q.$$

Допустим, что существует потеря теплоты сгорания вследствие несовершенства изоляции, излучения, утечек и т. п. в количестве 5 % от  $q$ . Другими словами,  $0,05q$  передается необратимо в окружающую среду и рассеивается в ней. Теоретическая величина энергетических потерь составит

$$\Delta l_{\text{теор}} = T_0 \cdot 0,05q \left( \frac{1}{300} - \frac{1}{1200} \right) = 0,0375q.$$

Соответственно теоретическая величина работы, которая может быть произведена,

$$l_{\text{теор}} = 0,75q - 0,0375q = 0,7125q.$$

Допустим, что в действительности было создано и установлено устройство, например, использующее эффект Пельтье, в котором теряемая теплота сгорания генерировала электроэнергию с эффективностью 30 %. В этом случае действительная величина энергетических потерь составит

$$\Delta l_{\text{действ}} = 0,0375q \cdot 0,7 = 0,02625q.$$

Очевидно, что  $\Delta l_{\text{действ}} < \Delta l_{\text{теор}}$ , и при этом расчетная величина действительной работы, которая может быть произведена, будет равна

$$l_{\text{действ}} = 0,75q - 0,02625q = 0,72375q,$$

и она будет больше теоретического значения  $0,7125q$ .

Таким образом, ясно, что  $\Delta l_{\text{действ}}$  – это расчетная величина работы, которая может быть произведена в реальной теплосиловой установке с энергетическими потерями.

Для реализации подобных возможностей необходимо в большинстве случаев дополнительное оборудование и соответствующие материальные затраты. Если такие дополнительные мероприятия проведены, тогда действительно могут выполняться неравенства:

$$(\Delta l_i)_{\text{действ}} < (\Delta l_i)_{\text{теор}}; (l_{\text{теор}}^{\max} - l_{\text{действ}}) < (l_{\text{теор}}^{\max} - l_{\text{теор}}); l_{\text{действ}} > l_{\text{теор}}.$$

Опыт, однако, показывает, что обычно такие мероприятия пока не окупаются величиной дополнительно произведенной работы. Поэтому для теплосиловых установок вопрос о величинах действительных энергетических потерь был до недавнего времени не столь актуальным. Тем не менее в большинстве случаев теоретические энергетические потери в теплосиловых установках больше, чем возможные в действительности, т. е. содержат в себе определенный резерв для производства работы (вполне вероятно, что возрастающая актуальность проблемы энергосбережения изменит в будущем отношение к этим потенциальным источникам (резервам) работоспособности, использование которых обеспечит повышение степени термодинамического совершенства теплосиловых установок).

В низкотемпературных же установках подобная ситуация невозможна, так как действительные затраты работы (электроэнергии) для компенсации производства энтропии всегда больше, чем теоретически необходимые. Это также иллюстрирует принципиальные особенности и различия в методологиях термодинамического анализа высокотемпературных и низкотемпературных установок. Единственным же общим принципом для любых установок всех возможных типов является необходимость уменьшения производства энтропии для повышения их эффективности.

Следует обратить внимание, что во многих низкотемпературных термомеханических установках, а также в тепловых насосах основным элементом, в котором затрачивается работа (электроэнергия), минимально необходимая как для получения желаемого результата  $\sum I_{\min}$ , так и для компенсации производства энтропии  $T_{o.c.} \sum_{i=1}^n \Delta s_i$ , является компрессор. Полезная работа расширения в низкотемпературных системах и тепловых насосах может либо вовсе отсутствовать (если расширение реализуется при дросселировании), либо она, как правило, существенно меньше работы сжатия (например, при расширении в детандерах криогенных систем). Поэтому при анализе таких систем и определении вклада каждого из элементов установки в общую затрату работы (электроэнергии) в качестве теоретической можно в первом приближении принимать работу

изотермического (в некоторых случаях изоэнтропного) сжатия и при этом ограничиваться теоретическими значениями затрат электроэнергии, т. е. не учитывать степень термодинамического совершенства  $\eta_t$  (идеальные процессы изотермического и изоэнтропного сжатия обратимы и протекают без производства энтропии, однако в случае изоэнтропного сжатия необратимое последующее охлаждение практически происходит в условиях, когда осуществляется производство энтропии при теплообмене с окружающей средой в так называемом «концевом холодильнике»). Это упрощает анализ. Напомним в этой связи, что при отсутствии тепловой и механической изоляции изотермический процесс является единственным обратимым процессом, в котором затрачивается минимальная работа. Некоторой особенностью обладает цикл воздушной холодильной машины (обратный цикл Брайтона), для которого работа адиабатного расширения (при умеренно низких температурах) может составлять заметную долю от работы адиабатного сжатия. Анализ таких циклов учитывает это обстоятельство.

В высокотемпературных теплосиловых установках с потоками рабочего тела в циклах разность работ изотермического (или адиабатного) расширения и сжатия весьма существенна. Ее теоретическое значение может приниматься за максимально возможную величину теоретической работы  $l_{\text{теор}}^{\max}$ , по отношению к которой следует определять удельные теоретические величины энергетических потерь в различных подсистемах, сумма которых равна  $T_{\text{о.с.}} \sum_{i=1}^n \Delta s_i$ . В случае упрощенного анализа теплосиловых установок можно ограничиться соотношением (37) и при этом также не учитывать степень термодинамического совершенства. В практике расчетных исследований упрощенные методы энтропийного и эксергетического анализа оказываются полезными, но, оперируя чисто теоретическими величинами, они далеко не всегда раскрывают реальные количественные соотношения и пути повышения эффективности исследуемых установок.

Следует подчеркнуть, что предлагаемая методология количественной оценки действительных энергетических потерь, обусловленных производством энтропии в реальных высокотемпературных и низкотемпературных системах,

может быть применена для приближенного количественного анализа изменения параметров и характеристик установок, *находящихся в эксплуатации*, в ходе которой неизбежно возникают дополнительные источники необратимости. Например, в результате износа может изменяться величина трения, могут возрастать утечки и перетечки, может насыщаться влагой и частично терять теплоизолирующие свойства изоляция низкотемпературных установок и, наконец, могут меняться параметры окружающей среды (прежде всего ее температура). Эти изменения неизбежны – они отражают естественный процесс «старения» той или иной технической системы и объективные изменения в окружающей среды.

Возможности, важность и результативность предлагаемой методологии проиллюстрируем примерами из области техники низких температур.

Если в реально эксплуатируемой низкотемпературной системе, потребляющей определенное количество работы (электроэнергии)  $l_{\text{действ}}$ , появляется дополнительная (новая, индекс «н») необратимость, обуславливающая расчетную величину производства энтропии  $\delta s_n$ , то, как следствие уменьшается полезный эффект, например, количество получаемых криопродуктов, холодопроизводительность и т. п. В режиме, осуществляющемся до появления дополнительной необратимости, потребление работы (электроэнергии) оценивалось величиной

$$l_{\text{действ}} \cong \frac{l_{\text{min}}}{\eta_{\text{Тх}}}.$$

После возникновения новой (дополнительной) необратимости часть  $\delta l_n^{\text{действ}}$  потребляемой работы (электроэнергии)  $l_{\text{действ}}$  будет расходоваться на компенсацию вновь возникшей необратимости:

$$\delta l_n^{\text{действ}} \cong \frac{T_{\text{о.с.}} \delta s_n}{(\eta_{\text{Тх}})_n}, \quad (40)$$

а остальная часть электроэнергии – на достижение полезного эффекта  $(l_{\text{min}})_n$  и компенсацию существовавших необходимостей, но в новых условиях:

$$\frac{l_{\text{min}}}{\eta_{\text{Тх}}} - \frac{T_{\text{о.с.}} \delta s_n}{(\eta_{\text{Тх}})_n} \cong \frac{(l_{\text{min}})_n}{(\eta_{\text{Тх}})_n}. \quad (41)$$

Отсюда:

$$(l_{\min})_{\text{н}} \cong l_{\min} \frac{(\eta_{T_x})_{\text{н}}}{\eta_{T_x}} - T_{\text{о.с.}} \delta s_{\text{н}}. \quad (42)$$

Очевидно, что  $(\eta_{T_x})_{\text{н}} < \eta_{T_x}$  и  $(l_{\min})_{\text{н}} < l_{\min}$ .

По величине  $(l_{\min})_{\text{н}}$  легко определяется полезный эффект в новых условиях.

Если  $(l_{\min})_{\text{н}} < 0$ , то это означает, что низкотемпературная система не в состоянии продолжать работать в установившемся режиме и неизбежно перейдет на другой режим, который будет характеризоваться более высокой температурой  $T_x$ , но планировавшегося ранее полезного эффекта уже не может быть достигнуто.

Понятно, что если бы полезный эффект заключался в том, чтобы promptly поддерживать в холодильной камере заданную температуру  $T_x$ , то возникновение новой необратимости неизбежно повлекло бы увеличение  $T_x$  в том случае, если система не имеет резервов по генерации холода. Поэтому часто реализуется принципиально другая ситуация, а именно: в низкотемпературную систему закладываются существенные резервы по генерируемой холодопроизводительности. По этой причине компрессор холодильной установки в стационарном (номинальном) режиме работает периодически, потребляя электроэнергию в количестве

$$(l_{\text{действ}})_{\text{ст}} \cong \frac{(l_{\min})_{\text{ст}}}{(\eta_{T_x})_{\text{ст}}} \cong (l_{\text{к}})_{\text{ст}} Z_{\text{ст}} \tau_{\text{ст}}, \quad (43)$$

где  $(l_{\text{к}})_{\text{ст}}$  – номинальная потребляемая компрессором электроэнергия;

$Z$  – число включений в час;

$\tau$  – продолжительность включения компрессора, в долях часа (безразмерная величина произведения  $Z\tau \leq 1$ );

«ст» – индекс, обозначающий стационарный режим.

Отсюда

$$(l_{\text{к}})_{\text{ст}} \cong \frac{(l_{\min})_{\text{ст}}}{(\eta_{T_x})_{\text{ст}} Z_{\text{ст}} \tau_{\text{ст}}}. \quad (44)$$

Подобные режимы характерны, например, для современных эффективных холодильников и холодильных установок.

При возникновении дополнительной необратимости требуется затрачивать больше работы на величину  $\delta l_{\text{H}}^{\text{действ}}$ , определяемую соотношением (40). Сумма величин  $(l_{\text{к}})_{\text{H}}$  и  $\delta l_{\text{H}}^{\text{действ}}$  обеспечит желаемый эффект: поддержание низкотемпературной системы в номинальном режиме при существовании дополнительной необратимости, но в новых условиях, т. е. при новых значениях  $Z$ ,  $\tau$  и  $\eta_{\text{T}}$ :

$$\frac{(l_{\text{min}})_{\text{CT}}}{(\eta_{\text{Tx}})_{\text{CT}} Z_{\text{CT}} \tau_{\text{CT}}} + \frac{T_{\text{о.с.}} \delta s_{\text{H}}}{(\eta_{\text{Tx}})_{\text{H}}} \cong \frac{(l_{\text{min}})_{\text{CT}} + T_{\text{о.с.}} \delta s_{\text{H}}}{(\eta_{\text{Tx}})_{\text{H}} Z_{\text{H}} \tau_{\text{H}}}, \quad (45)$$

откуда определяется величина произведения  $(Z_{\text{H}} \tau_{\text{H}})$ :

$$Z_{\text{H}} \tau_{\text{H}} \cong \frac{1 + \frac{T_{\text{о.с.}} \delta s_{\text{H}}}{(l_{\text{min}})_{\text{CT}}}}{\frac{(\eta_{\text{Tx}})_{\text{H}}}{(\eta_{\text{Tx}})_{\text{CT}}} \frac{1}{Z_{\text{CT}} \tau_{\text{CT}}} + \frac{T_{\text{о.с.}} \delta s_{\text{H}}}{(l_{\text{min}})_{\text{CT}}}}. \quad (46)$$

Очевидно, что  $\frac{(\eta_{\text{Tx}})_{\text{H}}}{(\eta_{\text{Tx}})_{\text{CT}}} < 1$ , а  $Z_{\text{H}} \tau_{\text{H}} > Z_{\text{CT}} \tau_{\text{CT}}$ .

При  $\delta s_{\text{H}} = 0$  уравнение (46) дает равенство  $Z_{\text{H}} \tau_{\text{H}} = Z_{\text{CT}} \tau_{\text{CT}}$ .

Численный анализ реальных низкотемпературных систем подтверждает эффективность предлагаемой методологии. Особенно важно, что она в доступной форме позволяет количественно верно и весьма наглядно оценивать влияние внутренних необратимостей, например внутренних перетечек, трения и др., которые, как уже отмечалось, могут со временем возрастать в процессе эксплуатации и неизбежно приводить к изменению внешних характеристик или параметров (передаваемая во вне теплота, величина «недорекупераций», температура поверхности кожуха низкотемпературной системы, количество получаемых криопродуктов и т. п.).

Изложенное относится и к высокотемпературным системам. Различным их типам свойственны специфические способности проявления необратимости, которые также могут быть количественно оценены предлагаемым способом.

Выше были рассмотрены два классических случая: генерация работы (электроэнергии) за счет затрат высокопотенциальной (высокотемпературной) теплоты и генерации холода за счет затраты электроэнергии. Изложенные со-

ображения о применении *энтропийно-статистического* анализа и об оценке реальных значений энергетических потерь могут быть распространены на другие типы трансформаторов и тепловых двигателей. Например, существуют холодильные и криогенные установки, работающие благодаря вводимой в их циклы теплоте высокого потенциала – это адсорбционные и абсорбционные холодильные установки, криогенаторы типа Вюлемье – Такониса и другие, им подобные. Необходимая для их работы теплота высокого потенциала может генерироваться разными способами: сжиганием топлива, преобразованием в теплоту электроэнергии, механической или любой другой работы. Могут быть использованы естественные источники теплоты (гейзеры, вулканы, солнечные концентраторы и т. п.), а также теплосиловые выбросы различных энергетических и химических объектов. Известно, что коэффициент преобразования энергии любого вида (электрической, механической и др.) в теплоту равен единице, в то время как реальный коэффициент непрерывного преобразования теплоты сгорания топлива в работу (электроэнергию) равен  $\frac{T_{\Gamma} - T_{o.c.}}{T_{\Gamma}} \eta_{\tau, T_{\Gamma}}$ .

Поэтому важно подчеркнуть, что для циклов низкотемпературных установок, работающих от подводимой теплоты, безразлично, каким путем или способом эта теплота была получена. Принципиально важно, чтобы подводимая теплота обладала работоспособностью, за счет которой могут быть компенсированы как необходимые минимальные затраты работы для достижения желаемого технологического результата  $\sum l_{\min}$ , так и затраты работы, необходимые для компенсации производства энтропии вследствие необратимости реальных рабочих процессов  $T_{o.c.} \sum \Delta s_i$ .

Исходя из этого, можно определить как теоретическую величину необходимого количества теплоты, так (в первом приближении) и ее действительное значение:

$$Q_{\text{теор}} = \frac{\sum l_{\min} + T_{o.c.} \sum_{i=1}^n \Delta s_i}{\frac{T_{\Gamma} - T_{o.c.}}{T_{\Gamma}}} = \frac{\sum l_{\min} + T_{o.c.} \sum_{i=1}^n \Delta s_i}{1 - \frac{T_{o.c.}}{T_{\Gamma}}}; \quad (47)$$



$$Q_{\text{действ}} = \frac{\sum l_{\min} + \left( T_{\text{о.с.}} \sum_{i=1}^n \Delta s_i \right)}{\eta_{T, T_{\Gamma}}}, \quad (48)$$

где  $\eta_{T(T_x)_i}$  – среднестатистическая степень термодинамического совершенства установок, генерирующих холод на уровне  $(T_x)_i$ .

Очевидно, что при повышении температуры  $T_{\Gamma}$  знаменатель выражения (47) увеличивается, а значение необходимой теплоты  $Q_{\text{действ}}$  уменьшается, что вполне логично. Следует обратить внимание на то, что если теплота  $Q_{\text{действ}}$  генерирована путем преобразования электроэнергии  $N_{\text{эл}}$  ( $Q_{\text{действ}} = N_{\text{эл}}$ ), то необходимое количество электроэнергии в этом случае больше требуемого количества электроэнергии для равных по холодопроизводительности компрессионных холодильных и криогенных установок. Поэтому использование электроэнергии (а также механической или любой другой работы) в таких установках не всегда эффективно. Напротив, возможность применения различных источников теплоты достаточно высокого потенциала представляется их весомым преимуществом. В конечном итоге эффективность, безусловно, определяется общим технико-экономическим анализом тех или иных установок.

Всевозрастающее значение приобретают так называемые тепловые насосы, являющиеся одной из разновидностей термотрансформаторов. Источником низкопотенциальной теплоты могут быть, например, окружающая среда или какие-либо другие природные или искусственные резервуары теплоты, в общем случае с температурой  $T_{00}$ , а приемником (т. е. потребителем) теплоты на более высоком температурном уровне  $T_{\Gamma}$  – как сугубо бытовые объекты (жилые дома, общественные здания, бассейны и т. п.), так и технологические установки самого различного назначения. Теоретическая величина затрат необходимой работы (электроэнергии) для тепловых насосов определяется соотношением

$$l_{\text{теор}} = l_{\min} + T_{\text{о.с.}} \sum_{i=1}^n \Delta s_i, \quad (49)$$

где  $l_{\min} = q_{\Gamma} \frac{T_{\Gamma} - T_{00}}{T_{\Gamma}}$  – минимально необходимая работа для генерации теплоты

$q_T$  при температуре  $T_T$  и использования теплоты  $q_{00} = q_T - l_{\min}$  при  $T_{00}$ . Действительная величина работы (электроэнергии) в первом приближении равна:

$$l_{\text{действ}} = l_{\min} + T_{\text{о.с.}} \left( \sum_{i=1}^n \Delta s_i \right)_{\eta_{\text{т.т.н}}}, \quad (50)$$

где  $\eta_{\text{т.т.н}}$  – среднестатистическая величина степени термодинамического совершенства тепловых насосов,  $\eta_{\text{т.т.н}} = \frac{l_{\min}}{l_{\text{действ}}}$ .

Наконец, полезно обратить внимание на реальную возможность (а иногда и целесообразность) создания «хладосиловых» и других хладоутилизирующих установок. Дело в том, что сегодня реально существуют весьма большие источники низкопотенциальной теплоты в виде в первую очередь искусственно или естественно аккумулированного холода, например, танкеры и хранилища сжиженного природного газа (на 95 % состоящего из метана  $\text{CH}_4$ ), перевозимого и хранящегося при небольших давлениях и температурах порядка 110 К. При утилизации сжиженного метана как топлива перед его подачей в камеры сгорания можно с пользой и по-разному использовать его хладоресурс, например, для предварительного охлаждения воздуха в воздухоразделительных установках, его осушки и очистки от  $\text{CO}_2$ ; для охлаждения и замораживания продуктов при их перевозке на транспортных средствах, двигатели которых работают на метане; или охлаждения больших спортивных сооружений для зимних видов спорта и т. д.

Возможен также вариант прямого использования аккумулированного холода для получения работы (электроэнергии) в «хладосиловой» установке. Источником теплоты высокого потенциала при этом может быть как окружающая среда, так и любой другой источник теплоты с температурой  $T_{00}$ . Приемником теплоты будет являться резервуар, аккумулировавший холод, т. е. низкопотенциальную теплоту, или просто аккумулятор холода при температуре  $T_x$ . Теоретически возможная работа, которая может быть произведена (получена) в подобной «хладосиловой» установке, определяется по соотношению Карно – Клаузиуса [2]:

$$l_{\text{теор}}^{\text{max}} = q \frac{T_{00} - T_x}{T_{00}}, \quad (51)$$

где  $q$  – количество теплоты, передаваемой от источника с температурой  $T_{00}$  приемнику с температурой  $T_x$ .

Действительное количество работы (электроэнергии) будет в первом приближении равно:

$$l_{\text{действ}} \cong l_{\text{теор}}^{\text{max}} - T_{\text{о.с.}} \left( \sum_{i=1}^n \Delta s_i \right) \eta_{\text{т.х.д}}$$

или

$$l_{\text{действ}} = l_{\text{теор}}^{\text{max}} \eta_{\text{т.х.д}},$$

где  $\eta_{\text{т.х.д}}$  – среднестатистическая величина степени термодинамического совершенства «холодного двигателя».

Поскольку информация о среднестатистических значениях  $\eta_{\text{т.х.д}}$  на сегодня нам не известна, то приближенно (с запасом) действительную величину возможной работы можно вычислить как

$$l_{\text{действ}} \cong l_{\text{теор}}^{\text{max}} - T_{\text{о.с.}} \sum_{i=1}^n \Delta s_i. \quad (52)$$

По существу в данном учебно-методическом пособии авторы попытались использовать и взаимоувязать два источника информации, имеющих определяющее значение для анализа низко- и высокотемпературных установок, а именно: *энтропийный метод* анализа энергетических потерь и накопленную в течение длительного периода эксплуатации статистическую информацию об эффективности холодильных, криогенных и теплосиловых установок. Предложенный вариант анализа логично вписывается в методологию термодинамического метода исследования, поскольку фундаментальные принципы термодинамики, по сути своей феноменологические, также основаны прежде всего на практическом опыте и наблюдениях, включающих в себя и статистику. Конечно же, объединение двух источников информации хотя и не может увеличить ее объема, но придает результатам этого анализа новое качество: возможность более достоверно прогнозировать значения энергетических потерь и их распреде-

ление по элементам или узлам как проектируемых, так и находящихся в эксплуатации установок.

Достоверность результатов определяется исключительно точностью статистических характеристик. Понятно, что характеристики высоко- и низкотемпературных установок различных типов, работающих в определенном температурном интервале, могут существенно различаться. Например, для низкотемпературных криогенных гелиевых установок ( $T_x \approx 5$  К,  $T_{o.c.} \approx 300$  К) максимальные и минимальные значения  $\eta_{T_x}$  разнятся в 1,5...2 раза. В этих случаях необходим выбор значений  $\eta_{T_x}$  именно для того типа установок, к которому принадлежит исследуемая система. В некоторых случаях поискового анализа необходимо знать «коридор» между вероятными наименьшими и наибольшими значениями энергетических потерь. Их наименьшие значения определяются по максимальным реальным значениям  $\eta_{T_x}$  для современных установок, а наибольшие – по минимальным величинам  $\eta_{T_x}$ . Подобные «коридоры» вероятных значений потерь могут быть определены как для суммарных величин потерь, так и для каждого конкретного вида энергетических потерь, что, несомненно, практически полезно.

#### **1.4. Контрольные вопросы и задания для самостоятельной работы**

1. Что означает термин «производство энтропии»?
2. Дайте определение понятию «энергетические потери» по отношению к высокотемпературным и низкотемпературным установкам.
3. Чему равна величина работоспособности?
4. Приведите примеры типичных необратимых процессов.
5. Приведите соотношения Гюи – Стодола для низкотемпературных (холодильных и криогенных) систем и высокотемпературных теплосиловых установок и систем.
6. В каком элементе низкотемпературных тепломеханических установок затрачивается работа (электроэнергия), минимально необходимая для компенсации производства энтропии?
7. Физический смысл величины степени термодинамического совершенства установок генерации холода.
8. Напишите уравнение расчета теоретической величины производимой (получаемой) работы для высокотемпературных теплосиловых установок и систем.

## ГЛАВА 2. ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ МЕТОД ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО АНАЛИЗА ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СИСТЕМ

### 2.1. Задачи и возможности термодинамического анализа

Вся техника, т. е. совокупность технических объектов, созданных человеком, работает на основе использования энергии. Поэтому естественно, что среди различных подходов к ее изучению, проектированию, эксплуатации и совершенствованию важнейшее место занимает *энергетический*.

Термодинамический анализ на базе *эксергетического метода* представляет собой метод энергетического подхода к изучению и разработке технических систем.

Независимо от вида технической системы термодинамический анализ проводится на основе уже заранее известных термодинамических параметров системы (получаемых либо в эксперименте, либо расчетным путем при проектировании). Минимальное число этих параметров должно быть таким, чтобы для изучаемой системы и любой ее анализируемой части можно было составить материальный и энергетический балансы. С более общей точки зрения необходимо располагать данными для балансов, отражающих закон сохранения материи и закон сохранения энергии (в форме первого начала термодинамики) и, наконец, второе начало термодинамики (как сумму двух законов – постоянства энтропии в обратимых процессах и ее возрастания в необратимых). Последний вид баланса – *эксергетический* – завершает систему уравнений и основан на первых двух балансах [7].

Метод термодинамического анализа сводится в конечном счете к операциям, производимым в два этапа. *На первом этапе* путем логической абстракции в зависимости от целей исследования выделяют для анализа любую часть, заключающую элемент или группу элементов рассматриваемой системы, и составляют соответствующие эксергетические балансы. Для анализа нужно знать только необходимые для составления балансов параметры на контрольной по-

верхности анализируемой части системы; в пределе поверхность может заключать всю систему. *На втором этапе* для каждой анализируемой части (и, если необходимо, для системы в целом) составляются на основе эксергетических балансов термодинамические характеристики двух видов – *абсолютные* и *относительные*. Первые дают эксергию различных видов на входе (*расход*) и выходе (*производительность*), а также значения потерь; вторые показывают степень термодинамического совершенства (КПД) и относительное значение данной части, и ее влияние на другие части и систему в целом. Для нахождения перечисленных характеристик разработан комплекс как аналитических, так и графических приемов, а также алгоритмов расчета, составляющих существенную часть методики анализа.

Проведенный таким путем системный технико-термодинамический анализ позволяет получить разностороннюю и весьма подробную информацию как о самой рассматриваемой технической системе и ее частях, так и о взаимодействиях системы с равновесной средой и находящимися в этой среде другими объектами. Разумеется, в каждом конкретном случае из всего арсенала характеристик вычисляется только тот минимум показателей, которые необходимы для решения задачи.

Задача обычно не сводится только к получению информации о том, что в системе «хорошо» и что «плохо». Эту информацию имеет смысл получать только тогда, когда она используется как «руководство к действию»; для этого существуют две возможности:

– *термодинамическая оптимизация системы*. Такая оптимизация может проводиться на разных уровнях, начиная с простого выбора наивыгоднейших режимов и параметров работы вплоть до радикального усовершенствования системы с заменой элементов оборудования или даже изменением структуры;

– *технико-экономическая оптимизация системы*. Такая оптимизация может проводиться также на разных уровнях. Но во всех случаях она требует привлечения наряду с термодинамической информацией, получаемой в результате эксергетического анализа, и определенной технической и экономической

информации. Методика их совместного использования определяется видом системы и характером задачи.

Практическая полезность результата оптимизации в конечном счете определяется, естественно, технико-экономическими соображениями. Однако и термодинамическая оптимизация в определенных условиях может дать тот же экстремум целевой функции, что и технико-экономическая.

## 2.2. Энергия и эксергия, их виды и составляющие

В многочисленных процессах преобразования энергии и вещества, определяющих действие технических систем, может участвовать энергия самых разных видов.

Известно, что, несмотря на их единство и общность, отражаемые первым началом термодинамики, существуют и определенные ограничения превратимости энергии одних видов в другие, определяемые вторым началом термодинамики. Поэтому все виды энергии целесообразно разделить на две группы по признаку их превратимости. К первой относятся виды энергии полностью, без ограничений, превратимые в любые другие виды энергии. Ко второй – виды энергии, которые не могут полностью быть преобразованы в любой другой вид энергии [7].

Виды энергии *первой группы* характеризуются общим признаком – их энтропия равна нулю. Подвод или отвод теплоты к телу никак не сказывается на энергии этого вида. Виды энергии *второй группы*, напротив, всегда характеризуются энтропией, отличной от нуля. Изменение энергии этого вида всегда связано с тепловыми воздействиями.

В табл. 4 показаны возможности взаимного преобразования перечисленных видов энергии. Знак «+» обозначает возможность полного преобразования, знак «-» – только неполного.



Возможности взаимного преобразования одних видов энергии в другие

Вид энергии		№ п/п	1	2	3	4	6	7
Механическая		1	+	+	+	+	+	+
Электрическая		2	+	+	+	+	+	+
Внутренняя энергия тела	Молекулярная	3	-	-	+	-	+	-
	Химическая	4	-	-	+	-	+	-
	Ядерная	5	+	+	+	+	+	+
Энергия в переходе	Теплота	6	-	-	+	-	-	-
	Работа	7	+	+	+	+	+	+

Как видно из табл. 4, механическая и электрическая энергия, так же как и работа, относятся к первой группе, поскольку могут полностью быть преобразованы в любой вид энергии. Сюда же относится и ядерная энергия, выделяющаяся как при делении тяжелых ядер, например урана-235, так и при слиянии легких, например дейтерия. В принципе ядерная реакция, так же как и химическая, сопровождается некоторым возрастанием энтропии при изменении энергии соответствующих связей (ядерных и молекулярных). Однако в отличие от химических, при ядерных реакциях количество выделяющейся энергии настолько велико, что по сравнению с ней энтропийная составляющая пренебрежимо мала. Поэтому ядерная энергия, равная дефекту массы  $\Delta mc^2$ , с полным основанием может считаться полностью превратимой.

Таким образом, перечисленные четыре вида энергии (1, 2, 5, 7) относятся к первой, а остальные – ко второй группе.

При сравнении видов энергии с позиции их превратимости следует обратить внимание на одно важное обстоятельство – влияние параметров окружающей среды на энергетические преобразования. Все виды энергии, относящиеся к первой группе, при взаимных преобразованиях остаются полностью превратимыми совершенно независимо от параметров окружающей среды. Однако, как только в результате преобразования энергии появляется любой вид энергии второй группы, дело меняется в принципе; и не только потому, что возможности преобразований ограничены. Сами границы, условия преобразования энергии становятся зависимыми не только от ее параметров, но и от параметров окружающей среды. Чем меньше разность параметров среды и рабо-

чего тела технической системы, тем меньшая часть энергии может быть преобразована. В пределе при равенстве параметров рабочего тела в системе и в окружающей среде техническая ценность энергии любого вида, относящегося ко второй группе, равна нулю.

*Эксергия* – это свойство термодинамической системы или потока энергии, определяемое количеством работы, которое может быть получено внешним приемником энергии при обратимом их взаимодействии с окружающей средой до установления полного равновесия.

Система, рассматриваемая в термодинамическом анализе, может быть как очень простой (например, некоторое количество рабочего тела в замкнутом объеме или потоке), так и весьма сложной (крупный энергетический, химический или другой агрегат, биологическая система).

Система может быть как *закрытой* (без обмена вещества с окружающей средой и (или) находящимися в ней объектами), так и *открытой* (при существовании такого обмена), *стационарной* (с параметрами, не изменяющимися во времени) и *нестационарной*.

*Окружающая среда* характеризуется прежде всего тем, что ее параметры не зависят от параметров рассматриваемой системы. Это означает, что среда по отношению к системе должна быть настолько большой, что любое воздействие системы вызывало бы в ней такие малые изменения, которыми можно было бы пренебречь. Примерами такой среды могут служить атмосфера, литосфера, морская вода, космическое пространство. Второе условие, характеризующее окружающую среду, заключается в том, что все ее компоненты должны находиться в полном термодинамическом равновесии.

Эксергия системы, взаимодействующей с окружающей средой, остается неизменной при обратимом проведении всех процессов как внутри нее, так и при взаимодействии со средой, и уменьшается, если любой из этих процессов проходит необратимо.

Балансовые уравнения системы применительно к эксергии  $E$  универсальны и полностью пригодны для любых термодинамических систем независимо

от видов энергии, участвующих в процессе:

$$\sum E' \geq (\sum E'' + \Delta E) \quad (53)$$

или

$$\begin{aligned} \sum D &= \sum E' - (\sum E'' + \Delta E); \\ \eta_e &= \frac{\sum E'' + \Delta E}{\sum E'}, \end{aligned} \quad (54)$$

где  $\Delta E$  – приращение эксергии системы между начальной и конечной точками процесса;

$\sum E'$  и  $\sum E''$  – суммы соответственно подведенных и отведенных потоков эксергии;

$\sum D$  – сумма потерь эксергии;

$\eta_e$  – эксергетический КПД системы.

Соответствующее уравнение энергетического баланса будет иметь вид

$$\sum W' = \sum W'' + \Delta W, \quad (55)$$

где  $\Delta W$  – приращение энергии системы;

$\sum W'$  и  $\sum W''$  – суммы соответственно подведенных и отведенных потоков энергии.

Для стационарного процесса  $\Delta E$  и  $\Delta W$  равны нулю.

Принципиальная разница между уравнениями (55) и (53) состоит в том, что в первом при всех условиях равенство правой и левой частей соблюдается, а во втором левая часть в реальных процессах больше правой.

Таким образом, энергетический баланс по своей природе не может отразить потери от необратимости процессов в рассматриваемой системе, так как независимо от степени ее совершенства равенство (55) будет соблюдаться. Эксергетический баланс, напротив, во всех случаях показывает величину потерь от необратимости в системе.

В табл. 5 приведены особенности, определяющие различие между общим, фундаментальным понятием «энергия» и частным понятием «эксергия», отражающим одну из ее сторон – превратимость в определенных условиях среды.

Сопоставление особенностей энергии и эксергии

Энергия $W$	Эксергия $E$
Зависит только от параметров вещества или потока энергии и не зависит от параметров окружающей среды	Зависит от параметров как системы, так и окружающей среды
Всегда имеет значение, отличное от нуля	Может иметь значение, равное нулю (в нулевом состоянии при полном равновесии с окружающей средой)
Подчиняется закону сохранения в любых процессах и уничтожаться не может	Подчиняется закону сохранения при обратимых процессах; в реальных, необратимых процессах частично или полностью уничтожается
Превратимость одних видов в другие ограничена по условиям второго начала термодинамики для всех процессов, в том числе обратимых	Превратимость одних составляющих в другие не ограничена для обратимых процессов по условиям второго начала термодинамики

Эксергия вещества в потоке подразделяется на виды в зависимости от формы энергетических взаимодействий с окружающей средой через контрольную поверхность системы. Выделим три обобщенные силы, соответствующие таким взаимодействиям: *температуру*  $T$  (термическое взаимодействие), *давление*  $p$  (деформационное) и *химический потенциал*  $\mu$  (реакционное и концентрационное). Последние две формы взаимодействия, связанные с химическим потенциалом, отличаются тем, что для их осуществления необходим обмен массой с окружающей средой [7].

Обычно для удобства рассмотрения и расчета термическую и деформационную эксергию объединяют в один вид под общим названием *термодеформационной* (или чаще термомеханической), а *реакционную* и *концентрационную*, напротив, при классификации разделяют на две составляющие, несмотря на то, что обе связаны с разностью химических потенциалов вещества и окружающей среды. Соответствующая схема представлена в табл. 6.

Таблица 6

Виды и составляющие эксергии вещества в объеме и потоке и потока энергии

Вещество	Объем	$T$	Термическая	$E_T$
	Поток	$p$	Механическая (деформационная)	$E_p$
	Объем	$\mu$	Реакционная	$E_r$
	Поток		Концентрационная	$E_k$
Энергия	Поток	$T$	Теплоты	$E_q$
			Излучения	$E_{и}$

В целом характер взаимодействия технической системы с окружением (окружающая среда плюс находящиеся в ней объекты, служащие источниками и приемниками энергии и вещества) можно представить посредством схемы, показанной на рис. 4. Слева от системы показаны внешние объекты 1, 2 и 3, служащие источниками энергии, поступающей с материальными потоками всех видов, а также теплотой и работой; справа объекты, служащие приемниками этих же видов энергии. Каждый поток несет соответствующую эксергию.

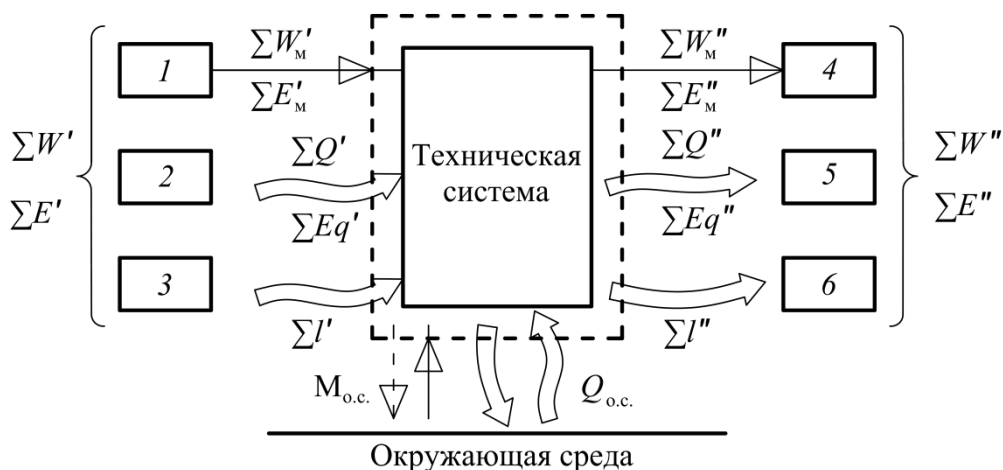


Рис. 4. Схема взаимодействия технической системы с окружающей средой и находящимися в ней объектами: 1, 2, 3 - внешние объекты - источники потоков вещества, тепловых потоков и работы; 4, 5, 6 - внешние объекты - приемники потоков вещества, тепловых потоков и работы

Следует подчеркнуть, что значение всех величин эксергии на входе и выходе системы не может быть определено чисто термодинамическим путем. Здесь необходима дополнительная информация – данные о работе системы, полученные при ее проектировании, испытании или расчетным путем, с привлечением других наук (гидрогазодинамики, теории тепломассообмена, химической кинетики и т. д.).

## 2.3. Эксергия вещества

### 2.3.1. Эксергия вещества в замкнутом объеме

Рассмотрим закрытую систему, параметры вещества которой при данном

состоянии обозначены через  $u$ ,  $s$ ,  $p$ ,  $v$ ,  $h$  и  $T$ . Под «веществом» в данном случае понимается не только индивидуальное вещество, но и смесь любых компонентов (в том числе и могущих химически взаимодействовать при изменении состояния системы). В нулевом состоянии, т. е. при полном равновесии как внутри системы, так и с окружающей средой, эти параметры будут иметь значения  $u_{0.c.}$ ,  $s_{0.c.}$ ,  $p_{0.c.}$ ,  $v_{0.c.}$ ,  $h_{0.c.}$  и  $T_{0.c.}$  соответственно.

Задача определения эксергии  $e_v$  сводится, таким образом, к определению максимальной работы, которую может произвести система при переходе ее от заданного внутренне-равновесного состояния к нулевому, когда все ее параметры соответственно станут равными нулевым. Поскольку наше рассмотрение в данном случае ограничено системами с термомеханическими процессами, а обмен веществом через границы системы исключен, энергетическое взаимодействие системы и среды может проходить только в двух формах – теплоты  $q$  (*термическое взаимодействие*) и работы  $l$  (*механическое взаимодействие*).

При обратимом переносе энтропии от единицы массы вещества – рабочего тела, содержащегося в системе, на уровень окружающей среды или от окружающей среды на уровень температуры рабочего тела, на каждом данном элементарном участке процесса может быть получена работа

$$-\delta l'' = \frac{(T - T_{0.c.})\delta q}{T}. \quad (56)$$

По первому началу термодинамики величины  $\delta q$  и  $\delta l$  связаны с внутренней энергией  $u$  соотношением  $\delta q = \delta u - \delta l$ , а величина  $\delta q / T$  в соответствии со вторым началом для обратимых процессов равна  $\delta s$ .

Отсюда следует, что для процесса, завершающегося выравниванием соответствующих параметров системы и окружающей среды, эксергия определяется по формуле

$$e_v = (u - u_{0.c.}) - T_{0.c.}(s - s_{0.c.}) + p_{0.c.}(v - v_{0.c.}). \quad (57)$$

Поскольку при данных параметрах окружающей среды величины  $u_{0.c.}$ ,  $s_{0.c.}$ ,  $p_{0.c.}$  и  $v_{0.c.}$  постоянны, то для каждого заданного состояния рабочего тела величина эксергии  $e_v$  имеет неизменное фиксированное значение, будучи парамет-

ром состояния системы и среды – *эксергетической функцией*.

Величина  $e_v$  применима для изучения систем, где совершаются процессы, достаточно близкие к условию, когда масса через ее границы не проходит.

Наибольшее практическое значение имеет эксергия вещества в потоке, поскольку в подавляющем количестве технических систем протекают именно стационарные и квазистационарные поточные процессы.

### 2.3.2. Термомеханическая эксергия потока вещества

Рассмотрим установившийся поток рабочего тела. Для определения эксергии  $e$  потока требуется найти максимальную его работу при переходе от данного состояния к нулевому.

Функция  $e$  отличается от  $e_v$  количеством работы, связанной с перемещением потока вещества и определяемой по формуле

$$e = e_v + v(p - p_{o.c.}) = u + pv - T_{o.c.}s + c \quad (58)$$

или

$$e = h - h_{o.c.} - T_{o.c.}(s - s_{o.c.}) = h - T_{o.c.}s + c. \quad (59)$$

Функция  $e$  представляет собой *эксергетическую функцию*, поскольку ее величина однозначно определяется параметрами вещества и окружающей среды.

Для определения места, которое занимает эксергия вещества среди других известных термодинамических величин, необходимо сравнить ее свойства с функциями, которые обладают свойствами потенциала [7].

По существу в соответствии со смыслом этого термина потенциалами являются параметры, разность которых на границе системы служит причиной возникновения энергетического взаимодействия соответствующего рода. Произведение такого параметра на изменение связанной с ним координаты состояния дает количество энергии, передаваемой через границу системы при взаимодействии. Эти параметры состояния не обладают свойством аддитивности.

Примером таких параметров могут служить температура  $T$ , давление  $p$ , химический потенциал  $\mu$ . Под названием потенциала в термодинамике широко используются и специальные функции, изменение которых в обратимом про-

цессе и при постоянстве соответствующих независимых переменных равно работе. Такие термодинамические потенциалы, к которым относятся энтропия  $s$ , внутренняя энергия  $u$ , энтальпия  $h$ , а также энергия Гельмгольца  $f = u - Ts$  и энергия Гиббса  $g = h - Ts$ , очень удобны для вычисления обратимой работы соответствующих процессов.

Однако эти функции определяют работу «изнутри» термодинамической системы и при определенных для каждой из них условиях. Какое ее количество может быть получено за границами системы во внешней по отношению к ней среде в результате не только внутренних процессов, но и взаимодействия системы со средой, эти функции «не знают».

Принципиальное значение имеет вопрос о величине эксергии в области, близкой к абсолютному нулю температуры. Для определения значения  $e$  при абсолютном нуле в формуле (59) необходимо, казалось бы, подставить значения  $h$  и  $s$  при этой температуре. Тогда разности  $h - h_{o.c.}$  и  $s - s_{o.c.}$  будут иметь конечное значение независимо от выбора точек отсчета для  $h$  и  $s$ . Это означало бы в случае корректности такой подстановки, что величина  $e$ , т. е. минимальная работа перевода вещества в состояние при  $T = 0$ , конечна и абсолютный нуль достижим при конечной затрате работы.

Однако такой вывод противоречит закону Нернста. Это противоречие разрешается, если принять во внимание, что понятие эксергии выводится из первого и второго начал термодинамики, на базе которых принципиально нельзя рассматривать вопрос о недостижимости абсолютного нуля, которая может быть доказана только на основе третьего начала термодинамики – закона Нернста. Из него следует, что изменение состояния вещества по адиабате (а на нем основан любой квазистатический метод охлаждения) не может привести к  $T = 0$ , так как адиабата при  $T \rightarrow 0$  одновременно становится изотермой и понижение температуры прекращается. Отсюда следует, что формула (59) вблизи абсолютного нуля вырождается и теряет физическое содержание. Действительно, ее вывод основан на цикле Карно, состоящем из изотерм и адиабат. Но адиабата при  $T \rightarrow 0$  становится изотермой; изменение температуры исчезает, и вывод теряет смысл.



### 2.3.3. Химическая эксергия потока вещества и ее составляющие

**Концентрационная эксергия.** Эту составляющую химической эксергии необходимо учитывать в тех случаях, когда в самом анализируемом объекте или при его взаимодействии с окружающей средой происходят процессы разделения смесей или смешения (например, в воздухоразделительных установках, агрегатах опреснения морской воды и т. д.).

Вещества, концентрационную эксергию которых необходимо определить, содержатся в исходной смеси, имеющей температуру и давление окружающей среды, как компонент раствора (смеси) в свободном, химически не связанном состоянии. Концентрационная эксергия чистого вещества определится максимальной работой, которая может быть получена при  $p_{o.c.}$  и  $T_{o.c.}$  в процессе выравнивания концентрации его компонентов с их концентрацией в исходной смеси, или, что то же самое, минимальной работой, которая необходима, чтобы извлечь эти компоненты в данной концентрации при  $p_{o.c.}$  и  $T_{o.c.}$  из исходной смеси. Это положение относится как к твердым растворам, так и к жидким, и газообразным. Таким образом, подсчет концентрационной эксергии связан не с температурой и давлением веществ, а только с их составом. При этом химические соединения рассматриваются как индивидуальные вещества, находящиеся в растворе при определенной концентрации. Исходная смесь, концентрация которой задана, может представлять собой как окружающую среду (например, воздух, морская вода), соответствующую реальной среде, окружающей рассматриваемую техническую систему, так и любую смесь при параметрах  $p_{o.c.}$  и  $T_{o.c.}$ . Важно только, чтобы в процессах разделения (или смешения) концентрации потоков в каждом сечении не менялись; другими словами, количества этих веществ должны быть достаточно большими [7].

В общем случае концентрационная эксергия  $e_k$  каждого из потоков продуктов разделения заданного состава, извлекаемых из исходной смеси, определяется по той же универсальной формуле (59), что и термомеханическая эксергия потока. Разница заключается только в том, что общая величина эксергии (т. е. минимальной работы разделения) определяется алгебраической суммой

идеальных работ изменения концентрации ( $\xi_i$  каждого компонента смеси (от исходной  $\xi_i'$  до  $\xi_i''$  в каждом из конечных продуктов):

$$e_k = \sum (h_i'' \xi_i'' - y_i h_i' \xi_i') - T_{o.c.} \sum (s_i'' \xi_i'' - y_i s_i' \xi_i'), \quad (60)$$

где  $\sum (h_i'' \xi_i'' - y_i h_i' \xi_i')$  – разность мольных энтальпий компонентов смеси до изменения их концентрации (т. е. в исходной смеси) и после изменения концентрации (т. е. в полученном продукте);

$\sum (s_i'' \xi_i'' - y_i s_i' \xi_i')$  – соответствующая разность энтропии;

$\xi_i''$  и  $\xi_i'$  – мольные концентрации каждого  $i$ -го компонента в продукте и исходной смеси;

$y_i$  – мольная доля продукта по отношению к исходной смеси.

Очевидно, что поскольку обратимый процесс, к которому относится формула (60), протекает при условии  $T_{o.c.} = idem$  и  $p_{o.c.} = idem$ , величина  $e_k$  равна разности между суммарной энергией Гиббса продуктов разделения и исходной смеси:  $e_k = \Delta g$ , т. е. приращению энергии Гиббса.

Во многих частных случаях задача решается проще. Рассмотрим использование уравнения (60) применительно к разделению атмосферного воздуха – извлечению из него кислорода, азота или инертных газов.

В идеальном варианте такой процесс представляет собой изотермическое (при  $T_{o.c.}$ ) выделение из потока воздуха продукта, в котором концентрация заданного компонента  $\xi_i = 1$ . Если, например, концентрация кислорода в воздухе  $\xi_{i,o.c.} = \xi_i' = 0,208$ , то получение из него кислорода требует повышения его концентрации до  $\xi_i'' = 1$ . Для получения каждого  $i$ -го продукта нужно затратить изотермическую работу, которая и определит в соответствии с (60) его эксергию  $e_{k,i}$ . Поскольку процесс протекает при  $T_{o.c.}$ , теплота, выделяемая (или поглощаемая) в изотермическом процессе, имеет нулевую эксергию и не должна учитываться.

Поскольку атмосферный воздух при  $p_{o.c.}$  и  $T_{o.c.}$  можно рассматривать как идеальную смесь идеальных газов, энтальпия получаемого продукта  $h_i$  будет равна исходной его энтальпии в воздухе. Тогда формула (60) примет вид

$$e_{k,i} = -T_{o.c.} \sum (s_i - y_i s_{i,o.c.}) = -T_{o.c.} \Delta s_i. \quad (61)$$

Правая часть уравнения определяется изменением энтропии соответствующего компонента в процессе изотермического сжатия. Знак минус показывает, что работа затрачивается. Величина  $e_k$  всегда положительна, так как в процессах разделения  $\sum \Delta s < 0$ . Поскольку для идеального газа

$$-T_{o.c.} \sum \Delta s = RT_{o.c.} \ln \frac{P_{i,o.c.}}{P_i''}, \quad (62)$$

поэтому

$$e_{k,i} = \sum R_i T_{o.c.} \ln \frac{1}{\xi_i}. \quad (63)$$

Из формулы (63) следует, что концентрационная эксергия тем больше, чем меньше мольная доля компонента в исходном продукте (в данном случае – воздухе).

Расчет концентрационной эксергии других веществ, извлекаемых из жидких и твердых растворов, позволяет определять совершенство соответствующих технологических процессов, показывая минимальное значение энергозатрат.

**Реакционная эксергия.** Значительная часть технических объектов, представляющих собой открытые системы, характеризуется тем, что в них протекают не только термомеханические процессы (как связанные с изменением концентрации веществ, так и без такого изменения), но и химические реакции. В результате поступающие в такую систему и выходящие из нее потоки имеют не только разные температуры, давления и концентрации, но и содержат разные вещества.

Для анализа таких систем необходимо учитывать и *реакционную эксергию*. Реакционная эксергия близка к концентрационной эксергии в том смысле, что в обоих случаях ее значение связано с разностью значений одной и той же обобщенной силы – химического потенциала  $\mu$  (аналогично тому, как для термомеханической эксергии величин  $p$  и  $T$ ). Вместе с тем имеются и принципиальные отличия, которые существенно усложняют расчеты *реакционной эксер-*

гии по сравнению с *концентрационной*. Общая формула для определения эксергии потока вещества (59) остается, естественно, действительной и здесь; однако ее модификация (60), предназначенная для расчета концентрационной эксергии, не подходит для реакционной эксергии.

Чтобы установить модификацию формулы (59), пригодную для этой цели, необходимо учесть *два обстоятельства*.

1. Значения энтальпии и энтропии для рассматриваемых состояний и для условий равновесия с окружающей средой, входящие в формулы (59) и (60), относятся к *одному и тому же веществу*. Поэтому положение точек начала отсчета  $h$  и  $s$  не имеет значения; при вычитании аддитивная составляющая сокращается. При подсчете реакционной эксергии величины  $h$  и  $s$  относятся к *разным веществам*, и поэтому для каждой из функций нужно иметь одну точку начала отсчета. Здесь следует использовать методику подсчета  $h$  и  $s$ , разработанную в химической термодинамике.

2. При определении изменения концентрационной эксергии вещества, от которого идет начало отсчета, берется исходная смесь независимо от того, имеется она в окружающей среде или нет; конечные и начальные продукты отличаются только концентрациями. При определении химической эксергии элементом отсчета служит вещество, содержащееся в окружающей среде. Выбор веществ окружающей среды, которые должны служить веществами отсчета реакционной эксергии – достаточно сложная задача, не возникающая при расчете концентрационной эксергии.

Сложность состоит в том, что в отличие от равновесия по температуре и давлению, которые в окружающей среде (в том смысле, как она определена выше) вполне достижимы, равновесие по химическим потенциалам химически реагирующих веществ в ней практически никогда не достигается. Состав окружающей среды весьма неоднороден, в особенности в литосфере (даже учитывая исключение из нее источников вещества и энергии, отличающихся по химическому потенциалу в наибольшей степени).

Поэтому столь же точный расчет абсолютных значений реакционной эк-

сергии как величин  $e_p$  и  $e_T$  принципиально невозможен. Для практических целей необходимо ввести некоторые упрощающие допущения, однако при условии, что они будут соответствовать требованиям эксергетического анализа и, разумеется, достаточно объективно отражать реальную окружающую среду данного технического объекта.

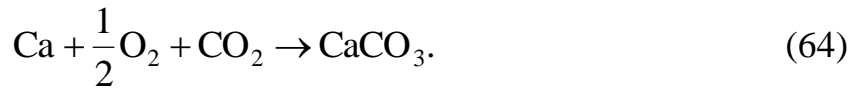
Для эксергетического анализа необходимо, чтобы при выборе в окружающей среде точек начала отсчета для химической эксергии компонентов эти точки оставались неизменными для веществ как, поступающих в систему, так и выходящих из нее (независимо от изменения их химического состава).

Эксергию каждого элемента или соединения определяют исходя из предположения, что эксергия веществ, находящихся в окружающей среде в состоянии, близком к равновесию с другими ее компонентами, равна нулю. Это означает, что такие вещества отсчета должны характеризоваться минимальной эксергией по отношению к другим компонентам окружающей среды, в частности входящим в состав атмосферы. Такими веществами служат продукты выветривания – высшие оксиды, карбонаты, силикаты и т. п.

После выбора вещества отсчета производится расчет эксергии – в данном случае максимальной работы изотермически-изобарной (при  $p_{o.c.}$  и  $T_{o.c.}$ ) реакции *девальвации* (обесценивания), в которой данное вещество превращается в вещество отсчета. Полученная при этом работа будет мерой химической эксергии  $e_x$  вещества в том случае, если девальвация протекает обратимо.

Дело усложняется тем, что для проведения реакции девальвации недостаточно в общем случае одного вещества отсчета, выбранного в соответствии с изложенными выше требованиями. В левой части уравнения реакции девальвации наряду с рассматриваемым веществом должно быть и другое дополнительное вещество (или другие вещества), с которым оно вступает в реакцию. Результатом реакции является получение *основного вещества (веществ) отсчета*, имеющего (имеющих) в чистом виде эксергию, равную нулю. Поясним это на примере.

Уравнение реакции девальвации для кальция будет иметь вид



Здесь  $\text{O}_2$  и  $\text{CO}_2$  – *дополнительные* вещества отсчета, а твердый углекислый кальций – *основное* вещество отсчета.

Расчет величины максимальной работы ведется на основе общей формулы для эксергии потока (59), которая для химических реакций примет вид

$$e_r = \sum h_j M_j - \sum h_i M_i - T_{\text{о.с.}} (\sum s_j M_j - \sum s_i M_i) - \sum e_{r,k} M_k. \quad (65)$$

Здесь разность энтальпий веществ: эксергия которого определяется и основного вещества отсчета, из которого оно получается, – до реакции (индекс  $i$ ) и после реакции (индекс  $j$ );

$\sum h_j M_j - \sum h_i M_i$  – так называемая *энтальпия девальвации*; соответствующая разность энтропий  $\sum s_j M_j - \sum s_i M_i$  – *энтропия девальвации*.

Из величины разности энергий Гиббса нужно вычесть сумму значений химических эксергий дополнительных веществ отсчета  $\sum e_{r,k} M_k$ , так как в общем случае она отлична от нуля.

Этим дополнительным членом формула (65) отличается от общей формулы эксергии потока вещества (59).

## 2.4. Эксергия потоков энергии

### 2.4.1. Эксергия теплового потока

Величина эксергии  $e_q$  теплового потока  $q$  определяется уравнением

$$e_q = \sum \delta q \frac{T - T_{\text{о.с.}}}{T} = \sum \delta q \tau_e. \quad (66)$$

Входящая в эти выражения величина  $\tau_e = (T - T_{\text{о.с.}}) / T$ , равная так называемому термическому КПД цикла Карно между температурами  $T$  и  $T_{\text{о.с.}}$ , так же как и  $e$ , представляет собой функцию состояния системы и окружающей среды и зависит при фиксированном значении  $T_{\text{о.с.}}$  только от  $T$ . Она, как и  $e$ , включает наряду с параметром состояния  $T$  и значение параметра  $T_{\text{о.с.}}$  окружающей среды.

Важно подчеркнуть два обстоятельства, относящихся к величине  $\tau_e$ .

*Во-первых*, классический обратный цикл Карно – не единственный цикл, термический КПД которого равен  $\tau_e$ . Можно представить бесконечно большое количество таких циклов. Впервые это показал А. И. Вышнеградский, разработавший общую теорию циклов с регенерацией теплоты. Такие циклы состоят из двух изотерм и двух эквидистантных процессов изменения состояния, связывающих эти изотермы. В эквидистантных процессах изменения энтропии должны быть равны по величине и противоположны по знаку [6].

Частные случаи идеальных циклов – это известные циклы Стирлинга и Эриксона. Первый состоит из двух изотерм и двух изохор ( $v = \text{idem}$ ), второй – из двух изотерм и двух изобар ( $p = \text{idem}$ ).

Цикл Стирлинга находит практическое применение в двигателях с внешним подводом теплоты и в газовых криогенных машинах (ГКМ). В некоторых ГКМ используется и цикл Эриксона. Поэтому в качестве образца идеального цикла взаимных превращений теплоты и работы могут быть использованы и обратимые циклы с регенерацией теплоты.

*Во-вторых*, температурная функция  $\tau_e$  имеет универсальное значение не только применительно к циклам. Она пригодна для оценки любых взаимных преобразований теплоты и работы, проводимых не только посредством циклов или квазициклов с потоками рабочего тела, но и без них (как, например, в термоэлектрических, термомагнитных и других, основанных на неравновесных процессах преобразования энергии).

В последнем случае процесс преобразования не может быть обратимым, однако и здесь значение  $\tau_e$  показывает предельные возможности преобразования, определяемые вторым началом термодинамики.

В отличие от  $\tau_e$  второй сомножитель выражения (66) – величина  $\delta q$  – не является дифференциалом параметра состояния. Поэтому и эксергия тепла  $e_q$  в отличие от  $e_v$  и  $e$  не параметр состояния, а параметр, зависящий от пути процесса, аналогичный в этом смысле величинам тепла  $q$  и работы  $l$ .

Связь между  $\tau_e$  и  $T$  (при  $T_{0.c.} = 293,15 \text{ K}$ ) определяется уравнением

$$\tau_e = \frac{1 - T_{o.c.}}{T} = \frac{1 - 293,15}{T}. \quad (67)$$

В прямоугольной системе координат зависимость  $\tau_e$  от  $T$  будет изображаться гиперболой, пересекающей ось абсцисс ( $\tau_e = 0$ ) в точке  $T_{o.c.} = 293,15$  К (рис. 5). В общем случае, при разных  $T_{o.c.}$  значение  $\tau_e$  будет показывать семейство гипербол, каждая из которых будет пересекать ось абсцисс в точке соответствующего значения  $T_{o.c.}$ . При  $T \rightarrow \infty$  значение  $\tau_e \rightarrow 1$ ; при  $T \rightarrow 0$  величина  $\tau_e \rightarrow \infty$ . Таким образом, величина  $\tau_e$  может принимать все рациональные числовые значения в интервале от  $-\infty$  до  $+1$ .

Из графика видно, что по мере увеличения  $T$  темп роста  $\tau_e$  замедляется; при высокой температуре происходит очень малый рост  $\tau_e$ , значение которой стремится к единице.

Из этого следует важный вывод: *тепловой поток при  $T \rightarrow \infty$  может рассматриваться как поток высококачественной энергии, равносильный работе.*

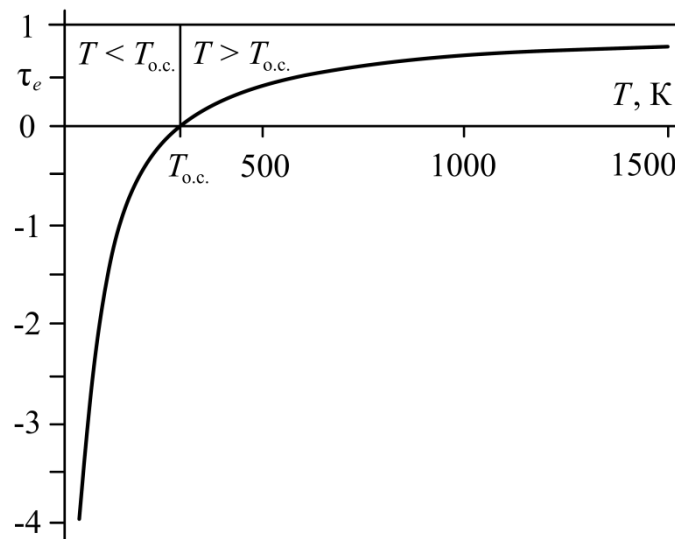


Рис. 5. Зависимость  $\tau_e$  от  $T_{o.c.}$ .

Практически уже при  $T$ , превышающей несколько тысяч Кельвинов, разница между эксергией тепла и работой становится несущественной.

Большая зона отрицательных значений  $\tau_e$  соответствует относительно небольшому интервалу температур от  $T_{o.c.}$  до  $T \rightarrow 0$  К. Такая зависимость  $\tau_e$  от  $T$  в этой области отражает более высокую эксергетическую ценность теплового потока почти во всей зоне низких температур по сравнению с таким же потоком



при высоких температурах.

Изменение знака  $\tau_e$  при переходе через  $T_{o.c.}$  приводит и к соответствующему изменению знака эксергии теплового потока. При температурах выше  $T_{o.c.}$  знаки  $e_q$  и  $q$  одинаковы. Это означает, что направление потока эксергии совпадает с направлением теплового потока. Отводя от системы энергию в форме теплоты, мы отводим и эксергию. При температуре ниже  $T_{o.c.}$  знаки потоков теплоты и эксергии противоположны. Если  $q < 0$ , то  $e_q > 0$ , и наоборот. В этих условиях, отводя теплоту от системы, мы подводим к ней эксергию. Чем ниже температура  $T$  тела по отношению к окружающей среде, тем большее количество работы может быть получено при использовании теплового потока между телом и окружающей средой (или затрачено на создание теплового потока, направленного от тела с более низкой температурой к окружающей среде).

***Влияние изменения параметров окружающей среды на  $e_q$ .*** Поскольку величина  $e_q$  характеризует только термическое взаимодействие со средой, она зависит только от одного параметра среды – температуры  $T_{o.c.}$ . Эта зависимость определяется значением величины  $\Delta\tau_e$ , связанной с  $T_{o.c.}$

$$\Delta\tau_e = \frac{\Delta T_{o.c.}}{T}, \quad (68)$$

которая вытекает из (67), значение  $\tau_e$  при изменении  $T_{o.c.}$  меняется тем меньше, чем выше  $T$ . Поэтому в области высоких температур ( $T > 400\dots 500$  К) колебания  $\tau_e$  при изменениях  $T_{o.c.}$ , встречающихся в практике, невелики. В области низких температур значения  $\tau_e$  меняются более существенно.

#### **2.4.2. Эксергия излучения**

При рассмотрении энергетических и эксергетических балансов различных систем и их частей часто бывает необходимо учитывать потоки в форме излучения. К таким системам, в частности, относятся многие элементы высокотемпературных установок, солнечные нагреватели, устройства с вакуумной теплоизоляцией, а также многие биологические объекты [7].

Во многих случаях обмен энергией в форме излучения не только играет

существенную роль в энергетическом балансе, но и составляет его основу (например, в естественных и искусственных космических объектах). Поэтому расчет эксергии излучения необходим при термодинамическом анализе многих технических и других систем. Таким образом, речь здесь должна идти не об излучении как некоторой субстанции, находящейся в объеме и характеризующейся давлением, а о потоке.

Излучение (как форма переноса энергии) характеризуется, как и тепловой поток, тем, что в отличие от энергии потока вещества оно не связано с переносом массы в размерах, которые нужно учитывать при термодинамическом анализе. Общей с тепловым потоком характеристикой излучения служит также зависимость его эксергии только от одного параметра окружающей среды – температуры  $T_{о.с.}$ .

Вместе с тем расчет эксергии излучения связан со спецификой, определяемой особенностями этой формы передачи энергии. Основное исследование в этой области принадлежит Р. Петеле и Я. Шаргуту. Эксергия излучения может рассматриваться с двух позиций. Можно говорить об эксергии  $e_{и}$  излучения, испускаемого некоторой поверхностью, свойства и температура которой известны. Но во многих задачах более важно знать эксергию излучения, достигающего некоторой поверхности, независимо от источника этого излучения. В этом втором случае параметры излучения определяются путем измерений. В обоих случаях эксергия  $e_{и}$  излучения определяет *максимальную работу, которая может быть выполнена во время обратимого процесса приведения этого излучения в состояние равновесия с окружающей средой (при  $T_{о.с.}$ )*.

При эксергетическом анализе потока излучения различают *два случая*.

1. Рассматривается так называемое тепловое излучение, характеризующееся определенным распределением частот (например, абсолютно черного, абсолютно белого тела и др.). В этом случае поток излучения, как известно, несет определенную энтропию, отличную от нуля, и соответственно аналогичен в этом смысле тепловому потоку.

2. Рассматривается монохроматическое когерентное излучение (напри-

мер, квантового генератора) с одной строго выдерживаемой частотой. Для такого случая поток излучения не характеризуется энтропией (она равна нулю) и может рассматриваться как поток организованной энергии, передаваемой от одного тела к другому в форме работы (или тепловой поток при  $T \rightarrow \infty$ ). Здесь эксергия излучения равна энергии  $e_{\text{и}} = W_{\text{и}}$  и задача расчета эксергии отпадает.

Для излучения абсолютно черного тела с температурой  $T > T_{\text{о.с.}}$  эксергия излучения, отнесенная к единице поверхности, равна

$$e_{\text{и}} = \frac{\varepsilon C_0}{3(3T^4 + T_{\text{о.с.}}^4 - 4T_{\text{о.с.}}T^3)}, \quad (69)$$

где  $\varepsilon$  – коэффициент теплового излучения поверхности;

$C_0$  – постоянная Стефана-Больцмана.

То же уравнение действительно и для случая, когда  $T < T_{\text{о.с.}}$ . Анализ уравнения (69) показывает, что  $e_{\text{и}} = 0$  при  $T = T_{\text{о.с.}}$  и возрастает при отклонении  $T$  от  $T_{\text{о.с.}}$  в сторону как высоких, так и низких температур, сохраняя при этом положительное значение. В этом смысле эксергия излучения аналогична как эксергии  $e_{\text{в}}$ , так и эксергии  $e$  (при  $p > p_{\text{о.с.}}$ ).

Энергия излучения, как известно, растет монотонно с повышением температуры, пропорционально ее четвертой степени. Поэтому при  $T \neq T_{\text{о.с.}}$  энергия и эксергия излучения всегда различны по величине, за исключением одной точки, соответствующей температуре  $T_p$ , удовлетворяющей отношению  $T_p / T_{\text{о.с.}} = 0,63$ . При  $T_{\text{о.с.}} = 293$  К температура  $T_p = 293 \cdot 0,63 = 184,6$  К. Эксергия  $e_{\text{и}}$  излучения, имеющего температуру выше  $T_p$ , меньше его энергии  $q_{\text{и}}$ , а при температурах ниже  $T_p$  значение  $e_{\text{и}} > q_{\text{и}}$ . В частности, для солнечной радиации при  $T_{\text{о.с.}} = 300$  К отношение  $e_{\text{и}} / q_{\text{и}} = 0,933$ . Это означает, что КПД устройств, работающих на солнечной радиации, будет заниженным, если его рассчитывать по энергии излучения  $q_{\text{и}}$ .

Если температура  $T_{\text{о.с.}}$  уменьшается, то  $T_p$  также понижается. Из формулы также следует, что при малых значениях  $T_{\text{о.с.}}$  значения энергии и эксергии излучения сближаются: при  $T_{\text{о.с.}} \rightarrow 0$  величина  $e_{\text{и}} \rightarrow \varepsilon C_0 T^4$ . Такие условия характерны для тех областей космоса, где весьма низка температура равновесного излучения.

## 2.5. Связь термомеханической эксергии потока вещества и эксергии теплового потока

Для установления связи между  $e$  и  $e_q$  необходимо установить еще некоторые свойства эксергии потока вещества.

Сопоставим свойства энтальпии  $h$  и эксергии  $e$  потока, рассматривая их как функции независимых переменных  $p$  и  $s$ .

Для энтальпии  $h$

$$dh = Tds + vdp; \quad (70)$$

$$\left(\frac{\partial h}{\partial s}\right)_p = T;$$

$$\left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_s = v.$$

Для эксергии  $e$

$$de = (T - T_{o.c.})ds + vdp; \quad (71)$$

$$\left(\frac{\partial e}{\partial s}\right)_p = T - T_{o.c.};$$

$$\left(\frac{\partial e}{\partial p}\right)_s = v.$$

Сравнение соответствующих выражений в правом и левом столбцах указывает на аналогию некоторых свойств функций  $h$  и  $e$ , связанную с тем, что обе функции дают энергетическую характеристику потока вещества [7].

Изменение  $dh$  энтальпии в изобарном процессе ( $dp = 0$ ) дает количество теплоты  $\delta q = Tds$ , которая переходит через контрольную поверхность системы. Изменение эксергии  $de$  в аналогичных условиях также характеризует количество теплоты, передаваемой через границы системы, но только равно работе, которая в идеальном случае может быть получена при использовании этой теплоты:  $\delta l = \delta q - T_{o.c.}ds$  (работоспособности, эксергии теплоты).

Другими словами, изменение эксергии  $e_q$  в идеальном изобарном процессе равно эксергии выделяющегося (или поглощаемого) теплового потока

$$(de)_p = (dh)_p - T_{o.c.}(ds)_p = \delta q \frac{T - T_{o.c.}}{T} = \delta e_q. \quad (72)$$

Для конечного изобарного процесса

$$(\Delta e)_p = e_q. \quad (73)$$

*Изменение эксергии  $\Delta e$  потока рабочего тела в изобарном процессе равно эксергии  $e_q$  связанного с этим процессом теплового потока  $q$ .*

Соотношения (72) и (73) очень важны для практики, так как позволяют сразу определить эксергию теплоты  $e_q$  в изобарном процессе. Особое значение формулы (72) и (73) имеют для анализа процессов в теплообменниках, протекающих обычно в изобарных или близких к ним условиях. Во всех этих случаях подсчет эксергии теплоты можно не проводить, а получить величину  $e_q$  по  $\Delta e$ . Это особенно удобно при переменной температуре, когда точный подсчет  $e_q$  может оказаться трудоемким и сложным.

Важно отметить также связь между эксергией потока и эксергетической температурной функцией. Она обусловлена тем, что величина, характеризующая эксергию термического взаимодействия, должна входить составной частью в уравнение для  $e$ . Действительно, из анализа величины  $e$  как функции энтальпии и давления следует

$$\left( \frac{\partial e}{\partial h} \right)_p = \frac{T - T_{o.c.}}{T} = \tau_e; \quad (74)$$

$$\left( \frac{\partial e}{\partial p} \right)_h = -\frac{T_{o.c.}}{T} v. \quad (75)$$

Из выражения (74) следует, что частная производная термомеханической эксергии потока по энтальпии при постоянном давлении равна эксергетической температурной функции  $\tau_e$ . Изменение как энтальпии  $h$ , так и эксергии  $e$  в изоэнтропном процессе  $(dh)_s$  и  $(de)_s$  дает в обоих случаях одну и ту же величину  $vdp$ , равную работе изменения давления рабочего тела в потоке. Полный дифференциал энтальпии  $dh$  дает изменение энергии потока в результате как термических, так и механических воздействий через границы системы. Полный дифференциал эксергии  $de$  также связан с этими видами воздействий через гра-

ницы системы, но дает значение полезной пригодной энергии, которая может быть превращена в работу – *эксергии*.

Другими словами, изменение энтальпии  $h$  отражает энергетические превращения в потоке вещества без учета ограничений, накладываемых вторым началом термодинамики, в условиях взаимодействия с окружающей средой, а изменение эксергии  $e$  – с учетом этих ограничений. Следовательно, эксергия  $e$  соответствует определению для потенциалов специального класса и представляет собой *термодинамический потенциал особого рода*, связанный с параметрами окружающей среды.

## 2.6. Потери эксергии

Потеря эксергии  $\sum D$ , входящая в основополагающее уравнение (60) эксергетического баланса, рассматривалась ранее как разность суммарных эксергий  $E'$  и  $E''$  на входе в систему и выходе из нее.

Можно, однако, определить и потери  $D$ , не вычисляя составляющие эксергетического баланса, а используя изменение энтропии. Рассмотрим это изменение применительно к большой системе, состоящей из анализируемой системы и окружающей среды.

Пусть заданы два состояния системы – начальное 1 и конечное 2. Переход из одного в другое может происходить как обратимым, так и необратимым путем. В обоих случаях, поскольку состояния 1 и 2 те же, суммарное изменение энтропии во всех процессах перехода будет одинаково. Обозначим его через  $\Delta S$ . Но поскольку при необратимом процессе общее изменение энтропии системы и среды будет больше, изменение энтропии среды  $\Delta S_{o.c.}^o$  для этого случая будет больше, чем при обратимом процессе, т. е.  $\Delta S_{o.c.}^o < \Delta S_{o.c.}^H$ . Из свойств энтропии следует, что для обратимого процесса 1-2, в котором участвуют и система, и среда,

$$\Delta S + \Delta S_{o.c.}^o = 0. \quad (76)$$

В необратимом процессе суммарная энтропия растет. Поэтому

$$\Delta S + \Delta S_{o.c.}^H > 0. \quad (77)$$

Обозначим тепловой поток между системой и окружающей средой при обратимом и необратимом процессах соответственно через  $Q^o$  и  $Q^H$ . Обе величины можно выразить через приращения энтропии окружающей среды:

$$Q^o = T_{o.c.} \Delta S_{o.c.}^o; \quad (78)$$

$$Q^H = T_{o.c.} \Delta S_{o.c.}^H. \quad (79)$$

Таким образом, дополнительное количество теплоты, получаемое окружающей средой вследствие необратимости,  $Q_D^H = T_{o.c.} \Delta S_{o.c.}^H$ .

Очевидно, что внутренняя энергия системы  $U$  (или в случае поточного процесса энтальпия  $H$ ) в процессе 1-2 изменилась одинаково и в обратимом, и в необратимом процессах. Полученная в этих процессах работа  $L^o = U_1 - U_2 - Q^o$ ;  $L^H = U_1 - U_2 - Q^H$ . Следовательно, потеря работы от необратимости

$$D = L^o - L^H = Q^H - Q^o. \quad (80)$$

В случае, если работа затрачивается, а не производится, получится тот же результат, но  $L^H$  будет больше, чем  $L^o$ . Сопоставляя уравнения (78), (79) и (80), получаем формулу Гюи – Стодолы

$$D = T_{o.c.} \Delta S_{o.c.}^H. \quad (81)$$

Величина  $\Delta S_{o.c.}^H$  представляет собой приращение потока энтропии, получаемое окружающей средой в результате замены обратимого процесса на необратимый. Чтобы его подсчитать, нужно суммировать все значения возрастания энтропии, возникающие в результате как внутренней, так и внешней необратимости процессов в пределах данной контрольной поверхности. Будучи умноженной на температуру окружающей среды, она дает потерю от необратимости.

### 2.6.1. Виды потерь эксергии

Потери эксергии в технических системах могут быть разделены на две группы с точки зрения их распределения [7].

*Внутренние потери* связаны с необратимостью процессов, протекающих внутри системы. Эти потери обозначаются нижним индексом  $i$  ( $D_i$ ). Примерами внутренних потерь могут служить потери, связанные с дросселированием, гидравлическими сопротивлениями, трением в машинах, тепломассообменом при конечных температурных и концентрационных напорах и др.

*Внешние потери* связаны с условиями сопряжения системы с окружающей средой и находящимися в ней источниками и приемниками энергии. Эти потери обозначаются нижним индексом  $e$  ( $D_e$ ). К внешним потерям относятся те, которые связаны, например, с разницей температур нагреваемого или охлаждаемого объекта и температуры рабочего тела, несовершенством тепловой изоляции и др. К этой же группе относятся потери с продуктами, выходящими из установки, эксергии которых не используются (например, дымовые газы, нагретая охлаждающая вода, «отбросные» продукты химических производств, азот в некоторых воздуходелительных установках и др.).

Разделение внутренних и внешних потерь легко произвести посредством формулы (60). Если в нее подставить значения эксергии, взятые по параметрам самой установки, полученная величина будет соответствовать только внутренним потерям. Если же контрольную поверхность провести так, чтобы в уравнение входили значения эксергии, получаемой внешними объектами или отводимой в окружающую среду, то разность  $E'$  и  $E''$  будет включать и внешние, и внутренние потери

$$\sum D = \sum D_i + \sum D_e = \sum E' - \sum E''. \quad (82)$$

Сравнивая уравнения для обоих случаев, можно найти и внешние потери  $D_e$ . Практическое значение такого разделения потерь определяется тем, что пути уменьшения внешних и внутренних потерь существенно различаются. Внутренние потери  $D_i$  связаны главным образом с несовершенством аппаратов и машин, входящих в схему анализируемого агрегата, или процессов в отдельных



его элементах. Внешние потери  $D_e$  большей частью определяются несоответствием между процессом в целом и внешними условиями его проведения, а также несоответствием между отдельными элементами, технологически связанными в одну цепь.

Распределение внутренних потерь по частям установки можно получить, если применить уравнение (82), проведя в нужном месте контрольную поверхность. Сумма внутренних потерь  $D_i$  по всем  $n$  элементам дает общую величину внутренних потерь в системе; сумма внешних потерь  $D_e$  по  $m$  элементам дает общую внешнюю потерю. Окончательно уравнение (82) для стационарного процесса примет вид

$$\sum_{i=1}^n D_{i,i} + \sum_{j=1}^m D_{e,j} = E' - E'' \quad (83)$$

Таким образом, может быть получена полная количественная характеристика потерь в установке и ее отдельных частях, связанная как с внутренними, так и с внешними факторами.

Распределение внутренних потерь между элементами установки характеризуются для каждого из них «весом» потери  $\delta$  (выражается в долях единицы или в процентах) и определяется из уравнения

$$\delta_i = \frac{D_{i,i}}{\sum_{i=1}^n D_{i,i}} \quad (84)$$

При анализе потерь важно характеризовать их с точки зрения не только распределения, но и причин, их вызывающих. Часть величины  $\sum D$  связана с необратимыми явлениями, зависящими от несовершенства оборудования (*технические*). В пределе такие потери могут быть сведены к нулю без изменения структуры системы. Примерами технических потерь могут служить потери из-за несовершенства тепловой изоляции, трения в машинах, теплообмена при конечной разности температур, обусловленной ограниченными размерами поверхности и малым коэффициентом теплопередачи, и др.

Другая часть  $\sum D$  связана с необратимыми явлениями, органически свой-

ственными системе при данной ее структуре и внешних связях (*собственные*). Эти потери не могут быть устранены или снижены без изменения структуры системы, изменения внешних связей или замены системы или ее части на другие, предназначенные для тех же целей. Собственными потерями являются, например, потери в дроссельных устройствах, при теплообмене, обусловленные неодинаковой разностью температур по длине аппарата вследствие различия теплоемкости потоков и др. Разделение потерь на *технические* и *собственные* необходимо, так как показывает, какую их часть можно устранить путем совершенствования элементов данной технической системы, ее структуры или внешних связей.

В ряде случаев при анализе технических систем применяют разбивку потерь  $D$  не *по месту*, где они происходят, а *по причинам*, их вызывающим. Тогда потери, независимо от того, в каком элементе системы или в каком процессе они возникают, суммируются по группам, каждая из которых связана с определенной причиной, например потери от теплообмена при конечной разности температур, от гидравлических сопротивлений, от смешения и т. д. Общая сумма потерь, естественно, будет той же, что и при других методах классификации. Выбор способа (или способов) классификации потерь определяется конкретными условиями задачи; каждый из них дает свою, ценную для инженерной практики информацию.

Приведенный выше анализ потерь эксергии  $D$  дополнительно подчеркивает принципиальную разницу между ними и так называемой потерей энергии  $D_w$ , значение которой показывает энергию, не используемую в данном процессе. Вопрос о том, почему она не использована (недостатки процесса или принципиально не может быть использована), в энергетическом балансе не рассматривается.

Величина  $D$  показывает не энергию, а эксергию и отражает потерю, связанную с качественным изменением энергии (диссипацией). Эксергия поэтому может «исчезать», «теряться» в полном смысле этих слов. Причина возникновения потери в эксергетическом балансе не только однозначно определяется по

ее значению, но она связывается с конкретными факторами, определяющими несовершенство процесса. Энергия, которая в принципе не может быть использована, в эксергетический баланс вообще не входит. Особенности энергетических и эксергетических балансов наглядно выявляются посредством диаграмм потоков энергии и эксергии.

## 2.7. Анергия

Понятие «анергия» было предложено Рантом в 1962 г. Соображения, развитые Рантом, опираются на положение о том, что энергию каждого вида можно представить как сумму двух частей – неограниченно превратимой (эксергии) и той части, которую в соответствии со вторым началом термодинамики в данных условиях преобразовать в работу нельзя. К полностью непревращающимся видам энергии относятся: тепловой поток на уровне окружающей среды, внутренняя энергия вещества, а также окружающей среды при  $T_{о.с.}$ , связанная с тепловым движением молекул, а также непреобразуемая часть таких видов энергии, как тепловой поток при  $T > T_{о.с.}$  и внутренняя энергия веществ, не находящихся в равновесии с окружающей средой. Для этой непревратимой части и был предложен термин «анергия», т. е. *энергия, не способная совершать работу, антипод эксергии.*

Понятие «анергия» было подробно проанализировано Рантом только применительно к тепловому потоку при  $T > T_{о.с.}$ . Оно было в дальнейшем распространено рядом авторов на процессы с потоком рабочего тела как при  $T > T_{о.с.}$ , так и при  $T < T_{о.с.}$ , а также на тепловой поток при  $T < T_{о.с.}$ . Как будет показано ниже, использование анергии для других случаев, не рассмотренных Рантом, не укладывается в его концепцию, что приводит к существенным противоречиям. Это объясняется тем, что во всех тех случаях, когда эксергия оказывается больше энергии или имеет другой знак, представление об энергии как сумме эксергии и энергии, теряет четкий физический смысл и превращается в некоторую искусственную формальную конструкцию [7].

Такой результат получается особенно часто в тех случаях, когда некоторые представления, выработанные для классической теплоэнергетики, переносятся без соответствующего анализа в новые области, где используются низкие температуры ( $T < T_{o.c.}$ ), вакуум ( $p < p_{o.c.}$ ), электрохимические превращения, обратные термодинамические циклы и т. д. Иногда и в других случаях, при  $T > T_{o.c.}$  и  $p > p_{o.c.}$ , формальное деление энергии на эксергию и анергию приводит к путанице. Наряду с результатами, к которым приводит перенос понятия анергии в неподходящие для нее условия, характерным примером может служить и путаница, создаваемая применением методики, выработанной для определения термического КПД теплосиловых установок, к установлению КПД многих других энергетических систем.

Чтобы исключить неточную трактовку понятия анергии и определить область ее полезного использования, рассмотрим прежде всего ее характеристики применительно к тепловому потоку при  $T > T_{o.c.}$ .

### 2.7.1. Анергия теплового потока

Начнем с самого распространенного случая, когда  $T > T_{o.c.}$ . Поскольку при этом значение  $\tau_e < 1$ , то  $e_q < q$ .

Отсюда анергия  $a_q$  теплового потока (при  $T = \text{idem}$ ) по определению, приведенному выше, составит

$$a_q = q - e_q = q(1 - \tau_e) = q \frac{T_{o.c.}}{T} > 0. \quad (85)$$

Если температура  $T$  переменна, то уравнение (85) действительно только для элементарного процесса, т. е.

$$\delta a_q = \delta q - \delta e_q = \delta q \frac{T_{o.c.}}{T}. \quad (86)$$

Для конечного процесса

$$a_q = \Delta s_a T_{o.c.} \quad (87)$$

Величина  $a_q = \Delta s_a T_{o.c.}$  в формуле (87) принципиально отличается от величины потери эксергии  $d = T_{o.c.} \Delta s$  по формуле Гюи – Стодолы. Как известно, в

ней  $\Delta s$  означает суммарное возрастание энтропии системы всех взаимодействующих тел в результате необратимых процессов. В выражении энергии величина  $\Delta s_a$  показывает только изменение энтропии одного тела (нагреваемого или охлаждаемого при подводе или отводе данного количества теплоты  $q = T\Delta s$ ). Это изменение может быть как положительным, так и отрицательным и не показывает потерь эксергии [7].

Формулы (86) и (87) позволяют наглядно представить графически для общего случая разделение величины  $q$  на  $e_q$  и  $a_q$ . На рис. 6 линия 1-2 показывает изменение температуры и энтропии нагреваемого тела в процессе подвода к нему теплового потока  $q$ . Величина  $q$  соответствует площади 1-2-b-a. Элементарная площадка e-f-h-q соответствует величине  $\delta e_q = ds(T - T_{o.c.})$ , а вся площадь 1-2-d-c – эксергии теплоты  $q$ .

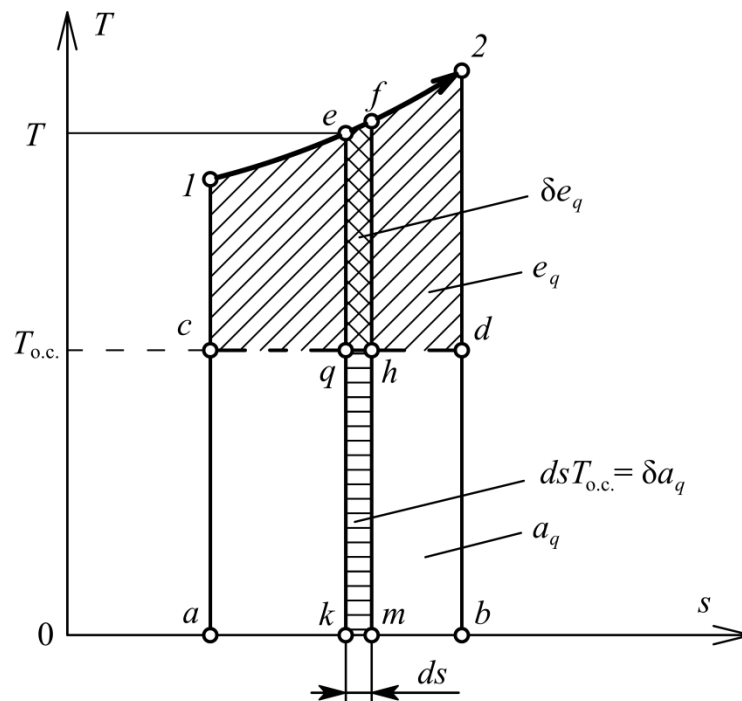


Рис. 6. Величины эксергии  $e_q$ , энергии  $a_q$ , теплоты  $q$  в координатах  $T, s$

Элементарная площадка  $q-h-m-k$  соответствует энергии  $\delta a_q$  теплоты  $\delta q$ , равной  $ds_a T_{o.c.}$ , а вся площадь  $c-d-b-a$  – энергии  $a_q$  теплоты  $q$ , равной  $\Delta s_a T_{o.c.}$ .

Таким образом, энергия в форме теплового потока при  $T > T_{o.c.}$  всегда может быть однозначно разделена на эксергию и энергию:

$$q = e_q + a_q. \quad (88)$$

Если для машин, предназначенных превращать теплоту в работу, имеет значение только эксергия, а анергия представляет собой только нежелательный балласт, неизбежно отдаваемый теплоприемнику, то в процессах нагрева и отопления используются обе составляющие энергии. Для каждого процесса нагрева необходима «смесь» эксергии  $e_q$  и анергии  $a_q$ , состав которой определяется величиной  $\tau_c$ . С этой точки зрения анергия в процессах нагрева не бесполезна и играет в них существенную роль. Смесь эксергии и анергии заданного состава можно получить различными путями, но во всех случаях необходимо учитывать два обстоятельства.

Первое из них связано с различной ценностью эксергии и анергии. Для получения эксергии необходимы природные ресурсы, отличные по параметрам от окружающей среды (химическое или ядерное топливо, гидроэнергия, геотермальная энергия и т. д.), а также сложное специальное оборудование. Все технические процессы, начиная от получения и обработки металлов и других материалов и кончая переработкой и передачей информации, требуют для своего осуществления не энергии вообще, а эксергии в той или иной форме. Поэтому эксергия всегда имеет определенную стоимость, и ее расходование в народном хозяйстве должно быть возможно более экономичным. Анергия теплоты, напротив, имеется всегда в неограниченном количестве в окружающей среде, и ее ценность как таковой равна нулю (если, разумеется, исключить затраты на оборудование для ее использования).

Второе, чрезвычайно важное обстоятельство, следующее из первого, заключается в том, что обратный переход анергии в эксергию невозможен; переход эксергии в анергию возможен в реальном, а следовательно, в какой-то степени необратимом процессе. Но он нежелателен, так как «ценная» эксергия исчезает и превращается в анергию. Обратный переход анергии в эксергию невозможен и здесь.

Как и любая эксергетическая величина, эксергия теплоты (и дополняющая ее анергия) важна не только для характеристики того, *что она может*

дать при дальнейшем использовании, но и для определения того, откуда и с какими затратами она может быть получена. Другими словами, инженера должно интересовать не только дальнейшее использование потока теплоты, но и его происхождение, предыстория. Это нужно для того, чтобы найти наиболее рациональные пути получения такого потока при заданных параметрах.

Приведенные выше положения о связи величин эксергии и анергии могут рассматриваться как весьма наглядные частные формулировки первого и второго начал термодинамики применительно к термомеханическим системам при  $T > T_{0.c.}$ .

Первое начало термодинамики для этих условий будет формулироваться так. *Во всех стационарных процессах сумма эксергии (т. е. эксергии теплоты + работы) и анергии есть величина постоянная:  $e_q + l + a_q = \text{idem}$ .* Второе начало термодинамики можно сформулировать так. *Во всех процессах отношение эксергии к анергии может либо оставаться постоянным (для обратимых процессов), либо уменьшаться (для необратимых процессов).* Первому случаю соответствует отношение  $e_q + a_q / a_q = \text{idem}$ , второму  $e'_q + l' / a'_q > e''_q + l'' / a''_q$ . Из всего этого следует, что всегда нужно стремиться получать тепловой поток при заданной величине  $\tau_e < 1$  так, чтобы по возможности избежать превращения эксергии в анергию. В идеале это можно сделать только путем построения соответствующего обратимого процесса (а в реальных условиях по возможности к нему приблизиться).

### 2.7.2. Анергия потока вещества

Анергия потока вещества может быть определена аналогично анергии теплового потока как разность его энергии и эксергии.

Значение анергии потока

$$a = h - e = T_{0.c.}(s - s_{0.c.}) + h_0. \quad (89)$$

Если параметры вещества нулевые ( $T_{0.c.}, p_{0.c.}$ ), то эксергия равна нулю. Тогда формула (89) примет вид

$$a = T_{0.c.}(s - s_{0.c.}) + a_{0.c.} \quad (90)$$

Из формулы (90) видно, что анергия потока принципиально отличается от его эксергии по самой своей структуре. Это отличие определяется тем, что выражение для анергии (90) включает константу  $a_{o.c.} = h_{o.c.}$ , зависящую от выбора точки начала отсчета энтальпии, которая, вообще говоря, может быть произвольной. В то же время значение эксергии  $e$  не зависит от выбора начала отсчета энтальпии.

Неопределенность значения анергии потока создает трудности для ее успешного применения. Кроме того, неопределенное значение  $a_{o.c.}$  приводит к нарушению логической связи понятий, относящихся к эксергетическим характеристикам потоков теплоты и рабочего тела.

Рассмотренные выше соображения показывают, что понятие анергии имеет значительно меньшую общность, чем понятие эксергии. Поэтому анергия может быть полезно использована только в одной области термодинамического анализа – применительно к термическим процессам при  $T > T_{o.c.}$ . Эта область хотя и занимает только часть всей сферы термодинамического анализа, все же достаточно велика. В остальных случаях применение анергии для расчетов не оправдано как теоретически, так и практически [7].

Вместе с тем нельзя недооценивать методологическое значение этого понятия, непосредственно вытекающего из второго начала термодинамики. Его введение в повседневную практику поможет сделать общепризнанным и понятным то принципиальное положение, что в мире объективно существует и такая энергия, которая в принципе инертна, неработоспособна; все попытки «расшевелить» ее и заставить работать абсолютно бесполезны.

В частности, четкое представление об анергии помогает заранее исключить из рассмотрения любой проект, в котором из нее извлекается работа. Если этого не сделать, не исключается появление нежизнеспособных технических идей. Попытки осуществить вечный двигатель второго рода, используя «теплоту окружающей среды», могут служить наглядным примером. Они основаны, в конечном счете, на непонимании того, что получить работу из анергии невозможно.



## 2.8. Коэффициенты преобразования и КПД

### 2.8.1. Коэффициенты преобразования энергии (КПЭ)

*Коэффициенты преобразования энергии* (КПЭ) относятся к таким безразмерным характеристикам, в которых показатели входа и выхода сопоставляются по потокам энергии [7].

Значение КПЭ подсчитывается как отношение двух потоков энергии: соответствующего полезному эффекту  $A_э$  и отражающего затраты  $A_з$ , необходимые в данном устройстве для получения этого эффекта:

$$\eta = \frac{A_э}{A_з}. \quad (91)$$

Каждая из величин  $A_э$  и  $A_з$  может состоять и из нескольких потоков. Все количественные и качественные особенности различных коэффициентов преобразования определяются тем, как выбираются величины  $A_э$  и  $A_з$ . Общего правила такого выбора не существует; вопрос о том, что рассматривать как полезный эффект  $A_э$ , а что как затраты  $A_з$ , решается не по общему правилу, поскольку каждый раз необходимо по иному учитывать (или не учитывать) входящие и выходящие энергетические потоки, составляющие баланс системы. Включать в  $A_э$  все выходящие потоки энергии, а в  $A_з$  – все входящие нельзя, так как в этом случае всегда коэффициент  $\eta = 1$  и ничего не показывает.

Чтобы дать общую характеристику КПЭ, рассмотрим вначале определение коэффициентов преобразования для нескольких простых систем преобразования энергии ( $Q' \rightarrow L''$ ,  $L' \rightarrow Q''$ ,  $Q' \rightarrow Q''$ ).

**Теплосиловая установка** (прямой цикл). Эффект – полезный результат действия этой системы – измеряется электрической или механической работой, и, следовательно,  $A_э = L''$ . Затраты (потребление) определяются количеством теплоты, подводимой к системе,  $A_з = Q'$ . Тогда КПЭ теплосиловой установки (его называют обычно эффективным КПД) определяется отношением

$$\eta = \eta_э = \frac{L''}{Q'}. \quad (92)$$

Значение  $\eta_3$  характеризует количество работы, которое может быть получено из данного теплового потока, т. е. процесс преобразования  $Q' \rightarrow L''$ ; в качестве потери рассматривается теплота  $Q'' = Q' - L''$ , отдаваемая окружающей среде, поэтому  $\eta_3 < 1$ . Диаграмма потоков энергии для такой установки показана на рис. 7, а.

**Холодильная установка** (обратный цикл при  $T < T_{0.c.}$ ). Для холодильной системы полученный эффект измеряется тепловым потоком, подводимым к системе (и отводимым от охлаждаемого объекта) при низкой температуре,  $A_3 = Q'$ . Затраты определяются электрической или механической работой, следовательно,  $A_3 = L'$ . Процесс преобразования соответствует формуле  $L' \rightarrow Q'$ .

Тогда КПЭ холодильной установки должен иметь вид

$$\eta = \varepsilon = \frac{Q'}{L'}. \quad (93)$$

Коэффициент  $\varepsilon$  в отличие от  $\eta_3$  может быть как меньше, так и больше единицы, а значение  $Q''$  (теплота, отводимая в окружающую среду), рассматриваемое как потеря, больше, чем  $Q'$  поскольку  $Q'' = Q' + L''$ . Таким образом, эффект, получаемый от холодильной установки, может быть большим, чем затраты, а потери всегда больше, чем получаемый эффект. Диаграмма потоков энергии для холодильной установки показана на рис. 7, б.

Сопоставление коэффициентов  $\eta_3$  и  $\varepsilon$  показывает, что отношение между  $A_3$  и  $A_3$  в обоих случаях совершенно иное.

В формуле (92) сопоставляются отведенный и подведенный потоки энергии: соответственно  $A_3 = L''$  и подведенный  $A_3 = Q'$ . В формуле (93) сопоставляются между собой два подведенных потока энергии:  $A_3 = Q'$  и  $A_3 = L'$ . Поэтому соотношение между  $A_3$  и  $A_3$  для холодильной установки может быть без нарушения первого начала термодинамики произвольным ( $0 < \varepsilon < \infty$ ), в то время как в прямом цикле всегда  $A_3 < A_3$ , так как  $L'' < Q'$ .

Величину  $\varepsilon$  обычно называют *холодильным коэффициентом*. Если действие холодильной установки обеспечивается не посредством работы, а подводимым тепловым потоком  $Q_3$  (например, в абсорбционных установках), то вели-

чина  $\eta$  будет определяться отношением

$$\eta = \zeta = \frac{Q'}{Q_3}, \quad (94)$$

которое также может быть больше единицы. Этот коэффициент называется обычно *коэффициентом преобразования* и обозначается  $\zeta$ . Все сказанное относительно  $\varepsilon$  относится и к  $\zeta$ .

**Теплонасосная установка** (обратный цикл при  $T > T_{0.c.}$ ). Применительно к этой системе в отличие от холодильной установки значение  $A_3$  характеризуется не подводимым к ней тепловым потоком  $Q'$ , а отводимым  $Q''$ . Формула, характеризующая преобразование энергии, имеет в этом случае вид  $L' \rightarrow Q''$ . Поэтому

$$\eta = \mu = \frac{Q''}{L'}. \quad (95)$$

Так как  $Q'' = L' + Q'$ , то  $\mu > 1$  в отличие от  $\varepsilon$ . Поэтому и величину  $\mu$  называют *тепловым* или *отопительным коэффициентом*. Диаграмма потоков энергии такой системы показана на рис. 7, в, из которой видно, что из всей подводимой энергии  $L' + Q'$  величина  $A_3$  включает только работу  $L'$ , а  $Q'$  вообще исключается из рассмотрения.

Если тепловой насос имеет тепловой привод, то аналогично (94)

$$\zeta = \frac{Q''}{Q'}. \quad (96)$$

Здесь теплота  $Q'$  преобразуется в теплоту  $Q''$ . Величина  $\zeta$ , так же как и аналогичное отношение (94) для холодильной установки, называется коэффициентом преобразования. В практике теплотехнических расчетов часто употребляется еще один вид КПЭ, относящийся к процессам теплообмена. Он равен отношению теплового потока  $Q''$ , полученного потребителем, к тепловому потоку  $Q'$ , отдаваемому (или производимому) другим теплоносителем (или топливом):

$$\eta = \frac{Q''}{Q'}. \quad (97)$$

При  $T > T_{0.c.}$  тепловой поток  $Q''$  всегда меньше  $Q'$  на значение потерь теп-

лоты в окружающую среду. Но при  $T < T_{o.c.}$  (низкотемпературные системы) величина  $Q''$  может стать больше  $Q'$ , так как поток теплоты через изоляцию направлен к рабочему телу. Поэтому значение КПЭ в данном случае может быть как больше, так и меньше единицы.

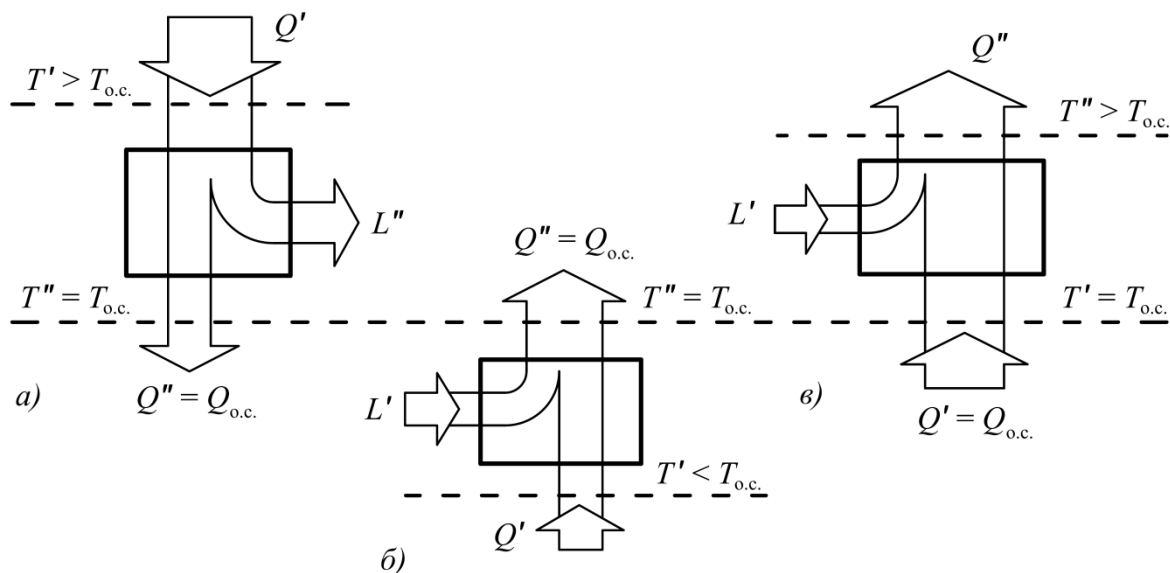


Рис. 4.2. Схемы потоков энергии теплосиловой а), холодильной б) и теплонасосной в) установок

Рассмотрение коэффициентов преобразования для приведенных выше случаев показывает, что самое последовательное проведение принципа, положенного в основу формулы (91), не позволяет создать единую систему составления КПЭ на основе энергетических балансов. Только эффективный КПД  $\eta_e$  теплосиловой установки (для идеального цикла – термический КПД  $\eta_T$ ) не превышает единицы, все же остальные могут иметь самые различные значения (в пределе – до бесконечности), несмотря на то, что закон сохранения энергии (первое начало термодинамики) не нарушается.

Иногда в литературе те или иные из рассмотренных коэффициентов трансформации энергии трактуются как КПД.

Однако если рассматривать КПД как величину, дающую объективную информацию о термодинамическом совершенстве технической системы, то КПЭ этой цели в общем случае не соответствует. Конечно, значения КПЭ отражают в определенной степени эффективность системы преобразования энер-

гии. Они дают полезную информацию двух видов: *во-первых*, показывают количественно, сколько при данных условиях дает полезной энергии рассматриваемая установка на единицу затраченной энергии и, *во-вторых*, какая из двух систем, работающих в одинаковых условиях, в энергетическом плане лучше (КПЭ будет выше). Вместе с тем КПЭ не показывает, в какой степени техническая система близка к теоретически достижимому идеалу, имеются ли возможности ее дальнейшего улучшения. Такого рода информацию может дать только корректно сформулированный КПД. Сама логика построения понятия КПД, предназначенного для оценки совершенства системы, требует, чтобы его значение не превышало единицы (или 100 %), так как никакая система не может быть лучше идеальной и не может (при корректной оценке) давать энергетический эффект, превышающий затраты. По этой же причине КПД идеальной установки не может быть меньше 100 %. При нарушении этих условий значение КПД как универсального показателя термодинамического совершенства утрачивается.

Коэффициенты преобразования энергии этим свойством в общем случае не обладают и поэтому не могут рассматриваться как КПД. Приписывание коэффициенту преобразования «ранга» КПД может привести к серьезным ошибкам и даже к антинаучным выводам, основанным на трактовке значений коэффициентов преобразования  $\eta$ , превышающих единицу, как «КПД, больших чем 100 %». Всякая установка, КПД которой больше 100 % – это неизбежно «вечный двигатель».

Величина КПЭ может использоваться для вычислений КПД, но косвенным путем, т. е. посредством сравнения двух коэффициентов преобразования; одного, характеризующего идеальный для данных условий процесс (или цикл) в рассматриваемой системе, и другого – действительного, характеризующего соответствующий реальный процесс (или цикл).

Для процессов, связанных с обратными циклами (преобразование  $L \rightarrow Q$ ),

$$\eta_e = \frac{\zeta_{ид}}{\zeta_d}. \quad (98)$$

Для процессов, связанных с прямыми циклами (преобразование  $Q \rightarrow L$ ),

$$\eta_e = \frac{\zeta_{\text{д}}}{\zeta_{\text{ид}}}. \quad (99)$$

Соотношения (98) и (99) полностью соответствуют требованиям к КПД: для идеального процесса их значение равно единице, для реальных – меньше единицы. Однако такое вычисление КПД, проводимое косвенным путем, требует в каждом случае построения идеальной модели системы и определения соответствующего ей идеального коэффициента преобразования, что далеко не всегда можно легко сделать.

Более простой и наглядный путь – это непосредственное определение КПД на основе четко сформулированной научной методики. *Эксергетический метод* позволяет подойти к решению этой задачи с наиболее общих позиций.

### **2.8.2. Эксергетический КПД закрытых теплоэнергетических систем**

Понятие КПД широко применяется в термодинамике и связанных с ней инженерных науках. Расширение области применения этого понятия привело к появлению кроме КПЭ большого количества и других самых разнообразных коэффициентов качества, определяемых различными, порой логически мало или совсем не связанными между собой способами, причем все они называются КПД [7].

Термин КПД приобрел настолько большую популярность, что часто используется и в таких областях науки, где дать его количественное определение весьма затруднительно (в частности, и в гуманитарных науках). Мы будем рассматривать этот термин только применительно к наукам, опирающимся на термодинамику.

Определение КПД по эксергетическому балансу системы основано, в конечном счете, на общих уравнениях (60) и (61). Оно остается в силе независимо от вида системы и характера происходящих в ней процессов.

В соответствии с эксергетическим балансом все величины, входящие в  $A_2$  и  $A_3$ , качественно однородны и, следовательно, обладают свойством аддитивно-

сти. В  $A_2$  включаются потоки эксергии, которые определяют полученный эффект, а в  $A_3$  – те, которые определяют затраты. Общий результат действия системы, выраженный через эксергетический показатель, представляет собой *эксергетическую производительность* системы  $P_e''$ . В общем случае эксергетический КПД будет определяться отношениями

$$\eta_e = \frac{\sum E_2}{\sum E_3} = \frac{\sum E_2 - \sum D}{\sum E_3} = \frac{A_2}{A_3}. \quad (100)$$

Из этого следуют два принципиально важных свойства КПД.

1. Для идеального, полностью обратимого процесса, где потери  $D$  отсутствуют, значение  $\eta_e = 1$  (или 100 %). Если подведенная эксергия полностью тратится в процессе, то в этом случае  $\eta_e = 0$ . В реальных процессах, занимающих промежуточное положение, всегда  $\eta_e < 1$ ; чем выше  $\eta_e$ , тем система преобразования термодинамически совершеннее.

2. Разность между  $A_2$  и  $A_3$ , т. е. эффектом и затратами, всегда равна суммарной потере от необратимости  $\sum D$ .

Рассмотрим определение  $\eta_e$  для простых закрытых систем.

**Теплосиловая установка.** Полезный эффект  $A_2$ , производимый этой системой, также как и в предыдущем случае, измеряется электрической или механической работой  $L''$ , и, следовательно,  $A_2 = L''$ .

Затраты определяются уже не количеством теплоты  $Q'$ , а ее эксергией, т. е. величиной  $Q'\tau_e = E'_q$ . Отсюда

$$\eta_e = \frac{L''}{E'_q}. \quad (101)$$

Значение  $\eta_e$  показывает, какая часть введенной тепловым потоком  $Q'$  эксергии теплоты перешла в работу  $L''$ ; потеря эксергии в системе  $D = E'_q - L''$  (в пределе для идеальной системы  $D = 0$  и  $\eta_e = 1$ ). Сравним величину  $\eta_e$  с эффективным КПД  $\eta_3$ .

$$\eta_3 = \eta_e \tau_e. \quad (102)$$

Из формулы (102) следует, что КПД  $\eta_3$  представляет собой функцию двух

независимых переменных – эксергетического КПД  $\eta_e$ , отражающего степень термодинамического совершенства системы, и эксергетической температуры  $\tau_e$ , зависящей только от температуры подвода теплоты  $Q'$ . Величина  $Q'\tau_e$  представляет собой эксергию подводимой к системе теплоты  $Q'$ ; она равна количеству теплоты только при  $\tau_e = 1$  или  $T = \infty$ . Так как  $\eta_e$  цикла может изменяться в пределах от 0 до 1, а  $\tau_e < 1$  (при  $T > T_{0.c.}$ ), то  $\eta_3$  даже для идеальной системы (когда он переходит в  $\eta_T$ ) всегда меньше 100 % и характеризует ее термодинамическое совершенство лишь косвенно.

Если в систему вводится не теплота, а топливо, то в формулу (101) нужно подставить не  $E'_q$ , а  $E_x$  топлива. Эксергия топлива примерно равна его низшей теплотворной способности  $Q_p^H$ . Следовательно, получается, что  $\eta_3 \approx \eta_e$ . Однако это примерное равенство недействительно, если в формулу (102) подставляется непосредственно тепловой поток  $Q$ , температура которого, естественно, не может быть равна бесконечности; следовательно,  $\tau_e < 1$  и  $\eta_3 \leq \eta_e$ . Это означает, что только в частном случае, когда рассматривается цикл при  $T = \infty$  (или эксергия топлива примерно соответствует  $Q_p^H$ ), коэффициент преобразования  $\eta_3$  совпадает с  $\eta_e$ . Именно на этом совпадении основано неправильное представление о том, что величина  $\eta_3$  представляет собой КПД теплосилового устройства, отражающий ее совершенство во всех случаях.

**Холодильная установка.** В этом случае содержанием величины  $A_3$  будет эксергетическая холодопроизводительность  $E_q = Q'\tau_e$ , а затраты  $A_3 = L'$ . Тепловой поток  $Q''$ , отведенный при  $T_{0.c.}$  в окружающую среду, в баланс не входит, так как его эксергия равна нулю. Поэтому

$$\eta_e = \frac{Q'\tau_e}{L'} = \frac{E_q''}{L'}. \quad (103)$$

Здесь, как и для теплосилового устройства (двигателя),  $\eta_e = 1$  в идеальном случае, когда  $\sum D = 0$  и  $E_q'' = L'$ .

Связь между  $\eta_e$  и холодильным коэффициентом  $\varepsilon$  отражается в формуле



$$\varepsilon = -\frac{\eta_e}{\tau_e}. \quad (104)$$

Холодильный коэффициент  $\varepsilon$ , как и эффективный КПД  $\eta_3$ , представляет собой функцию двух независимых переменных, одна из которых определяет совершенство установки, а другая зависит только от температурных условий.

Так как  $\eta_e < 1$ , а  $\tau_e$  в низкотемпературной области меняется от 0 до  $-\infty$ , то холодильный коэффициент может быть как больше, так и меньше единицы. Он не связан непосредственно с совершенством установки, поэтому  $\varepsilon$  может быть большим у менее совершенной системы. Напротив, эксергетический КПД  $\eta_e$  характеризует, как и во всех других случаях, совершенство установки однозначно, независимо от температурных условий.

Если холодильная установка работает за счет теплового потока  $Q'_r$ , а не работы  $L$ , то ее КПД  $\eta_e$  определяется тем же путем, но  $A_3 = Q'_r \tau'_e$ . Поэтому

$$\eta_e = \frac{Q' \tau_e}{Q'_r \tau'_e}. \quad (105)$$

**Теплонасосная установка.** Эксергетический КПД такой установки определяется отношением эксергии отводимой теплоты (приведенной тепловой производительности)  $A_3 = Q'' \tau_e$  к затраченной работе  $A_3 = L'$  (поскольку эксергия теплоты, отбираемой из окружающей среды, равна нулю)

$$\eta_e = \frac{Q'' \tau_e''}{L'} = \frac{E_q''}{L'}. \quad (106)$$

Если установка работает за счет теплового потока  $Q'_r$ , то

$$\eta_e = \frac{Q'' \tau_e''}{Q'_r \tau'_e} = \frac{E_q''}{E'_q}. \quad (107)$$

Так же как и в предыдущих примерах, величина  $\eta_e$  может быть получена сопоставлением идеального и реального тепловых коэффициентов по формуле (100).

Связь тепловых коэффициентов  $\mu$  и  $\zeta$  с  $\eta_e$  легко установить при сопоставлении формул (95) и (96):

– для механического привода

$$\mu = \eta_e \frac{1}{\tau_e''}; \quad (108)$$

– для теплового привода

$$\zeta = \eta_e \frac{\tau_e'}{\tau_e''}. \quad (109)$$

Следовательно, коэффициенты  $\mu$  и  $\zeta$ , также как  $\varepsilon$  и  $\eta_T$ , представляют собой функции двух независимых переменных, одна из которых отражает совершенство системы, а другая определяется температурами внешних тепловых потоков.

В общем случае величина любой энергетической характеристики типа коэффициента преобразования, составленной на основе уравнения энергетического баланса для стационарных процессов взаимного преобразования теплоты и работы ( $L \leftrightarrow Q$ ) или трансформации теплоты ( $Q' \leftrightarrow Q''$ ), всегда остается функцией двух независимых переменных  $\eta_e$  и  $\tau_e$ , т. е.  $\eta = \eta(\eta_e, \tau_e)$ .

Все рассмотренные примеры относились к оценке энергетической эффективности систем с замкнутыми процессами, у которых значения подводимых и отводимых потоков как энергии (теплоты и работы), так и эксергии определяются однозначно.

В разомкнутых процессах, которые предназначены частично или полностью для преобразования потоков вещества, оценка энергетической эффективности – задача существенно более сложная. Подсчет коэффициентов преобразования здесь вообще не имеет смысла, так как энергия потока (т. е. его энтальпия  $h$ ) не отражает происходящих в нем превращений. Только в тех частных случаях, когда речь идет об изменении параметров потока вещества, но без изменения состава или концентрации, подсчет коэффициента преобразования может быть произведен. Иногда разомкнутые процессы искусственно сводят к циклу и определяют коэффициент преобразования обычным методом на основе энергетического баланса, включающего только теплоту и работу. Однако полезность такого метода анализа сомнительна.

Эксергетический КПД  $\eta_e$  в отличие от КПЭ всех видов сохраняет свои свойства и применительно к более сложным системам, в которых протекают любые разомкнутые процессы.

## 2.9. Термодинамический анализ теплоэнергетических систем

Методика анализа теплоэнергетических систем основана на термодинамическом аппарате и рассмотрении отдельных процессов. Термодинамический анализ таких систем может проводиться на *трех уровнях* [7].

*Первый уровень* термодинамического анализа систем достигается определением внутренних потерь  $D_i$  от необратимости во всех элементах системы, внешних потерь  $D_e$ , а также установлением причин, их вызывающих.

Полученная при этом информация позволяет установить распределение и характеристику потерь как для системы в целом, так и в каждом ее элементе. Кроме того, создается возможность количественно охарактеризовать эффективность внешних взаимодействий системы.

*Второй уровень* термодинамического анализа систем характеризуется тем, что наряду с потерями  $D_i$  и  $D_e$  определяются значения потоков эксергии всех видов – как внутри системы, так и проходящих через ее контрольную поверхность. Таким путем создается возможность определить относительные характеристики – КПД  $\eta_e$ , эксергетические веса элементов и эксергетическую производительность.

В результате получается «разрез», «рентгеновский снимок», позволяющий увидеть и объективно оценить все происходящие в системе энергетические превращения. Такой «снимок» может служить основой для дальнейшей работы по усовершенствованию системы и сопоставлению ее с другими, предназначенными для тех же или аналогичных целей. Большое значение такая информация имеет и с методической точки зрения, позволяя наглядно представить идеи, лежащие в основе действия различных технических систем преобразования вещества и энергии, их достоинства, недостатки, а при сопоставлении разных реше-

ний – выявить тенденции дальнейшего развития.

При всей важности той информации, которую можно получить на первом и втором уровнях термодинамического анализа, она все же недостаточна для того, чтобы служить базой решения главной задачи – *совершенствования теплоэнергетической системы*, ее оптимизации.

Действительно, «рентгеновский снимок» при всех его достоинствах не всегда, как и в медицине (если использовать такую аналогию), показывает причину болезни. Как известно, заболевание какого-либо органа (элемента системы), хорошо видимое на снимке, может быть связано с причинами, относящимися к совсем другому органу (элементу), недостатки работы которого на снимке не видны (а если и видны, то ничто не указывает на его решающее влияние). Здесь нужна правильная диагностика, основанная на выявлении связей, взаимодействия элементов системы. Следовательно, для полного термодинамического анализа нужен еще один, более высокий, третий уровень.

*Третий уровень* термодинамического анализа связан с учетом неэквивалентности эксергии (коэффициенты  $\delta_i$ ) и определением структурных коэффициентов. Знание этих коэффициентов дает возможность найти факторы, варьирование которых позволяет выйти на термодинамическую оптимизацию технической системы.

Термодинамическая оптимизация технических систем, так же как и их термодинамический анализ на *третьем уровне*, необходимый для ее проведения, используется в инженерной практике относительно редко. Причина этого связана с особенностями целевой функции термодинамической оптимизации – эксергетического КПД  $\eta_e$ , максимум которого определяет конечный результат.

Термодинамическая оптимизация, основанная на варьировании исходных параметров или изменении структуры системы, в ряде случаев может дать существенный практический эффект. Вместе с тем необходимо учитывать определенные границы его применения. В конечном счете для практики решающей всегда будет оценка, получаемая при технико-экономической оптимизации.

Результаты термодинамической и технико-экономической оптимизации в

общем случае не совпадают; система, весьма эффективная термодинамически, может оказаться экономически очень далекой от оптимума.

По этой причине чаще всего оказывается более удобным рассматривать внутренние связи системы, в том числе и выражаемые структурными коэффициентами, включая в них и экономические характеристики. Для этого разработаны специальные методики, позволяющие непосредственно находить технико-экономический оптимум. Термодинамический анализ тогда ограничивают первым и вторым уровнями. Далее целесообразно переходить непосредственно к эксергетической технико-экономической оптимизации (ЭТЭ оптимизации). Вместе с тем существуют и случаи, когда можно обойтись и без сравнительно сложной ЭТЭ оптимизации.

Первый из них относится к системам, у которых в определенном интервале параметров повышение КПД вызывает одновременно улучшение и экономических показателей. Такая связь характерна для многих простых систем или сравнительно независимых элементов сложных систем. Непременным условием, определяющим возможность существования этих простых связей, служит относительная стабильность неэнергетических затрат при существенном изменении энергетических (которые непосредственно определяются значением КПД).

Примерами сравнительно простых систем, удовлетворяющих этому условию, могут служить многие агрегаты химической технологии, холодильные и теплонасосные установки, компрессорные и детандерные машины и т. д. К этой же группе относятся и некоторые теплосиловые установки и их агрегаты, подогреватели питательной воды, ступени турбин и отдельные узлы многих других систем.

Второй случай, когда можно провести оптимизацию на основе данных второго и третьего уровней термодинамического анализа, относится к случаю, при котором можно вычислить и применить смешанные эксергетические характеристики систем (массовые, объемные и др.). Такие величины могут использоваться как весьма эффективные целевые функции технико-экономической оптимизации.

Важно отметить, что термодинамическая оптимизация не всегда должна проводиться на базе эксергетических величин.

Существует ряд систем, КПД которых (всякая термодинамическая оптимизация в конечном счете проводится по этой величине) может быть заменен на КПЭ, который определяется и без вычисления эксергии. К ним относятся, например, теплосиловые паротурбинные и газотурбинные установки, предназначенные только для выработки механической энергии. В этом случае эффективный КПД  $\eta_o$  (определенный как отношение мощности на выходе к теплотворной способности топлива на входе) будет мало отличаться от  $\eta_e$  (хотя он представляет собой в общем случае не КПД, а коэффициент преобразования). Кроме того, он будет изменяться таким же образом (в том смысле, что его экстремум будет находиться там же, где и экстремум  $\eta_e$ ). Более того, всякая другая термодинамическая характеристика, изменяющаяся в том же направлении, что и  $\eta_e$ , может служить основой для оптимизации. Поэтому сравнение и оценка результатов вариантных расчетов такой системы по коэффициентам, подсчитанным на основе энергетических балансов (при соблюдении указанного выше условия), будут вполне достаточными. Эксергетические величины для оптимизационных расчетов здесь непосредственно не нужны. Их роль в этом случае сводится только к обеспечению анализа для получения той информации, о которой говорилось выше.

Другая ситуация возникает в тех многочисленных случаях, когда на входе в систему или на выходе из нее (или в промежуточных сечениях) имеются пересекающие контрольную поверхность потоки эксергии разного качества, которые меняются при оптимизации. Характерным примером такой системы может служить ТЭЦ. В этом случае правильное определение целевой функции оптимизации в принципе возможно только при сведении всех потоков к единому показателю. Такая операция может быть проведена достаточно строго только посредством эксергетического баланса и вычисленного на его основе  $\eta_e$ .

Проведение эксергетического анализа теплоэнергетических систем возможно на всех стадиях проектирования и производства: при выборе основных

принципов процесса, эскизной проработке, конструировании и, естественно, при эксплуатации системы. На разных этапах процесса реализации системы имеются, естественно, различные степени свободы для создания оптимальной системы, которые можно найти путем анализа. На стадиях эскизной проработки системы и при ее эксплуатации ситуация в этом смысле существенно различается. Следует проводить четкое различие между потерями, на которые в каждой стадии можно или нельзя оказать влияние. Ясно, что на стадии эскизной проработки потери, на которые можно повлиять как количественно, так и по их весу в системе больше, чем на этапе эксплуатации. Существуют оценки, что при выборе процесса определяются 40 % потерь, а при проектировании – еще 40 %; таким образом, примерно на 80 % потерь на этапе производства воздействовать уже невозможно. Поэтому эксергетический анализ имеет особенно большое значение на стадиях эскизной проработки и проектирования. Для стадии эксплуатации часто достаточны качественные эксергетические соображения. Естественно, любое решение следует приспособлять к конкретным условиям. В дальнейшем эксергетический анализ проводится главным образом для уже существующих установок. При рассмотрении возможностей уменьшения потерь будут обсуждаться и результаты, которые можно получить путем изменения основного процесса или принципа действия системы.

На основе опыта применения эксергетического анализа с учетом общих структурных связей можно сформулировать некоторые принципы оптимизации систем.

*Первый* принцип связан с входом системы. Он требует проверить, необходимо ли требуемое количество исходного продукта и нет ли в распоряжении другого, более выгодного сырья или источника первичной энергии.

*Второй* – принцип многоступенчатости. Опыт показывает, что использование больших разностей движущих сил ( $\Delta p$ ,  $\Delta T$ ,  $\Delta \mu$ ) приводит к наибольшим потерям. Если же разделить полный перепад движущих сил (давлений, температур, химических потенциалов) на малые ступени, то эти потери во многих случаях можно значительно снизить, правда, за счет некоторого увеличения за-

трат на более сложную многоступенчатую установку. Этот принцип находит самые разнообразные применения, из которых можно упомянуть только многоступенчатые компрессоры, системы теплообменников, цепи реакторов, массообменные установки, каскадные схемы и т. д.

*Третий* – принцип регенерации – использование взаимодействия с обратными потоками вещества или энергии. Этот принцип позволяет использовать типичные системные эффекты. За счет обратного потока улучшается взаимодействие с окружающей средой, что обычно означает и уменьшение внешних потерь, а также позволяет увеличивать эффективно срабатываемый в системе перепад движущей силы. Можно привести самые разнообразные примеры использования регенеративного принципа. Укажем лишь на обратный поток непрореагировавшего компонента при химических реакциях, и прежде всего на регенеративный теплообмен, который представляет собой одно из наиболее эффективных средств повышения экономичности процессов как в энергетических, так и в химико-технологических системах.

Тесно связан с регенеративным и *четвертый* принцип – принцип интеграции (комбинирования), состоящий в объединении различных функций в одной технической системе, так что в конце концов образуются так называемые интегрированные, комплексные схемные и конструктивные группы. Интегрирование приводит к заметным энергетическим эффектам, так как отпадают, например, внешние контуры, что может привести к уменьшению удельных поверхностей и сокращению числа ступеней процесса.

Классическим примером из области энергетики может служить комбинированная выработка электроэнергии и теплоты на тепловых электростанциях. Много возможностей комбинированной выработки открыли недавно теплотрансформаторные процессы. Бесчисленные примеры интеграции можно найти в области химической технологии при разработке последовательности операции как комбинации отдельных процессов, объединения систем и т. д. В будущем получают большое распространение комбинированные энерготехнологические установки для повышения энергетической эффективности химических



установок и уменьшения вредной загрузки энергетических установок. Примером может служить получение из органического топлива наряду с электроэнергией и химических продуктов (энерготехнология). Путем интеграции получит развитие новое поколение системных эффектов, имеющее большое значение для повышения как термодинамической, так и технико-экономической эффективности.

Тесно связан с уже рассмотренными последний из основных принципов – *пятый*, относящийся к выходу системы (использование отходящих веществ и эксергии), которое позволяет существенно снизить внешние потери. Такое использование можно проводить двумя путями. Так называемое первичное использование означает возвращение вещества или энергии в исходную систему и поэтому тесно связано с эффектами регенерации. Вторичное использование означает применение вещества или эксергии вне системы и приводит в конечном счете к объединению или комбинированию различных систем. При этом в отдельных случаях могут быть полезны даже меры по повышению качественных параметров внешних потерь основной системы.

Конечно, этот список принципов, на которых должен быть основан эксергетический подход, направленный на улучшение технических систем, неполон, а сами принципы неравноценны. Однако они помогут при рассмотрении последующих примеров не упустить связи и определяющие закономерности.

Подчеркнем в заключение еще одну особенность эксергетического анализа. При его использовании полностью отпадает необходимость придумывать процессы сравнения, т. е. обратимые, идеальные модели процессов в рассматриваемой системе. Установление таких процессов, хотя и с определенной степенью произвола, для энергетических систем возможно. Для химико-технологических или комбинированных систем использование процессов сравнения не только очень сложно, но и нецелесообразно. При задании цели процесса с помощью эксергии всегда можно найти минимальные затраты, которые необходимы для осуществления процесса в предельном случае (при полной обратимости). Тем самым сразу задается масштаб для сравнения, что устраняет

необходимость придумывать идеальные процессы или циклы.

Задача полного анализа систем и их термодинамической оптимизации с учетом основных системных связей требует в каждом случае специального рассмотрения, выходящего за рамки пособия.

## 2.10. Эксергетический анализ технических систем преобразования энергии

### 2.10.1. Парокомпрессионная одноступенчатая холодильная установка

Для анализа взята аммиачная компрессионная установка (рис. 8), рассматриваемая совместно с холодильной камерой. Температура в камере поддерживается на уровне  $t_{x.k.} = -5$  °С при температуре среды  $t_{o.c.} = 20$  °С. Холодопроизводительность установки (по испарителю)  $Q_o^и = 93$  кВт при температуре испарения  $t_{и} = -12$  °С. Адиабатный коэффициент полезного действия компрессора  $\eta_k = 0,83$  и электромеханический двигателя компрессора  $\eta_{эм} = 0,9$ . Мощность привода компрессора  $N_k = 30,2$  кВт.

Параметры аммиака, рассола и охлаждающей воды сведены в табл. 7.

Мощность насоса, перекачивающего рассол,  $N_n = 1,1$  кВт,  $\eta_{эм} = 0,88$ ,  $\eta_n = 0,7$ . Плотность рассола  $\rho = 1250$  кг/м<sup>3</sup>, теплоемкость  $c_p = 2,85$  кДж/(кг · К).

Теплоприток к рассолу между холодильной камерой и испарителем  $Q_{из} = 2,5$  кВт. Если учесть энергию, передаваемую рассолу в насосе,  $Q_n = 1,9$  кВт, то полезная холодопроизводительность  $Q_o = 93 - 2,5 - 1,9 = 88,6$  кВт.

Таблица 7

Точка на рис. 8	Расход, кг/ч	Давление, МПа	Температура, °С	Точка на рис. 8	Расход, кг/ч	Давление, МПа	Температура, °С
1	295,1	0,27	-10,00	2'	14200	0,10	27,00
2	295,1	1,10	119,00	1''	29400	0,20	-8,00
3	295,1	1,10	25,00	2''	29400	0,12	-7,90
4	295,1	0,27	-12,00	3''	29400	0,11	-7,60
1'	14200	0,11	20,00	4''	29400	0,80	-7,64

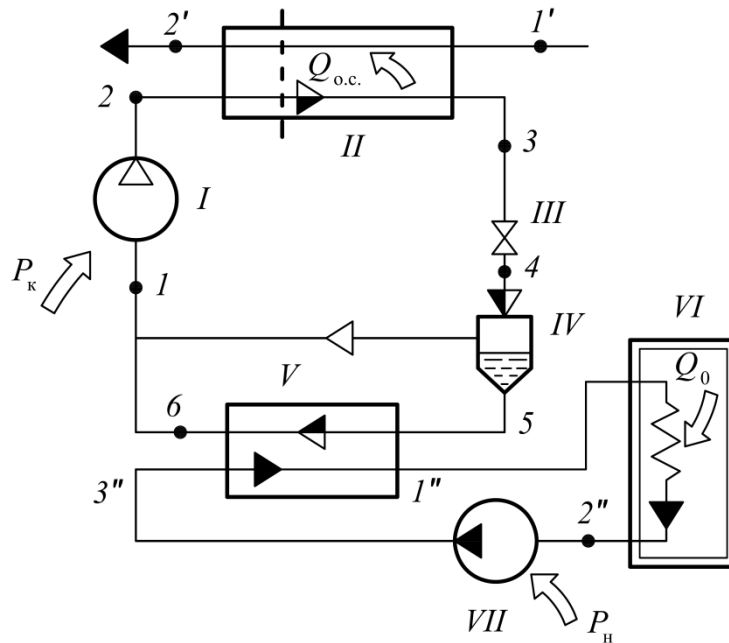


Рис. 8. Схема аммиачной одноступенчатой холодильной установки: *I* - компрессор; *II* - конденсатор; *III* - дроссель; *IV* - отделитель жидкости; *V* - испаритель; *VI* - холодильная камера; *VII* – насос

Цикл аммиачной холодильной установки представлен в  $e, h$ -диаграмме на рис. 9.

Процесс  $1-2$  представляет собой сжатие в компрессоре, удельная внутренняя работа которого  $l_k = h_2 - h_1$ . При этом эксергия аммиака возрастает на величину  $\Delta e_{2-1}$ , а потеря в компрессоре на 1 кг аммиака составит

$$d_k = (h_2 - h_1) \frac{1}{\eta_k \eta_{эм}} - \Delta e_{2-1}.$$

**Процесс в конденсаторе** сопровождается отводом теплоты  $q_k = h_2 - h_3$  и соответствующим уменьшением эксергии  $\nabla e_{2-3}$ , которая полностью теряется. Наибольшая часть потери, равная  $d = \nabla e_{2-2'}$ , связана с охлаждением аммиака от температуры  $T_2$  до температуры конденсации  $T_k = T_2' = T_3$ . Эта техническая потеря была бы существенно меньше в идеальном адиабатном компрессоре, в котором процесс сжатия заканчивался бы в точке  $2''$  ( $s = idem$ ).

В принципе потеря, связанная с охлаждением хладагента перед конденсатором, может быть сведена к нулю, если вести сжатие по изоэнтропе только до температуры  $T_k$  (точка  $b$ ), а затем по изотерме до точки  $2'$  (процесс показан штриховой линией). В пределе при  $\Delta T_k = T_k - T_0 = 0$  процесс пошел бы по ли-

нии *1-c-d-3*, что значительно увеличило бы КПД установки, поскольку в этом случае потери в компрессоре и конденсаторе были бы равны нулю.

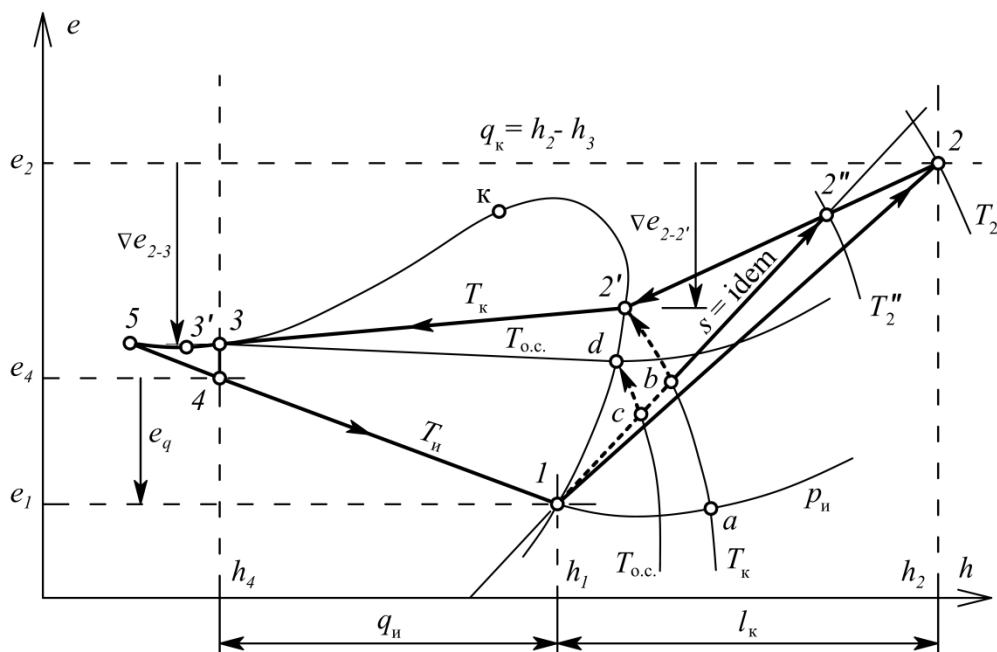


Рис. 9. Процессы в аммиачной холодильной установке в  $h, e$  - координатах

**Процесс дросселирования 3-4** приводит к понижению температуры; при этом теряется эксергия  $e_{3-4}$ . Наконец, в процессе 4-1, протекающем при  $T_n$ , аммиак испаряется и его энтальпия возрастает на величину  $q_n = (h_1 - h_4)$ , равную удельной холодопроизводительности. Одновременно аммиак отдает эксергию  $e_4 - e_1$ , равную эксергетической холодопроизводительности  $e_q$ , и цикл замыкается.

Значения эксергии аммиака, необходимые для расчета эксергетического баланса, взяты по  $e, h$  - диаграмме аммиака. Однако уровень начала отсчета смещен таким образом, чтобы в точке 1, где эксергия минимальная,  $e = 0$ . Такой прием вполне обоснован, поскольку все величины считаются по разностям значений  $e$ ; эксергия всех видов (и химическая, и термомеханическая), по существу не принимающая участие в замкнутом процессе (т. е. транзитная эксергия), из рассмотрения исключается.

Диаграмма потоков эксергии установки показана на рис. 10; обозначения частей установки те же, что и на схеме рис. 8. На ней видны два циркуляционных контура эксергии – по движению аммиака (по часовой стрелке) и рассола

(против часовой стрелки). Из электрической мощности  $N_k$ , подводимой к двигателю компрессора, почти половина (40,3 %) теряется в компрессоре и двигателе. Основная часть этих потерь (30,4 %) связана с компрессором. Потери в компрессоре определяются как его механическим КПД, так и тем, что эксергия аммиака при сжатии возрастает меньше, чем его энтальпия ( $\Delta e_{1-2} < \Delta h_{1-2}$ ), поскольку процесс отклоняется вправо от изоэнтропы (диаграмма на рис. 9). Общий КПД системы компрессор – двигатель равен 59,7 %, а КПД собственно компрессора

$$\eta_e = \frac{59,7}{100 - 9,9} = 66 \text{ \%}.$$

Второе место по значению потерь занимает конденсатор (18,2 %). Потери в нем, как уже указывалось выше, непосредственно связаны со сжатием и в основном определяются несовершенством предшествующего элемента – компрессора; та часть потерь, которая связана с отличием  $T_k$  от  $T_{o.c.}$ , очень невелика.

Конденсаторы как холодильных, так и теплосиловых установок в отличие от других теплообменных аппаратов предназначены, как правило, не для передачи эксергии от одного потока рабочего тела к другому, а для отвода из системы в окружающую среду теплоты, эксергия которой близка к нулю. В этом случае оценка эксергетического КПД конденсатора, основанная на тех же принципах, что и оценка других теплообменников, не имеет физического смысла, так как полезный эффект процесса не связан с повышением эксергии какого-либо вещества или системы.

Для идеального конденсатора  $\eta_e^k \rightarrow 0/0$ . Идеальным конденсатором будет такой, в котором потеря эксергии  $d_k = 0$ , а это означает, что поступающий в него пар должен иметь эксергию  $e_t = 0$ , т. е. температуру  $T = T_{o.c.}$ .

Таким образом, оценка конденсатора может проводиться либо по значению  $d$ , которое весьма мало, либо только косвенно по изменению  $\eta_e$  системы в целом, т. е. по величине  $\eta_e^k = \eta_e / \eta_e'$ , где  $\eta_e$  – действительный КПД установки, а  $\eta_e'$  – КПД установки с идеальным конденсатором.

Такой коэффициент хотя и косвенно, но достаточно объективно будет от-

ражать влияние совершенства конденсатора на эффективность установки и в пределе при  $d_k = 0$  будет равен 100 %.

Разумеется, все сказанное о неприменимости обычного эксергетического КПД к конденсатору (и любым другим теплообменным аппаратам, предназначенным для отвода теплоты в окружающую среду) не относится к случаю, когда отводимый из установки тепловой поток передается какому-либо рабочему телу при  $T \neq T_{o.c.}$  (например, воде или воздуху), эксергия которого в дальнейшем используется. В этих условиях конденсатор должен рассматриваться как обычный теплообменник и его  $\eta_e$  подсчитывается точно так же, как и для других теплообменников.

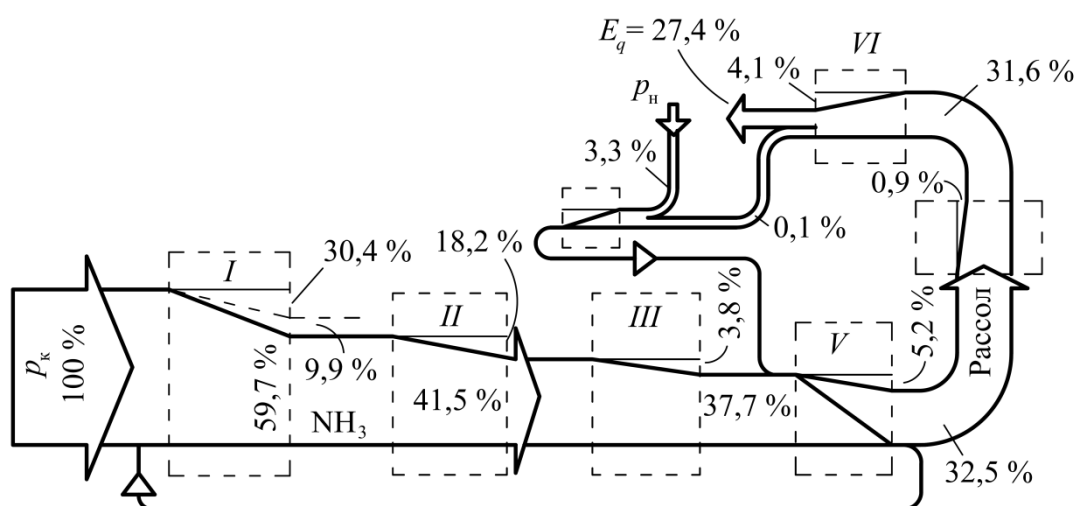


Рис. 10. Диаграмма потоков эксергии в парокомпрессионной аммиачной холодильной установке (обозначения те же, что на рис. 8)

Потеря эксергии в дросселе (3,8 %) сравнительно невелика, так как он работает в области влажного пара, и  $\eta_e$  дросселя составит 95,8 %, что достаточно высоко.

В результате всех энергетических превращений в аммиачном цикле системы от аммиака в испарителе отводится эксергия, составляющая 37,7 % мощности, затраченной в компрессоре. Это значение определяет эксергетическую холодопроизводительность цикла. При ее передаче рассолу, циркулирующему в другом контуре, возникает внешняя потеря эксергии, связанная с разностью температур кипящего аммиака и рассола. Эта потеря эксергии составляет 5,2 %

подведенной к системе эксергии, или  $5,2 / 37,7 = 13,8$  % эксергетической холодопроизводительности цикла.

Коэффициент полезного действия испарителя составляет  $\eta_{e,v} = 86,2$  %. Потеря вследствие теплопритоков к рассолу сравнительно невелика (0,9 %). Температура в камере выше, чем температура рассола ( $-5$  °С и  $-8$  °С соответственно), что также приводит к потере эксергетической холодопроизводительности ( $27,4 / 31,6 = 13$  % ее начального значения в цикле).

Таким образом, в результате использования рассола как хладоносителя потеря эксергетической холодопроизводительности составляет  $5,2 + 0,9 + 4,1 + 3,3 = 13,5$  %.

Эксергетический КПД установки составляет 27,4 %, а если учесть и работу рассольного насоса, то этот коэффициент составит  $27,4 / (100 + 3,3) = 26,5$  %.

Очевидно, что основной «виновник» такого относительно малого значения  $\eta_e$  – компрессор, потери эксергии в котором наибольшие; он же вызывает и потери в конденсаторе. Поэтому основная возможность повышения КПД таких установок – совершенствование компрессора.

Оценка установки с точки зрения энергетического баланса делается по значению  $Q_0$ . Холодопроизводительность установки  $Q_0$  не меняется в процессе теплопередачи, она уменьшается только в результате теплопритоков.

Холодильный коэффициент установки  $\varepsilon = 88,6 / (30,2 + 1,1) = 2,83$ .

Эта величина, как и другие коэффициенты преобразования, в отличие от КПД непосредственно не характеризует степень термодинамического совершенства установки.

### **2.10.2. Абсорбционный тепловой насос**

Эти насосы представляют собой теплотрансформаторные установки, которые без затраты механической энергии позволяют переносить теплоту с одного температурного уровня на другой. Они приобретают большое значение в связи с использованием вторичных энергетических (а точнее эксергетических) ресурсов. Особенно интересные возможности применения таких установок

имеются при решении разнообразных тепловых задач в химической промышленности. Соответствующим требованиям в рабочей области температур отвечает абсорбционный тепловой насос, схема которого представлена на рис. 11.

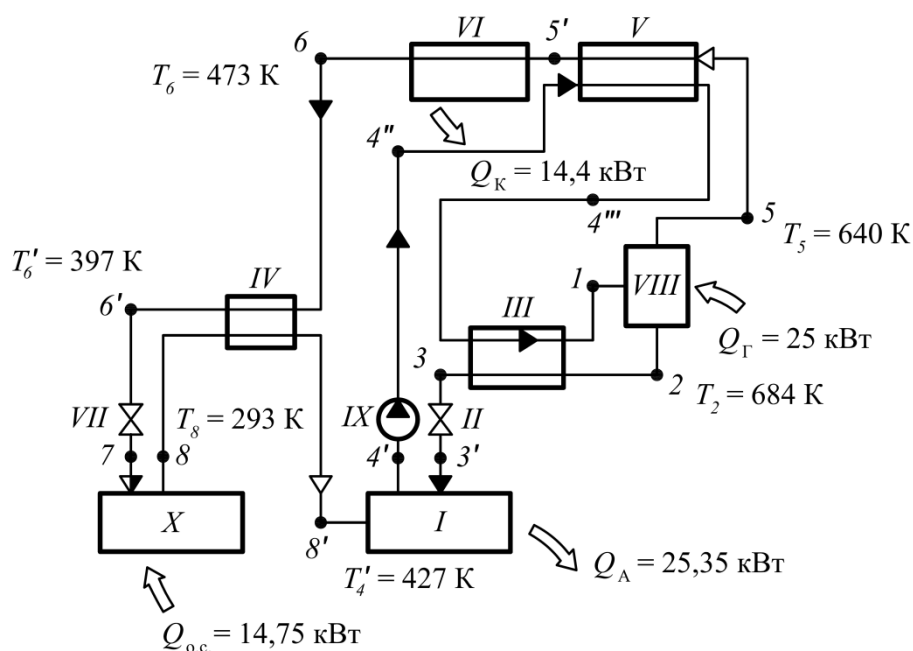


Рис. 11. Схема теплового насоса с рабочим телом  $\text{H}_2\text{SO}_4 - \text{H}_2\text{O}$  на  $p, T$ -диаграмме: *I* - абсорбер; *II, VII* - дроссельные вентили; *III, IV, V* - теплообменники; *VI* - конденсатор; *VIII* - генератор; *IX* - насос; *X* - испаритель

Крепкий раствор (точка *1*) в генераторе делится на слабый раствор *2* и рабочее тело *5*. После дросселирования (процесс *3-3'*) слабый раствор в абсорбере при отводе теплоты вновь может поглощать рабочее тело. Круговой процесс замыкается насосом, подающим крепкий раствор через теплообменники снова в генератор. В отличие от компрессорной холодильной установки здесь механический компрессор заменен тепловым, который работает на основе цикла абсорбции – десорбции. Теплообменники *III, IV* и *V* служат для регенеративного теплообмена и уменьшают, в конечном счете, необратимость процесса в целом.

Обычно такой абсорбционный цикл работает между четырьмя температурными уровнями, соответствующими условиям в генераторе, абсорбере, конденсаторе и испарителе. Большей частью температурные уровни абсорбера и конденсатора практически совпадают, так что для процесса характерны три температурных уровня. В генераторе и испарителе теплота подводится, а в абсорбере и конденсаторе – отводится.



Распределение потоков энергии в абсорбционном тепловом насосе показано на рис. 12. Чтобы связать движения потоков вещества и энергии, соответствующие аппараты обозначены прямоугольниками. Сплошными линиями обозначено основное рабочее тело, штриховыми – слабый раствор, штрихпунктирными – крепкий раствор. Концентрации крепкого и слабого растворов и соотношения массовых расходов зависят от температурных уровней. При расчете внешние потери не учитывались.

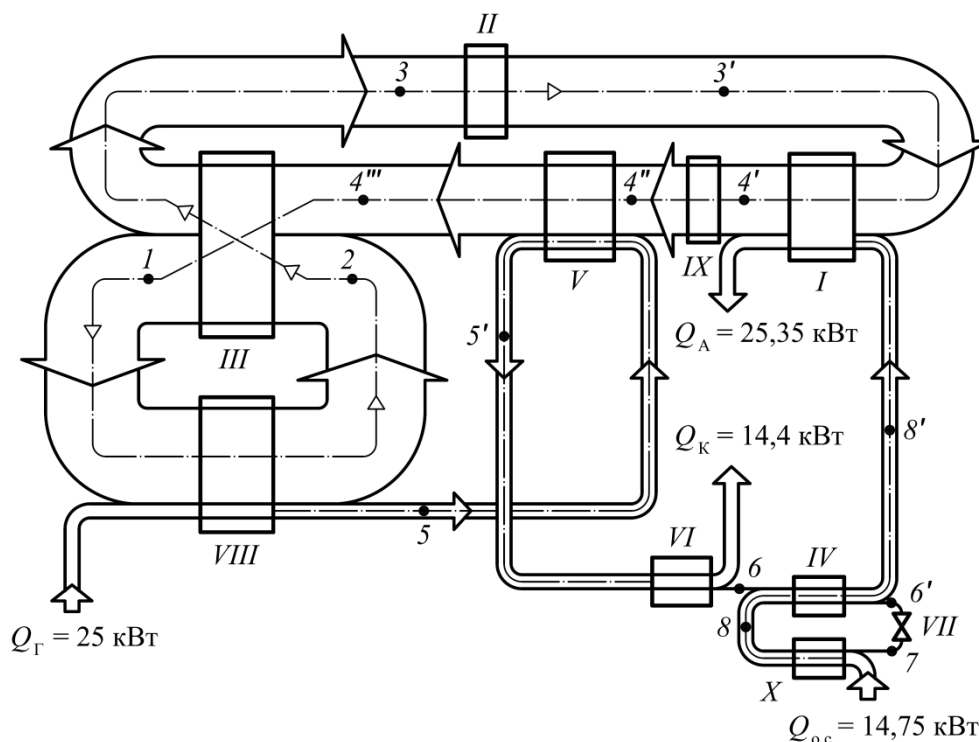


Рис. 12. Диаграмма потоков энергии абсорбционного теплового насоса (обозначения аппаратов те же, что на рис. 11)

На диаграмме потоков эксергии (рис. 13) направление потоков эксергии вещества то же, что и потоков энергии.

Хорошо видна различная ценность переносимых тепловых потоков и потери эксергии вследствие необратимости. Теплоподвод в испарителе осуществляется при температурном уровне окружающей среды, в связи с чем эксергия этого теплового потока равна нулю. Эксергетический КПД абсорбционного теплового насоса  $\eta_e = 84,4 \%$  определяется как отношение суммы эксергий теплоты, отдаваемой в абсорбере и конденсаторе (8,12 кВт + 4,03 кВт), к эксергии, подводимой к генератору (14,4 кВт). Это сравнительно неплохой показатель,

если учесть, что процессы в аналогичных устройствах с механическим компрессором имеют КПД примерно в 2 раза ниже.

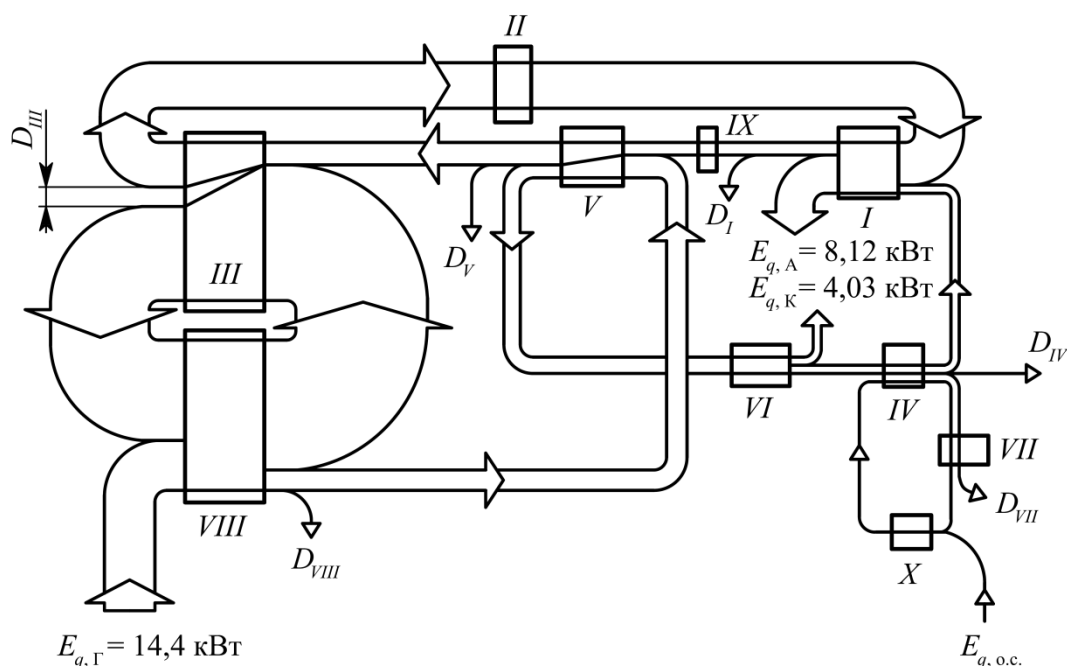


Рис. 13. Диаграмма потоков эксергии абсорбционного теплового насоса (обозначения аппаратов те же, что на рис. 11)

Основную часть потерь составляют потери  $D_{IV}$  в теплообменнике IV. Это объясняется как большим абсолютным значением передаваемого теплового потока, так и сравнительно большой разностью температур между теплоносителями. Дросселирование рабочего тела происходит в области влажного пара, в связи с чем соответствующие потери  $D_{VII}$  становятся заметными. Напротив, дросселирование в контуре абсорбции осуществляется в области жидкости, в связи с чем соответствующие потери  $D_{II}$  пренебрежимо малы и на диаграмме рис. 13 не показаны.

Как уже упоминалось, свобода выбора параметров при разработке одноступенчатого абсорбционного теплового насоса сильно ограничена. Поскольку свойства рабочего тела и абсорбента известны, то при заданном температурном уровне для процесса определены интервал давлений и отношения концентраций. Изменения параметров в определенных границах приводят к некоторым изменениям распределения потерь эксергии. В табл. 8 приведены результаты расчета примера, в котором при поддержании температурных уровней в испа-

рителе и конденсаторе и постоянном отношении давлений изменяются концентрации слабого раствора. В табл. 8 можно найти потери эксергии в абсорбере.

Таблица 8

Распределение потерь эксергии  $D_i$  и тепловых нагрузок  $Q$  по отдельным аппаратам при различных концентрациях  $\xi_{\text{H}_2\text{SO}_4}$  слабого раствора ( $\Delta \xi_{\text{H}_2\text{SO}_4} = 0,1$ )

Аппарат	Обозначение на рис. 11	$\xi$	$T$	$\Delta T$	$Q$	$D_i$
			К		кВт	
Генератор	VIII	0,75	563	-	25,0	0,058
		0,85	605	-	25,0	0,084
		0,95	684	-	2,5	0,141
Теплообменник	III	0,75	-	40	2,6	0,364
		0,85	-	40	2,1	0,293
		0,95	-	40	1,7	0,244
Теплообменник	IV	0,75	-	11	2,9	0,944
		0,85	-	19	5,3	1,165
		0,95	-	28	8,3	1,505
Теплообменник	V	0,75	-	159	1,4	0,365
		0,85	-	140	1,6	0,355
		0,95	-	107	2,1	0,308
Дроссель	VIII	0,75	-	-	-	0,568
		0,85	-	-	-	0,530
		0,95	-	-	-	0,530
Абсорбер	I	0,75	343	-	25,5	0,249
		0,85	376	-	25,4	0,163
		0,95	427	-	25,3	0,096

Примечание.

КПД  $\eta_e$  системы в целом существенно зависит от  $\xi$ : при  $\xi = 0,75$  он составляет 0,782, при  $\xi = 0,85$  возрастает до 0,801 и при  $\xi = 0,95$  достигает 0,804.

На рис. 14 показаны связанные с этим изменения КПД отдельных элементов и системы в целом. В результате оказывается, что, несмотря на сравнительно сильное изменение эффективности отдельных элементов (теплообменник IV), общая эффективность установки изменяется слабо. Правда, изменяются также температуры в генераторе и абсорбере, т. е. оказывается сильное влияние на связь с соответствующими теплоотдатчиком и теплоприемником. Так как и у абсорбционных установок внешние потери составляют, естественно, значительную долю, лишь полный эксергетический баланс позволяет заключить, целесообразны ли рассмотренные меры.

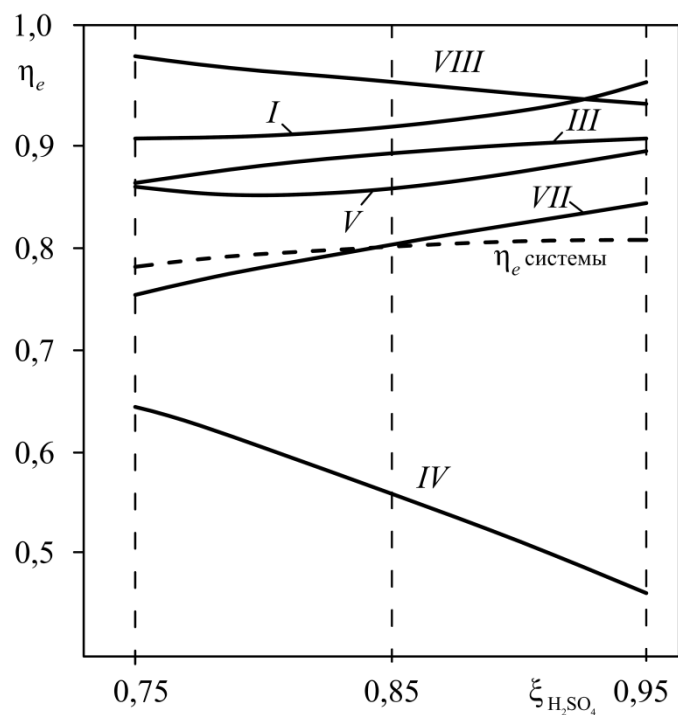


Рис. 14. Термодинамическая эффективность абсорбционного теплового насоса и потери эксергии в его элементах при изменении концентрации серной кислоты в слабом растворе (обозначения на кривых соответствуют рис. 11)

Этот пример показывает, что в абсорбционном тепловом насосе рассмотренного вида практически отсутствуют существенные возможности улучшения термодинамических характеристик посредством внутренних изменений. Однако это не означает, что не может быть достигнуто существенное улучшение технико-экономических характеристик таких систем. Может оказаться, например, что некоторое увеличение  $\Delta T$  в теплообменных аппаратах приведет к существенно уменьшению капитальных затрат при незначительном росте энергетических; или, напротив, незначительное увеличение затрат на увеличение поверхности для внешнего теплообмена, например, в генераторе даст существенный выигрыш за счет уменьшения внешних потерь.

Таким образом, во многих случаях, когда капитальные затраты могут существенно изменяться в процессе оптимизации, окончательное решение можно найти в результате комплексного технико-экономического рассмотрения задачи.

### 2.10.3. Промышленная печь

Промышленные печи – это установки для получения высокотемпературной теплоты, широко применяемые в металлургии, машиностроении и химической промышленности. В металлургии они служат для нагрева металла перед прокаткой, ковкой или штамповкой, а также для его термообработки. Разнообразное применение они находят и в химической промышленности, например в качестве трубчатых печей в процессах переработки нефти. В связи с разнообразием областей применения существует множество различных конструкций и режимов работы печей, как непрерывных, так и периодических. Для нагрева применяется либо сжигание топлива непосредственно в печи, либо подвод эксергии в форме электроэнергии.

На рис. 15 показана промышленная методическая нагревательная печь с двумя зонами обогрева, служащая для нагревания стальных заготовок. Характеристика установки: производительность 130 т/ч нагретого металла, температура металла на входе 20 °С, на выходе 1170 °С, топливо – мазут с теплотворной способностью  $Q_n^p = 39$  МДж/кг и удельной эксергией  $e_x = 40,6$  МДж/кг, температура горячих газов на выходе 800 °С, после зоны размягчения 1350 °С, температура воздуха после подогрева 350 °С, угар металла 1,5 %. Энергетический и эксергетический балансы печи приведены в табл. 9. При большом разнообразии промышленных печей эти результаты используются как пример для того, чтобы показать метод оценки эффективности, и они, естественно, не могут считаться характерными для всех промышленных печей.

В термодинамическом плане окисление металла играет двойственную роль. С одной стороны, оно приводит к определенной экономии топлива, так как протекает экзотермическая реакция, теплота которой полезно используется.

С другой стороны, металл представляет собой продукт, обладающий определенной эксергией (6700 кДж/кг), которая при угаре (за исключением эксергии выделяемой теплоты) полностью теряется.

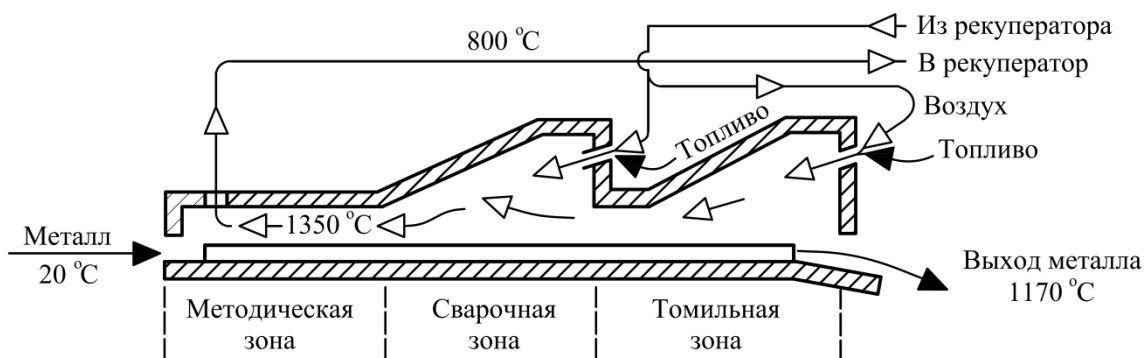


Рис. 15. Схема промышленной печи для нагрева металла

Как в энергетическом, так и в эксергетическом балансе теплота (или соответственно эксергия теплоты), выделяемая при окислении металла, входит в его приходную часть. Потеря, связанная с угаром металла, учитывается в энергетическом балансе теплотой, которая бесполезно ушла на его нагрев. В эксергетическом балансе эта статья потерь определяется потерей эксергии металла (в данном случае железа), перешедшего в оксид (окалину).

Таблица 9

Энергетический и эксергетический балансы нагревательной печи

Статья баланса	Энергия, %	Эксергия, %
Приход		
Топливо	100	100
Воздушное дутье	14,9	4,8
Экзотермическое окисление металла	7,1	8,7
Итого	122	113,5
Расход		
Приращение энергии (эксергии) металла	67,6	41,4
Окалина (оксиды металла)	2,1	1,6
Необратимость процесса горения	-	17,5
Тепловые потери:		
- через кладку	4,0	3,3
- через окна	1,3	1,2
- с охлаждающей водой	6,4	5,5
- при теплообмене	-	22,3
- с продуктами сгорания	40,6	20,7
Итого	122	113,5

Чтобы вычислить тепловую эффективность печи, нужно соотнести полезный эффект (нагрев металла) и затраты – теплотворную способность топлива;

эта эффективность весьма велика и составляет, как видно из таблицы, 67,6 %. Наибольшая потеря по энергетическому балансу приходится на долю продуктов сгорания:  $40,6 - 14,9 = 25,7$  % (если учесть рекуперацию части теплоты). Остальные потери связаны с теплопотерями различных видов.

Таким образом, по данным энергетического баланса создается впечатление о весьма высокой эффективности нагревательной печи; если уменьшить потери с дымовыми газами (например, сделать лучшую рекуперацию), то эффективность может превысить 70 %.

Эксергетический баланс дает менее радужную картину;  $\eta_e$  составляет здесь существенно более низкое значение – 41,4 %. Основные потери объясняются двумя причинами, вообще выпадающими из энергетического баланса – необратимостью процесса горения (17,5 %) и потерями при теплообмене (22,3 %). Эти 40 % потерь органически свойственны устройствам, связанным с горением топлива, и не могут быть существенно снижены без его ликвидации. Правда, в том случае, если бы металл нужно было нагревать до 1200...1300 °С, потери при теплообмене были бы ниже. Именно поэтому  $\eta_e$  установок для выработки высокопотенциальной теплоты в общем случае выше, чем таких же устройств для получения низкопотенциальной теплоты.

Результаты как энергетического, так и эксергетического анализа данных табл. 9 показывают, что приход эксергии (и энергии) от окисления металла значительно превышает соответствующие потери. Другими словами, использование металла как «топлива» термодинамически (но не экономически) может оказаться даже выгодным. Этот результат объясняется двумя причинами.

Первая из них связана с тем, что расчетное значение эксергии металла (около 6700 кДж/кг) не отражает его энергетической ценности. Действительно, процесс получения металла протекает с  $\eta_e$  существенно меньшим 100 %. Поэтому энергетические затраты на его проведение намного выше, чем эксергия металла. Это лишний раз подчеркивает, что локальное рассмотрение данного технического устройства необходимо сочетать с анализом большей системы, в которую оно входит как подсистема.

Вторая причина связана с необходимостью при полном инженерном анализе не ограничиваться термодинамической информацией. В ряде случаев она оказывается недостаточной и должна быть дополнена информацией технико-экономической.

#### **2.10.4. Котельная установка для выработки низкопотенциальной теплоты**

К установкам для непосредственной выработки низкопотенциальной теплоты относятся различного вида котельные установки, в которых за счет сжигания органического топлива производится горячая вода или пар для отопительных и технологических целей.

В последнее время для этой же цели начинают использовать и ядерное топливо, создавая атомные станции теплоснабжения. Все они характерны тем, что температура нагреваемой среды, как правило, не превышает 500...520 °С.

Пример. Рассмотрим эксергетический анализ котельного агрегата, предназначенного для получения перегретого пара с давлением 10,8 МПа и температурой 510 °С (783 К), производительностью 230 т/ч.

Исходные данные для расчета: температура питательной воды 215 °С (488 К); топливо – природный газ с  $Q_H^p = 35,8$  МДж/м<sup>3</sup>; температура уходящих продуктов сгорания, холодного воздуха и подогрева дутья соответственно 150 °С, 20 °С и 350 °С; расход топлива 17550 м<sup>3</sup>/ч.

Для природного газа, содержащего свыше 90 % метана, химическая эксергия может быть с достаточной точностью принята равной его теплотворной способности. В табл. 10 приведены данные расчета энергетического и эксергетического балансов такого котельного агрегата.

Сопоставление статей обоих балансов позволяет сделать ряд важных выводов. Прежде всего, отметим существенную разницу в оценке эффективности. По энергетическому балансу тепловой КПД (точнее коэффициент преобразования энергии) агрегата составляет внушительную цифру – 90,9 %. Однако значение  $\eta_e = 46,1$  % показывает, что это благополучие кажущееся. Действительно, более 90 % теплоты, выделившейся при сгорании топлива, передано воде и па-



ру. Но, поскольку разность температур между продуктами сгорания, с одной стороны, водой и паром – с другой, составляет несколько сот градусов, процесс теплопередачи протекает с большими потерями эксергии. В результате высокий потенциал теплоты, отдаваемой продуктами сгорания, обесценивается почти на 25 %. Такие же примерно потери объясняются необратимостью и самого процесса горения. Существенную потерю вызывают также присос атмосферного воздуха и его смешение с горячими газами.

Таблица 10

Сводные энергетический и эксергетический балансы котельного агрегата

Статья баланса	Энергия		Эксергия	
	10 <sup>6</sup> кДж/ч	%	10 <sup>6</sup> кДж/ч	%
Приход				
Топливо	629	100	629	100
Расход				
Получено водой (паром)	572	90,9	290	46,1
Уходящие газы	45	7,1	8,2	1,3
Химический недожог топлива	9	1,5	9,4	1,5
Потери				
Теплоты в окружающую среду	3	0,5	2,2	0,4
От необратимости горения	-	-	152,1	24,2
При теплообмене	-	-	153,7	24,4
От присосов воздуха	-	-	13,4	2,1
Итого:	-	100	-	100

Все эти три вида потерь, определяющие в основном эффективность процесса генерации пара – теплоносителя, энергетический баланс вообще не показывает. По энергетическому балансу основная причина потерь ( $[45 / (45 + 9 + 3)] \cdot 100 = 79 \%$ ) определяется уносом энтальпии с уходящими газами. Однако по существу, как видно из эксергетического баланса, их роль незначительна и причины потерь нужно искать совсем в другом месте.

Существенную информацию дает более подробный эксергетический анализ по элементам котельного агрегата, данные которого приведены в табл. 11.

Потери эксергии и КПД процессов в элементах котельного агрегата, %

Элемент	Потери от $Q_H^p$ топлива	$\eta_e$
Топка	43,0	37,2
Пароперегреватель I	3,3	74,7
Пароперегреватель II	1,6	73,7
Экономайзер II	1,9	71,5
Воздухоподогреватель II	0,8	78,8
Экономайзер I	0,7	65,7
Воздухоподогреватель I	2,3	53,8

Примечание: Элементы приведены по ходу движения продуктов сгорания

Из данных таблицы видно, что основная потеря происходит в топке; во всех остальных элементах котельной установки они имеют второстепенное значение. Соответственно и  $\eta_e$  топки очень низок; он даже существенно меньше общего КПД. Значения КПД остальных элементов значительно выше, но поскольку их доля сравнительно невелика, то решающее влияние на общий КПД оказывает именно топка.

При рассмотрении результатов эксергетического анализа иногда возникает естественный вопрос: зачем акцентировать внимание на потерях, которые в принципе нельзя устранить или существенно уменьшить?

Именно такая ситуация складывается в двух рассмотренных выше примерах. В обоих случаях наибольшие потери связаны с необратимостью горения и теплопередачей. Если на вторые еще можно как-то влиять (например, используя температурный перепад для каких-либо полезных целей), то первые действительно в принципе неустранимы, пока есть горение.

Тем не менее, обращать внимание на такие потери все же нужно, и не только затем, чтобы знать, что они существуют. Нужно думать об их снижении или устранении независимо от того, связано это с близкой или далекой перспективой. Как уже говорилось выше, собственные потери могут быть устранены заменой невыгодного процесса на принципиально иной, позволяющий либо устранить их, либо существенно уменьшить. Соответствующие работы ведутся и для замены процесса сжигания топлива (например, на его окисление в топ-

ливных элементах или химическую переработку). Это влечет за собой и изменение в технике нагрева.

Хотя рассмотренный котельный агрегат и относится к установкам, дающим теплоту низкого потенциала, все же получаемый в нем пар имеет температуру 510 °С, нужную для ряда технологических процессов.

В теплофикационных системах находят достаточно широкое применение паровые котлы низкого и среднего давлений с температурой получаемого пара от 175 до 440 °С. Эксергетический КПД таких котлов намного ниже. Причина этого не только в более низкой эксергии пара на выходе. Существенное значение имеет и то, что в них частично или полностью «отсекаются» пароперегреватели – элементы с наибольшим КПД. Кроме того, «тепловой КПД» таких котлов ниже, чем у рассмотренного (от 0,8 у крупных агрегатов до 0,5...0,55 у небольших). В результате такие котельные установки имеют  $\eta_e = 35...20\%$ .

Аналогичные зависимости характерны и для атомных станций теплоснабжения, где температуры получаемых пара и горячей воды намного ниже температур в ТВЭЛах. Здесь также температурный потенциал теплоты в значительной степени теряется; решающие доводы, говорящие в пользу таких станций, связаны с экономическими и экологическими соображениями.

Таким образом, непосредственное получение теплоты низкого потенциала путем использования как органического топлива, так и атомного горючего с термодинамических позиций характеризуется относительно низкой эффективностью. Чем ниже температура получаемого теплоносителя, тем меньше КПД.

Получение теплоты низкого потенциала может осуществляться более термодинамически эффективно на ТЭЦ и посредством теплонасосных установок. Они проанализированы в соответствующих разделах этой главы.

#### **2.10.5. Конденсационная электростанция (КЭС)**

Подробный эксергетический анализ работы тепловых электростанций можно найти в специальной литературе, поэтому мы ограничимся относительно кратким разбором.

Схемы и принципиальные технические решения КЭС в основном установились и хорошо известны. Во всех случаях распределение потерь эксергии между агрегатами электростанции с небольшими отклонениями соответствует показанным данным в табл. 12.

Таблица 12

Потери эксергии в агрегатах и элементах КЭС

Наименование агрегата	Относительные потери эксергии $\sum E'$ , %
Котел	50,3
Трубопроводы и промперегреватели (гидравлические потери)	0,76
Турбина	4,18
Электрогенератор	6,92
Питательные насосы	0,69
Регенеративные подогреватели	1,43
Конденсатор	1,99
Итого $\sum D_i$	66,0

Из таблицы следует, что для КЭС  $\eta_e = 100 - 66 = 44$  %.

Наибольшие потери относятся к котлу, как и следовало ожидать по результатам анализа других установок, работа которых связана со сжиганием топлива. Они составляют около 50 %, т. е. в котле теряется примерно половина всей эксергии топлива. Тепловой КПД котла (правильнее – коэффициент преобразования энергии в нем) этого не показывает, давая вполне благополучную цифру около 91 %.

Интересно, что численные значения эксергетического и термического КПД тепловой электростанции приблизительно совпадают. Это объясняется тем, что энергия, подводимая с топливом, примерно соответствует подводимой эксергии, а полезный эффект – механическая или электрическая мощность – представляет собой чистую эксергию. Правда, распределение потерь различается в принципе. Основной потерей в энергобалансе (около 50 %) является теплота, отводимая в конденсаторе. Поскольку из технических и экономических соображений температуру конденсации принимают возможно более близкой к температуре окружающей среды, теплота, отводимая в конденсаторе, технически обесценена, так как вносит очень малый вклад в эксергетический баланс

(потеря с теплотой, отводимой через конденсатор, составляет около 2 %). Основной «пожиратель» эксергии – это котел, а не конденсатор. Поэтому неправильно утверждать, как это иногда делается, что повышение эффективности электроснабжения может быть достигнуто за счет использования отходящей теплоты при комбинированной выработке электроэнергии и теплоты на ТЭЦ.

Следовательно, наибольшие потери у электростанции сосредоточены не на «холодной», а на «горячей» стороне. Возможно больший регенеративный подогрев питательной воды совместно с предварительным нагревом рабочего воздуха и промежуточным перегревом пара позволяет повысить среднюю температуру теплоподвода, а тем самым и КПД станции. Но повышение параметров пара имеет технические и экономические пределы. Поэтому дальнейшее увеличение КПД путем снижения потерь в парогенераторе возможно только применением комбинированных процессов, включающих высокотемпературные, например включением газотурбинной установки или МГД-генератора перед паросиловой частью.

Дополнительный эксергетический анализ различных вариантов схем КЭС при разных значениях параметров с учетом экономических оценок показывает возможные пути их совершенствования.

Энергетический анализ атомных электростанций (как конденсационных, так и ТЭЦ), так же как и атомных котельных, не имеет никаких принципиальных отличий по методике подхода к задаче от анализа электростанций на органическом топливе. Единственный специфический вопрос в этом случае связан с определением эксергии ядерного топлива. Как известно, она существенно различается в зависимости от вида используемых реакторов и ядерного горючего, в частности, для реакторов на тепловых и быстрых нейтронах. С принципиальных термодинамических позиций целесообразно в каждом из этих двух случаев принимать за эксергию ядерного топлива ту, которая может быть получена при полной его выработке независимо от возможности технической реализации такого процесса. Разницу между действительно выдаваемой эксергией и этим предельным значением следует отнести к потерям в ТВЭЛах реактора (или

учесть эксергию, отводимую с отходами, как внешнюю потерю).

Если абстрагироваться от степени использования ядерного топлива и принимать за 100 % его возможное тепловыделение в реальных условиях, то основная потеря, как показывает анализ, относится к *теплообмену в реакторе*, где температура рабочего тела контура, отводящего теплоту (вода, гелий, жидкий металл и т. д.), существенно ниже температуры, которую могли бы обеспечить тепловыделяющие элементы. Эта потеря, аналогичная потерям эксергии в котле тепловой электростанции, работающей на органическом топливе, составляет до 45...50 % эксергии, выделяемой ядерным топливом. Менее существенны, но также значительны и потери при теплопередаче от промежуточного циркуляционного контура к рабочему телу, циркулирующему между котлом и турбиной. При использовании повторной переработки ядерного топлива и совместной работы реакторов на тепловых нейтронах и бридеров могут оказаться целесообразными и другие методы расчета эксергии.

Эксергетический анализ процессов атомных электростанций и относящиеся к нему специфические вопросы более подробно освещены в специальной литературе.

#### **2.10.6. Теплоэлектроцентраль (ТЭЦ)**

Теплоэлектроцентрали предназначены для комбинированной выработки теплоты (посредством транспортировки горячей воды или пара к потребителю) и электроэнергии. Теплоту для промышленных и коммунальных целей обычно производят вблизи потребителей, поскольку пар и горячую воду можно транспортировать лишь на сравнительно небольшие расстояния. Поскольку потребители ТЭЦ обычно используют лишь низкотемпературную теплоту, процесс теплоснабжения, если проводить его от котельной, связан с большими потерями от необратимости, особенно, как показывает современная практика, при использовании энергии ископаемых топлив. Однако эффективность процесса в целом можно существенно повысить, если перед установкой теплоснабжения вырабатывать работу с помощью кругового процесса. В этом случае говорят о

комбинированной выработке теплоты и работы. Упрощенная схема такой промышленной электростанции (ТЭЦ) показана на рис. 16. Параметры процесса в основных точках схемы сведены в табл. 13.

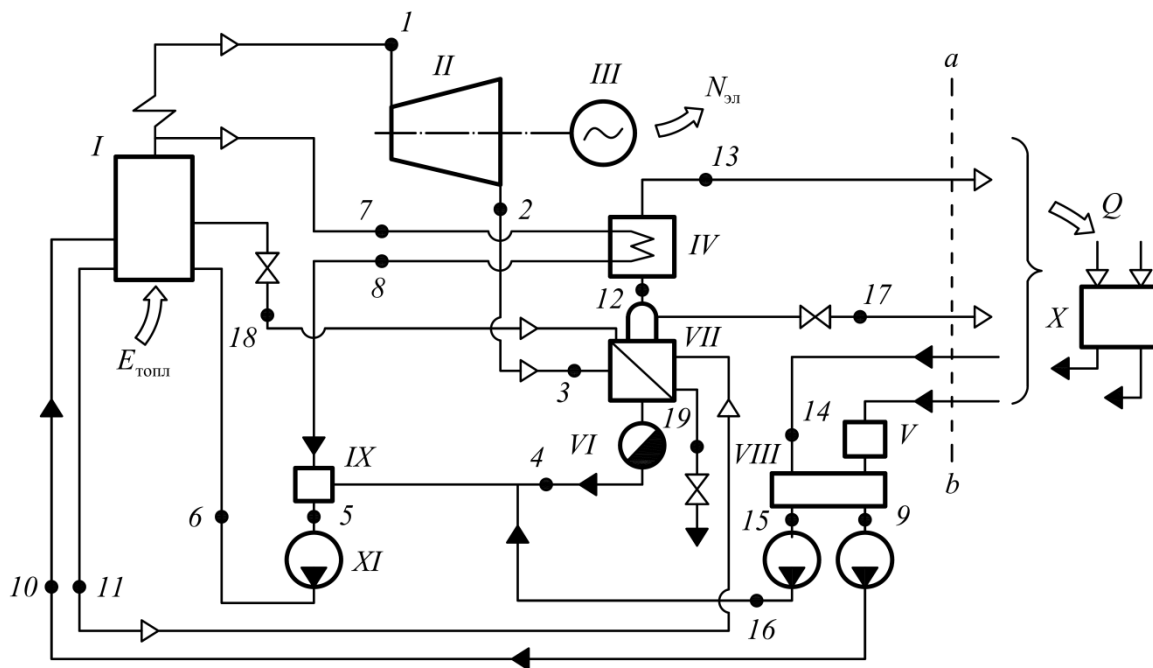


Рис. 16. Принципиальная технологическая схема ТЭЦ; I - паровой котел; II - турбина; III - электрогенератор; IV - перегреватель технологического пара; V - Деаэратор; VI - редукционный вентиль; VII - испаритель; VIII, IX - сборники конденсата; X - потребители теплоты; XI - насос

Электрическая мощность ТЭЦ  $N_{эл} = 1800$  кВт и тепловая  $Q = 13890$  кВт.

Топливо – каменный уголь, расход которого  $G_T = 2450$  кг/ч. Низшая теплота сгорания топлива  $Q_H^p = 27230$  кДж/кг, эксергия  $e_x = 29410$  кДж/кг, поскольку у угля, как и у всех твердых топлив,  $e_x / Q_H^p \approx 1,08$ .

Продукты сгорания на выходе (при коэффициенте избытка воздуха  $\alpha = 1,4$ ) имеют температуру  $140$  °С и состав:  $CO_2 - 12,9$  %,  $CO - 0,1$  %,  $O_2 - 6,8$  %,  $N_2 - 80,2$  %.

На основе обработки этих данных по описанной в предыдущих главах методике вычислены составляющие как энергетического, так и эксергетического баланса, представленные на соответствующих диаграммах потоков (рис. 17 и 18).

Параметры процессов на ТЭЦ

Точка на рис. 16	Расход, кг/ч	Давление, МПа	Температура, °С	Точка на рис. 16	Расход, кг/ч	Давление, МПа	Температура, °С
1	21000	9,90	400	11	19150	0,74	130
2	21000	0,96	178	12	15820	0,71	165
3	21000	0,94	17	13	15820	0,69	280
4	21000	0,93	177	14	1900	0,10	104
5	23570	0,93	175	15	550	0,10	70
6	23570	10,8	175	16	550	0,93	70
7	2020	10,4	315	17	3380	0,29	150
8	2020	0,93	177	18	550	10,4	313
9	19150	0,10	70	19	550	0,71	165
10	19150	0,88	70	-	-	-	-

В эксергетическом балансе все значения отнесены к эксергии топлива, а в энергетическом – к его теплотворной способности. В балансах не учитываются потери, связанные с теплообменом в теплофикационных подогревателях воды, поскольку граница *ab* контрольной поверхности проходит по линиям отдаваемого потребителям технологического пара и возвращаемого конденсата. Рассмотрение эксергетического баланса показывает, что для ТЭЦ общий эксергетический КПД

$$\eta_e = (9 - 0,2) + (3,8 + 21,9 - 2,7) = 31,8 \%$$

Первые два слагаемых этой суммы – электрическая мощность (за вычетом затраты на питательные насосы), отнесенная к эксергии топлива, остальные – тепловая, состоящая из эксергии двух потоков технологического пара за вычетом эксергии возвращаемого конденсата, также отнесенная к эксергии топлива. Таким образом, КПД ТЭЦ определяется по приведенной мощности, включающей как электроэнергию, так и эксергию технологического пара.

Местом наибольших потерь остается, как и в КЭС, парогенератор, КПД которого  $\eta_{e,пг} = 40,4 + 3,3 + 4,1 - 7,4 - 2,6 = 37,8 \%$ .

Такой сравнительно низкий КПД парогенератора связан (как уже было показано ранее) в основном с потерями при сгорании топлива и теплопередачей от продуктов сгорания к воде и водяному пару.



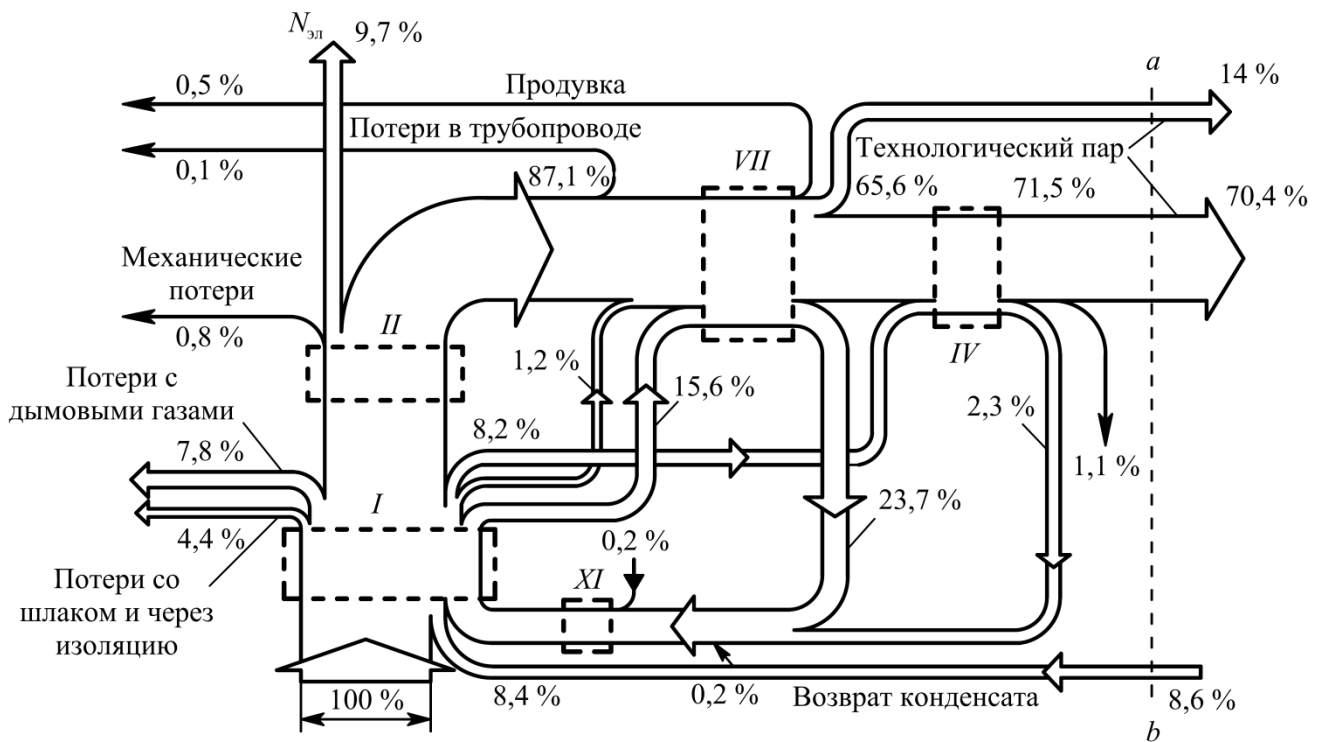


Рис. 17. Диаграмма потоков энергии ТЭЦ (обозначения те же, что на рис. 16)

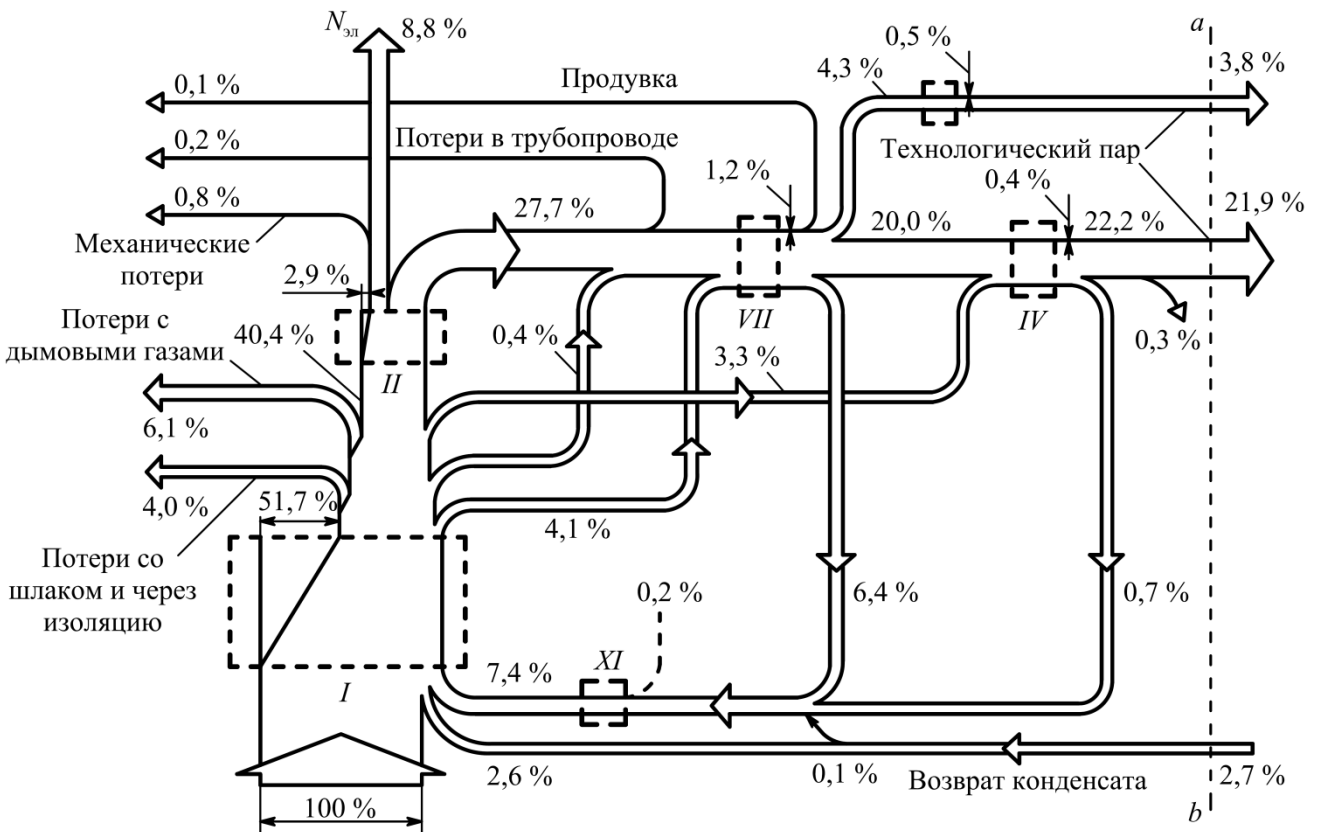


Рис. 18. Диаграмма потоков эксергии ТЭЦ (обозначения те же, что на рис. 16)

Последний вид потерь здесь выше, чем в КЭС: это объясняется более низкими параметрами пара (наивысшая температура 400 °С). Все остальные потери существенно меньше, чем в котле; суммарное значение потерь в турбине и электрогенераторе составляет всего  $2,9 + 0,8 = 3,7$  %.

Даже с учетом большего влияния этих потерь на КПД станции вследствие более высокого структурного коэффициента, их роль менее значительна, чем потерь в парогенераторе.

Таким образом, существенное повышение эксергетического КПД ТЭЦ не может быть получено, поскольку потери в парогенераторе относятся к собственным. Сравнение всех этих характеристик со значениями по энергетическому балансу показывает, что последний не раскрывает существа энергетических превращений в ТЭЦ в целом и ее частей.

Действительно, эффективный КПД (т. е. коэффициент преобразования энергии) ТЭЦ  $\eta_e = 70,4 + 14 + 9,7 - 8,6 = 85,5$  %.

Эта характеристика, столь высоко оценивающая совершенство системы, связана с тем, что технологический пар оценивается по тепловым характеристикам; тот факт, что его энергия вследствие низких параметров малоценна по сравнению с электроэнергией, здесь совершенно не учитывается.

В предыдущем разделе уже указывалось, что термический КПД КЭС, на которой производится только электроэнергия, близок к ее эксергетическому КПД и дает достаточно объективную характеристику совершенства КЭС. Иная картина складывается для ТЭЦ; ее термический КПД несопоставим с  $\eta_t$  КЭС. Поэтому никакие выводы, опирающиеся на сопоставление термических КПД ТЭЦ и КЭС, не будут обоснованными.

Точно также не обоснованы выводы о более высокой эффективности ТЭЦ, которые иногда делаются на основе сравнения их коэффициентов  $\eta_3$ .

Эксергетические КПД, а, следовательно, и уровни совершенства ТЭЦ и КЭС примерно равны; разница между ними определяется в основном различиями начальных параметров пара. Основной «поглотитель эксергии» – парогенератор – выглядит с позиций только энергетического баланса вполне благо-

получно. Его «КПД» весьма высок ( $\eta_{т,пг} = 97,6 + 8,2 + 15,6 - 26,4 - 8,4 = 86,6$  %).

В результате анализа по энергетическому балансу все основные потери «снимаются» с парогенератора и относятся либо на потребителя теплоты (ТЭЦ), либо на конденсатор (КЭС), где никаких усовершенствований сделать нельзя. Это кажущееся благополучие не позволяет правильно обосновывать направление развития техники в этой области.

Вместе с тем при сравнении ТЭЦ с КЭС необходимо учитывать, что раздельное производство теплоты и электроэнергии (КЭС + котельная) в термодинамическом плане всегда менее выгодно. Это объясняется весьма низким КПД котельной при производстве теплоты низких параметров. Поэтому, естественно,  $\eta_e$  системы КЭС + котельная будет всегда ниже, чем у ТЭЦ. Напротив, сочетание КЭС с реальным тепловым насосом обеспечивает (с термодинамических позиций) примерно те же показатели, что и ТЭЦ.

### **2.10.7. Газотурбинная установка**

Схема анализируемой газотурбинной установки открытого типа, работающей на доменном газе, показана на рис. 19. Эффективная мощность агрегата 3000 кВт. Параметры процесса показаны в табл. 14.

Как видно из баланса, наибольшая потеря эксергии, превышающая 1 / 3, как и следовало ожидать, относится к камере сгорания и составляет 34,7 %. Коэффициент полезного действия камеры сгорания ( $\eta_e = 79$  %) сравнительно высок. Это объясняется тем, что сжигание топлива происходит при повышенном давлении и с предварительным подогревом как самого топлива, так и окислителя. Коэффициенты  $\eta_e$  всех остальных элементов схемы также достаточно высоки (более 85 %). Тем не менее, общий КПД газотурбинной установки значительно ниже – 24,8 %.

Эксергетический баланс установки представлен в виде диаграммы потоков на рис. 20.

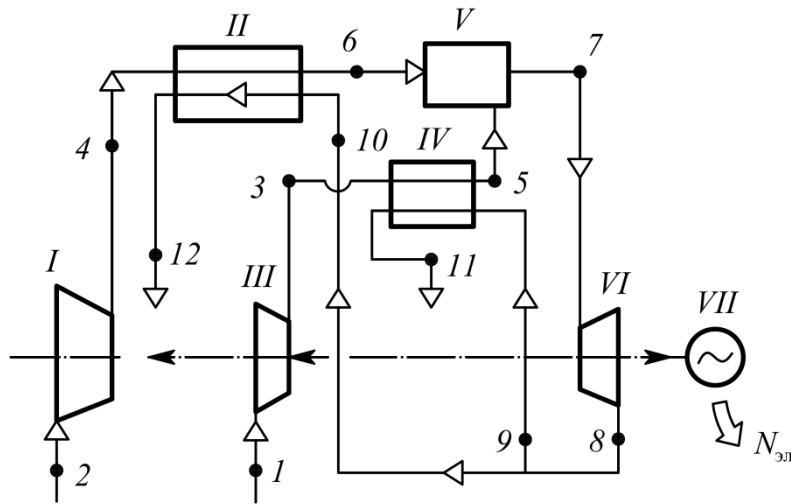


Рис. 19. Схема газотурбинной установки: *I* - газовый компрессор; *II* - подогреватель газа; *III* - воздушный компрессор; *IV* - подогреватель воздуха; *V* - камера сгорания; *VI* - газовая турбина; *VII* - электрогенератор

Таблица 14

Параметры процесса газотурбинной установки

Точка на рис. 19	Рабочее тело	Давление, МПа	Температура, °С	Расход, кмоль/ч	Точка на рис. 19	Рабочее тело	Давление, МПа	Температура, °С	Расход, кмоль/ч
1	Воздух	0,098	18	4508	7	Продукты горения	0,343	627	4937
2	Доменный газ	0,098	18	495	8	То же	0,103	417	4937
3	Воздух	0,353	167	4508	9	То же	0,103	417	4422
4	Доменный газ	0,353	167	495	10	То же	0,103	417	515
5	Воздух	0,343	357	4508	11	То же	0,098	230	4422
6	Доменный газ	0,343	355	495	12	То же	0,098	230	515

Такая особенность (низкий общий КПД при высоких значениях КПД  $\eta_{e,i}$  элементов) присуща целому классу систем. В газовой турбине, как и в других агрегатах, относящихся к этому классу, характерна развитая регенерация теплоты. При этом неизбежно наличие циркулирующих потоков рабочих тел, несущих с собой соответствующую эксергию. В результате существенно увеличиваются нагрузки в основных элементах процесса. Отдельные машины и аппараты должны «перерабатывать» потоки эксергии, зачастую превышающие эксергию на входе в систему. Например, через турбину *VI* проходит почти в 1,5 раза больше эксергии, чем ее поступает в установку. В результате возникают

существенные потери даже при высоких значениях КПД отдельных элементов. Причина этого явления состоит в том, что в газотурбинной установке (как и в любой системе, где осуществляется газовый цикл или квазицикл) лишь часть (меньше половины) мощности турбины отдается как полезная; другая, большая часть затрачивается на привод компрессора. В результате установленная мощность машин (турбина + турбокомпрессор) в несколько раз превышает полезную мощность установки; соответственно увеличены и циркулирующие потоки эксергии.

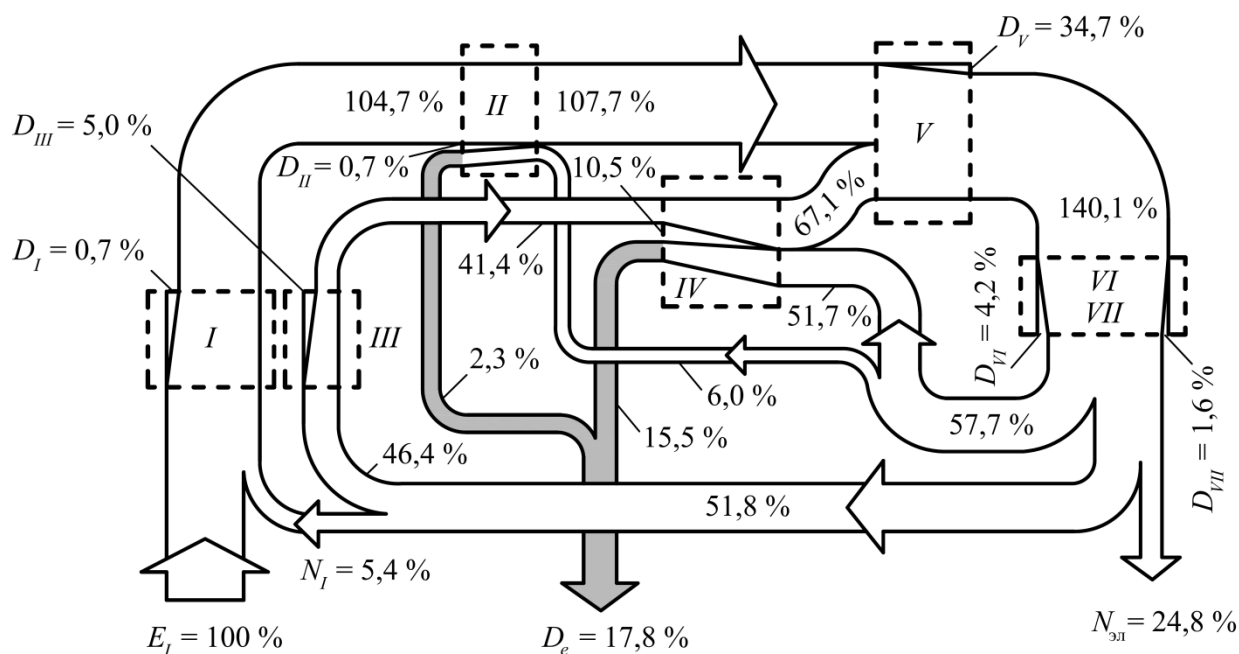


Рис. 20. Диаграмма потоков эксергии газотурбинной установки (обозначения те же, что на рис. 19)

В парожидкостных циклах на сжатие жидкости (в питательном насосе) идет лишь несколько процентов мощности турбины; соответственно циркуляция эксергии намного меньше.

Второе место по потерям занимает теплообменник (подогреватель воздуха) – 26 %. Из них меньшая доля (10,5 %) относится к внутренним потерям  $D_i$ , а большая (15,5 %) – к внешним  $D_e$ , связанным как со сравнительно высокой температурой уходящих газов ( $t_{11,12} = 230 \text{ }^\circ\text{C}$ ), так и с отличием их состава от атмосферы. Как та, так и другая эксергия представляют вторичные ресурсы и в принципе могут быть использованы (первая для теплоснабжения, вторая для

получения  $\text{CO}_2$  или, например, в сельском хозяйстве для создания защитных газовых сред), что позволяет увеличить КПД системы. Аналогичную теплообменнику *IV* роль выполняет и нагреватель газа *II*, но вследствие малой тепловой нагрузки потери в нем намного меньше (3 %). Потери в турбине и электрогенераторе относительно невелики и составляют в сумме 5,8 %.

Следует обратить внимание на то, что химическая эксергия топлива и продуктов сгорания не должна учитываться при специальном анализе совершенства компрессоров *I* и *III*, а также теплообменников *II* и *IV*, так как она проходит через них «транзитом», не принимая участия в энергетических превращениях. Поэтому нагрузка и потери в воздушном компрессоре *III* значительно больше, чем в газовом компрессоре *I* (в  $46,4 / 5,4 = 8,6$  раза).

Очевидно, что повышение общего КПД  $\eta_e$  газотурбинной установки связано прежде всего с повышением температуры рабочего тела, поступающего в газовую турбину. Такое повышение требует соответствующего увеличения жаростойкости конструкционных материалов.

Другой путь повышения  $\eta_e$  газотурбинной установки (естественно, не противоречащий первому) – введение в компрессоре многоступенчатого сжатия с промежуточным охлаждением, а в турбине многоступенчатого расширения с промежуточным нагревом в дополнительных камерах сгорания. Таким образом, оба процесса – и сжатия и расширения – приближаются к изотермическому. В результате работа сжатия снижается, а расширения – растет. Соответственно возрастает полезная мощность. В сочетании с регенерацией теплоты такое решение дает возможность получить КПД установки  $\eta_e \geq 30$  %.

### **2.10.8. Кондиционирование воздуха**

Термодинамический анализ систем кондиционирования представляет практический интерес в связи с тем, что они все больше становятся заметными в общем балансе потребителями энергии. В качестве примера рассмотрим комбинированную систему кондиционирования, отопления и вентиляции школьного здания (см. рис. 21).

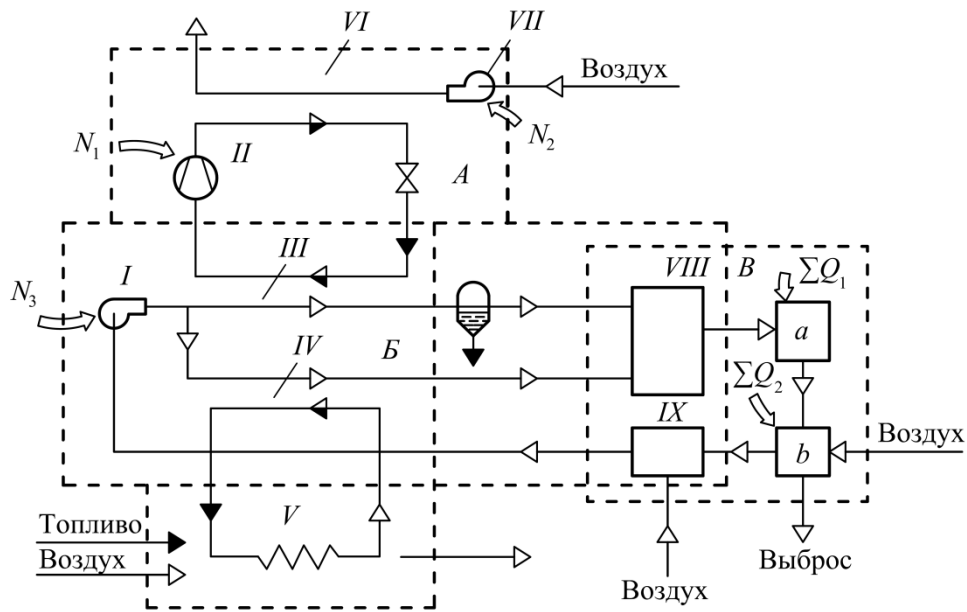


Рис. 21. Схема установки кондиционирования воздуха: *I* - циркуляционный вентилятор; *II* - компрессор холодильной установки; *III* - испаритель холодильной установки; *IV* - теплообменник; *V* - котел; *VI* - конденсатор холодильной установки; *VII* - воздуходувка; *VIII*, *IX* - смесители

В обслуживаемых помещениях *a* выделяется теплота –  $\Sigma Q_1$ ; в пространстве под потолком *b* расположены светильники, выделяемая теплота которых  $\Sigma Q_2$ . Воздух распределяется системой низкого давления; контроль температуры обеспечивается смесительными камерами. Рециркуляционный воздух смешивается с наружным на участке *b*. Циркулирующий воздух охлаждается поршневой холодильной установкой *A*. Мощность привода компрессора  $N_1$  и воздушного вентилятора  $N_2$ . Мощность привода циркуляционного вентилятора  $N_3$ .

Зимой холодильная установка отключается, и для нагрева воздуха используется полученный в котле пар давлением 0,69 МПа.

Диаграммы потоков эксергии для расчетных летнего и зимнего режимов показаны соответственно на рис. 22 и 23.

Все величины пересчитаны на 100 кВт поступающей эксергии. В летнем режиме в помещении *a* используется на компенсацию теплопритоков  $\Sigma Q_1 = 3,3$  кВт и на компенсацию  $\Sigma Q_2 = 0,7$  кВт. Эксергетический КПД составит  $\eta_e^л = (3,3 + 0,7) / 100 = 0,04$ . Основные потери эксергии связаны с работой холодильной установки (50,5 кВт), а также теплообменом и охлаждением в зоне *B* (32,9 кВт).

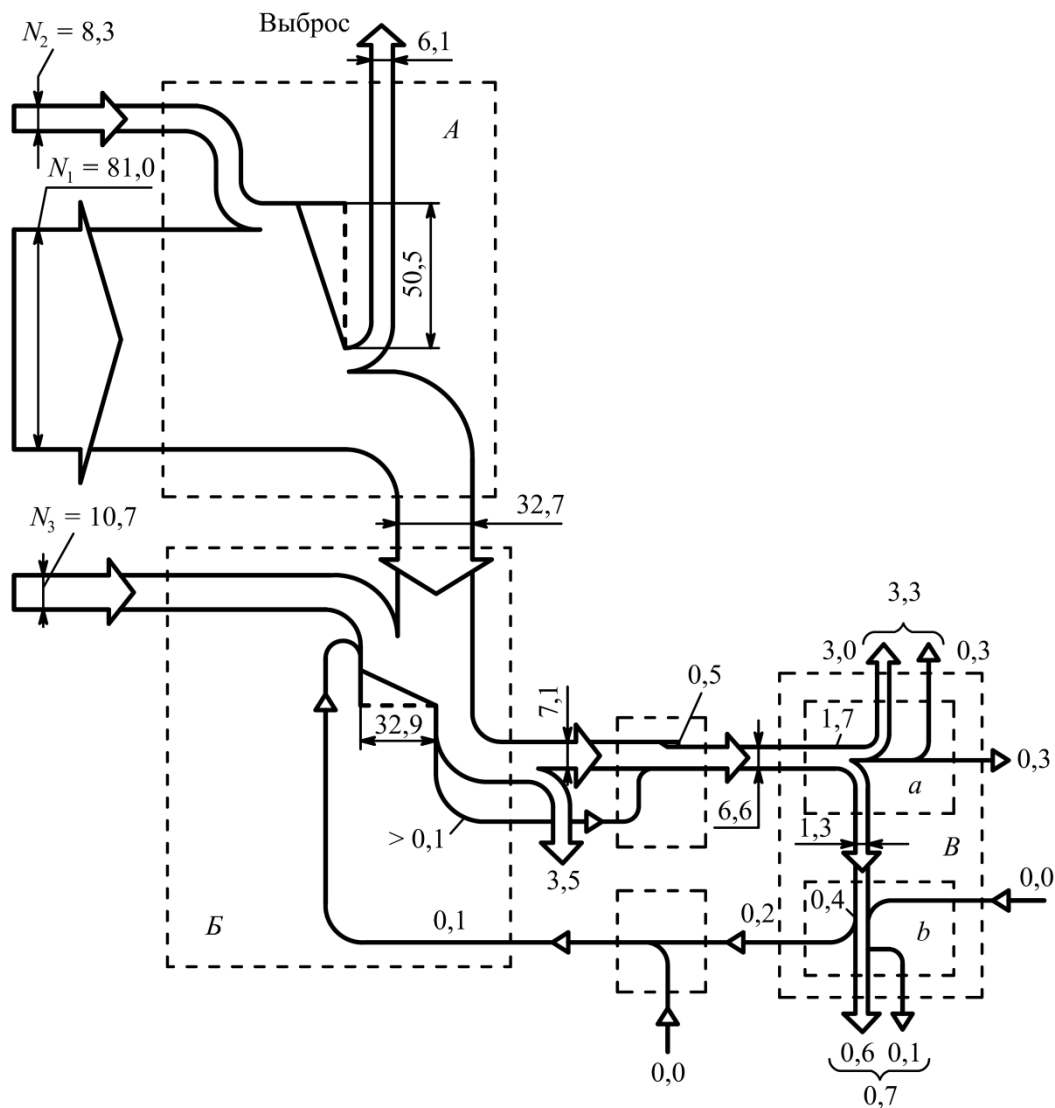


Рис. 22. Диаграмма потоков эксергии (кВт) установки кондиционирования воздуха (летний период)

В зимнее время КПД несколько выше:  $\eta_e^3 = 8,7 / 100 = 0,087$  или 8,7 %.

Здесь наибольшая потеря связана с необратимостью сжигания топлива в котле и при теплопередаче к воде при генерации пара низкого давления. Она составляет с учетом внешней потери  $49,1 + 8,6 = 57,7$  кВт. Второе место занимают, как и в летнем режиме, потери в зоне *B* (26,5 кВт). Остальные потери сравнительно невелики. Очевидно, что существенное увеличение эффективности в летнем режиме может быть в основном достигнуто повышением КПД холодильной установки в соответствующем диапазоне температур. В зимнем режиме неэффективный нагрев сжиганием топлива может быть устранен использованием имеющейся холодильной установки в качестве теплового насоса.



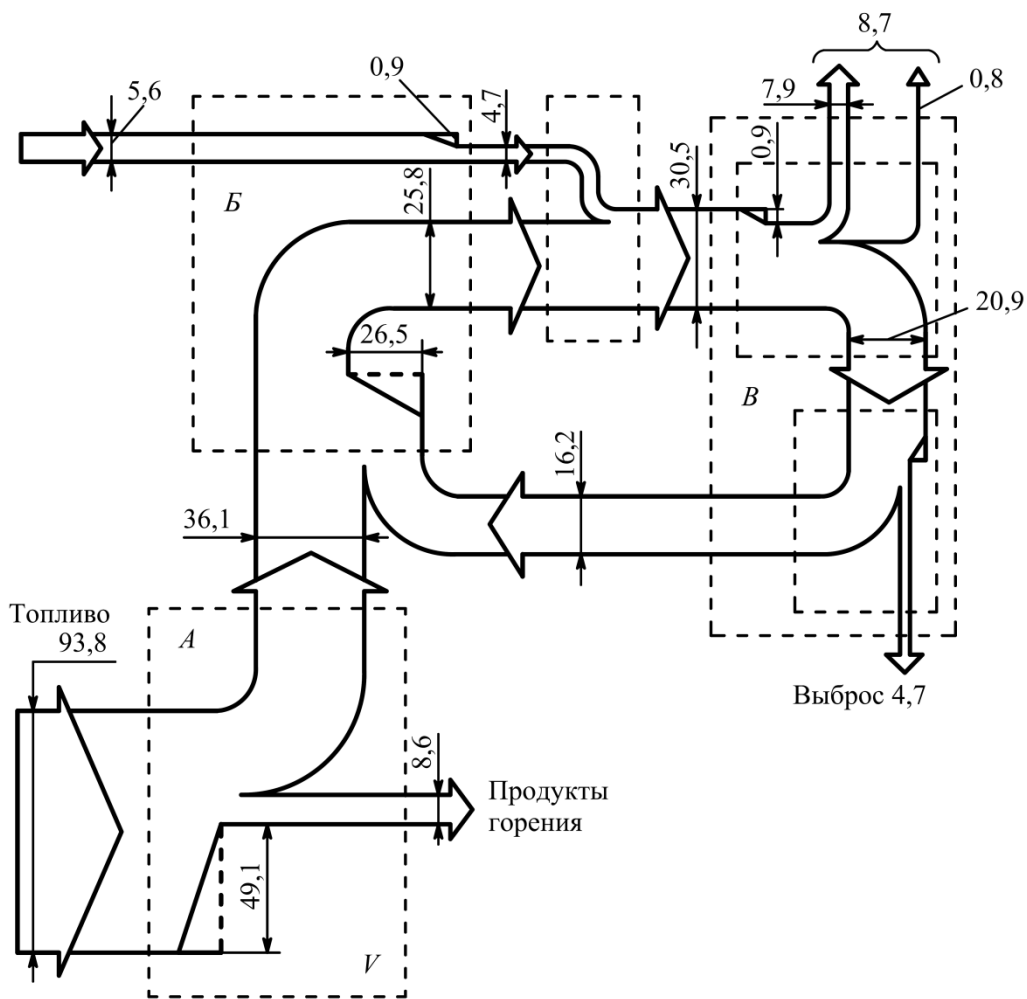


Рис. 23. Диаграмма потоков эксергии (кВт) установки кондиционирования воздуха (зимний период)

Как это было показано при расчетах эксергии влажного воздуха, ее количественные значения существенно различаются не только по климатическим зонам, но и по местам, поэтому необходимо при инженерных расчетах и оптимизации систем кондиционирования вести их в три этапа: первый – определение значений эксергии для ряда средних значений параметров окружающей среды, взятых через определенные временные интервалы; второй – суммирование произведений эксергии на соответствующие интервалы; третий – получение сглаженных мгновенных значений эксергии во всем нужном временном интервале для использования их в расчетах.

## 2.11. Контрольные вопросы и задания для самостоятельной работы

1. Перечислите основные отличия энергии от эксергии.
2. Опишите, связаны ли между собой термомеханическая эксергия потока вещества и эксергия теплового потока?
3. Перечислите основные виды эксергии, используемые при проведении термодинамического анализа в теплоэнергетике.
4. Напишите общее уравнение эксергии теплового потока.
5. Перечислите виды потерь эксергии.
6. Дайте определение понятию «анергия».
7. Перечислите основные коэффициенты преобразования энергии, применяемые при расчетах теплоэнергетических установок.
8. Назовите два основных свойства эксергетического КПД.
9. Опишите основные уровни и назначение термодинамического анализа в теплоэнергетических системах.
10. Приведите примеры основных теплоэнергетических систем, которые можно проанализировать с помощью эксергетического подхода.

### ГЛАВА 3. СРАВНЕНИЕ СОВРЕМЕННЫХ МЕТОДОВ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО АНАЛИЗА

Для сравнения современных методов термодинамического анализа необходимо рассмотреть их с позиции соответствия всем следствиям обоих законов термодинамики, четкости и удобства практического приложения в теплоэнергетике и холодильной технике.

Выдвинутые в XX веке методы термодинамического анализа, названные *эксергетическим* и *энтропийным*, базируются на обоих принципах термодинамики и лишены недостатков методов, основанных только на тепловом балансе (например, перерасходу топлива). Оба метода являются строго *термодинамическими*.

Попробуем сравнить эксергетический метод с энтропийным. Оговоримся сразу, что оба метода имеют правильную теоретическую основу и могут отличаться друг от друга только степенью корректности выводов, простотой и четкостью анализа.

Хочется отметить тот исторический факт, что начало создания *энтропийного* метода (в виде метода вычитания эксергетических потерь) более старо, чем начало создания *эксергетического* метода (метода потоков эксергии).

Метод вычитания эксергетических потерь был предложен Р. Клаузиусом в 1851 – 1854 гг. и независимо от него А. Стодола в конце XIX века.

Получилось, что о более раннем предложении Клаузиуса никто в теплоэнергетической литературе не вспомнил до 1939 г, в то время, как метод потоков эксергии к началу 1940-х годов был уже детально обоснован [17, 18], а в 1960-х годах практически освоен и получил большое количество сторонников.

Однако в теоретическом обосновании метода и в его практических приложениях имеется много дискуссионного, и поэтому сравнение его с энтропийным методом представляет известный интерес.

Оптимизация циклов путем уменьшения эксергетических потерь начала внедряться в теплоэнергетическую литературу в 1939 г., а энтропийный метод

целиком оформлен в 1951 г. И получил в литературе значительно меньше последователей, чем эксергетический.

Это объясняется не только опозданием на 20 лет начала оформления и приложения энтропийного метода, но и дефектами его изложения.

Трудно придумать более простой прием, чем прием вычитания Клаузиуса, использованный для получения реальной работы как разности между вводимой в установку превратимой энергией и энергетическими потерями. Этот прием, лежащий в основе энтропийного метода, позволяет при известном исследователю значении первичной превратимой энергии получить выработанную организованную энергию или эксергию теплоты путем однообразного вычитания отнимаемых от нее слагаемых (эксергетических потерь), вычисляемых как произведение температуры окружающей среды на сумму изменений энтропии всех тел, участвующих в рассматриваемом процессе. Отсюда получается для самых сложных энергетических установок простейший вид термодинамического анализа. Очень важной деталью этого анализа служит простая связь между коэффициентом эксергетических потерь и соответствующим перерасходом топлива (в теплоэнергетических установках), или перерасходом электроэнергии (в холодильных и теплонасосных установках).

Попробуем выяснить, имеет ли эксергетический метод какие-либо преимущества перед энтропийным.

По мнению ряда сторонников эксергетического метода, его основное преимущество состоит в отходе от метода циклов и замене последнего более современным методом эксергетических функций. Так, например, в предисловии к сборнику статей «Вопросы термодинамического анализа» (1967 г.) записано: «Метод циклов даже в сочетании с подсчетом возрастания энтропии в элементах процесса оказывается недостаточным для решения более сложных задач, возникающих при изучении и разработке новых энергетических установок и агрегатов... Главный недостаток метода циклов, вообще исключаящий его применение в ряде случаев, состоит в том, что из исследования выпадает

оценка работоспособности вещества и потоков энергии, рассматриваемых в условиях окружающей среды».

Характерно, что нигде в литературе по эксергетическому анализу нет ни единого примера, иллюстрирующего справедливость изложенной выше точки зрения. М. Планк убедительно показал, что суть второго принципа термодинамики состоит в признании существования и в описании необратимых процессов. Вместе с тем мерой необратимости любого процесса (разомкнутого или замкнутого) служит вызываемая этим процессом деградация энергии системы. Как известно, деградация энергии системы равна произведению абсолютной температуры окружающей среды на прирост энтропии системы. А этот прирост выражается интегралом по замкнутому контуру, т. е. по циклу. Другой математической характеристики необратимых процессов термодинамика не знает.

Это подтверждает вывод М. Планка о том, что второе начало термодинамики со всеми следствиями из него обратилось в *принцип возрастания энтропии*.

Особое изящество и внутренняя красота этого метода как раз и состоят в том, что он способен количественно характеризовать степень необратимости не только замкнутых, но и разомкнутых процессов. Имеющее место использование в методе потоков эксергии понятия эксергетических потерь есть использование метода циклов.

Недостаточно строгим представляется понятие эксергии вещества или эксергии потока вещества. С позиций термодинамики нельзя относить работоспособность, равно как и работу, только к рабочему телу или только к источникам энергии. Ее следует относить ко всей изолированной системе, включающей как источники энергии, так и рабочее тело. Само рабочее тело без источника энергии не может обеспечить длительную и непрерывную работу установки.

Иногда высказывают мнение, что без понятия эксергии потока вещества нельзя правильно произвести термодинамический анализ установок, целью которых является не выработка электроэнергии или эксергии теплоты, а выдача каких-либо новых веществ, и что энтропийный метод для этого неприменим.

В то время как в энтропийном методе ограничиваются использованием только эксергии тепла, в эксергетическом методе вводится, кроме эксергии тепла и эксергии массы рабочего тела (потока рабочего тела), еще химическая эксергия топлива. Под ней понимают максимальное количество работы, которое может быть получено при окислении топлива. Деление эксергии на три разновидности свидетельствует о путанице представлений по поводу смысла понятия эксергии. Наиболее четким является представление об эксергии тепла, т. е. о превратимой части тепла. Все другие виды энергий (кроме теплоты) полностью взаимопревратимы и не нуждаются ни в термодинамическом анализе, ни в понятии эксергии. Потребность в термодинамическом анализе появляется тогда, когда организованная энергия, хотя бы частично, переходит в тепло (например, при трении или горении). Процесс использования этого тепла описывается вторым принципом термодинамики и термодинамическим анализом при помощи параметров состояния и коэффициентов, характеризующих степень необратимости тепловых процессов. Поэтому добавление к понятию эксергии тепла понятий эксергии рабочего тела, химической эксергии топлива и т. п., носит искусственный характер.

Можно сделать вывод, что эксергии потока рабочего тела и эксергии тепла – синонимы. Для практических целей также нецелесообразно применение понятия химической эксергии топлива.

Действительно, по исследованиям З. Ранга и Я. Шаргута химическая эксергия топлива не равна его теплотворной способности; она бывает либо больше, либо меньше последней. Это значит, что химическая эксергия топлива не равна его химической энергии до горения. Вместе с тем ее применение вводит в качестве исходной позиции энергобаланса величину, в общем случае не охватывающую всю пригодную энергию, которую могло бы выделить топливо. Известны, например, случаи, когда в золе сгоревшего топлива находили уран.

Следует учесть, что в ряде случаев величина химической эксергии топлива вычисляется с очень большими трудностями, так как между эксергиями топлива и продуктов сгорания существует большая разница. К тому же при совре-

менном состоянии техники невозможно использовать химическую энергию продуктов сгорания. Все это пока не привело к созданию понятия условной химической эксергии топлива, которая служила бы единым эталоном для разных видов топлива.

То обстоятельство, что потоки эксергии могут совершать кругооборот, возвращаясь обратно к своему исходному положению, не позволяет эксергии на входе в последующий элемент установки быть всегда равной эксергии на выходе из предыдущего элемента установки. Поэтому невозможно представить КПД установки в виде суммы или произведения эксергетических КПД ее отдельных элементов. Действительно, чтобы получить эксергетический КПД установки в виде суммы эксергетических КПД отдельных узлов, необходимо, чтобы знаменатели последних были одинаковыми по величине. Чтобы вместо суммы получить эксергетический КПД установки в виде произведения эксергетических КПД отдельных узлов, нужно, чтобы числитель всякой последующей дроби, выражающей эксергетический КПД узла, сокращался с знаменателем предыдущей дроби. Этого тоже нет из-за замкнутых тепловых потоков.

Следует указать, что до сих пор ни в одной из работ по эксергетическому анализу регенеративных теплоэнергетических или холодильных установок не удалось дать аналитическую связь эксергетических коэффициентов отдельных узлов с коэффициентами термодинамического совершенства всей установки. В. С. Мартыновский и Л. З. Мельцер сделали попытку увязать эксергетические КПД отдельных узлов с коэффициентом термодинамического совершенства установки путем использования понятия коэффициента эксергетических потерь. Но эксергетический КПД  $i$ -го узла аналитически не увязывает необратимости в данном узле с соответствующим перерасходом топлива или электроэнергии, вводимые в установку. Это затрудняет использование эксергетического метода для нахождения необходимой логической связи между общепринятыми производственными показателями рабочего процесса установки и термодинамическими показателями.

Для разных узлов эксергетический КПД записывается по-разному. Это является недостатком, если учесть, что в *энтропийном методе* употребляется один единственный коэффициент эксергетических потерь, который для любых узлов любых установок записывается одинаково.

Очень часто уменьшение одной потери вызывает увеличение другой (или других). Например, повышение верхней температуры регенеративного водоподогрева уменьшает потерю при горении и при теплообмене с водой в котле, но увеличивает потери от теплообмена непосредственно в регенеративных водоподогревателях. Поэтому рационально искать минимум суммы всех перечисленных выше потерь.

Осуществление этих поисков при помощи эксергетических КПД является чрезвычайно сложной задачей. Она достаточно сложна и для *энтропийного метода*, где попытки найти минимум суммы ряда потерь могут иметь успех.



### 3.1. Контрольные вопросы и задания для самостоятельной работы

1. Назовите основные современные методы термодинамического анализа теплоэнергетических систем.

2. Опишите достоинства и недостатки энтропийного подхода.

3. Опишите достоинства и недостатки эксергетического подхода.

4. Как вы считаете, какой из современных методов термодинамического анализа наиболее совершенен с теоретической и практической точки зрения?

Почему?

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

*Энтропийный* и *эксергетический* методы построены с учетом всех следствий обоих принципов термодинамики; последние два метода используют абстракцию циклов для математического описания степени необратимости любого реального процесса, независимо от того, замкнут он или разомкнут.

Энтропийный метод является хорошим инструментом для поиска направлений по конструктивному совершенствованию систем. Несмотря на незначительные отличия этих двух методов их возможности и решаемые частные задачи разнятся. Разница этих методов относительно совершенствования технических систем заключается лишь в том, что эксергетический метод определяет эксергию потоков и старается её максимизировать, а энтропийный метод определяет потери эксергии (производства энтропии) и пытается их минимизировать. Достоинством эксергетического метода считается его привязка к реальным условиям, то есть к параметрам окружающей среды. В энтропийном методе такой четкой привязки не прослеживается, что, по мнению ряда ученых, ограничивает его возможности анализа. Достоинством энтропийного анализа, построенного на методе циклов, является возможность количественной характеристики степени необратимости как замкнутых, так и разомкнутых процессов. Несмотря на простоту и наглядность эксергетического метода имеется ряд недостатков, таких как отсутствие простой связи между эксергетическими КПД каждого элемента системы с эксергетическим КПД всей системы, а также с перерасходом топлива обусловленным необратимостью протекающих в системе процессов. Кроме того эксергетический КПД для различных узлов имеет различную математическую запись. Поэтому можно предположить, что для оценки термодинамического совершенства технических систем наиболее применим эксергетический метод, а для разработки мероприятий по повышению термодинамического совершенства систем – энтропийный [1].

Важнейшей задачей новых исследований в области анализа энергетических установок является увязка термодинамического анализа с экономикой энергетики.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Агапов, Д.С.** Структурная и параметрическая оптимизация систем промышленного теплотехнического и технологического оборудования: дис. д-ра. техн. наук: специальность 05.14.04 / Д.С. Агапов. – СПб, 2017. – 340 с.
2. **Архаров, А.М.** О движущей силе низкотемпературной теплоты (холода), или еще раз о предельных значениях коэффициентов преобразования теплоты и работы (коэффициентах Карно) / А.М. Архаров, И.А. Архаров, А.А. Жердев, В.В. Сычев // Холодильная техника. – 2004. – № 1.
3. **Архаров, А.М.** Криогенные системы. Т. 1. Основы теории и расчета / А.М. Архаров, И.В. Марфенина, Е.И. Микулин. – М.: Машиностроение, 1996. – 576 с.
4. **Бошнякович, Ф.** Техническая термодинамика / Ф. Бошнякович. М.: Госэнергоиздат, 1955. – 438 с.
5. **Бэр, Г.Д.** Техническая термодинамика / Г.Д. Бэр. – М.: Мир, 1977. – 519 с.
6. **Бродянский, В.М.** Вопросы термодинамического анализа / под ред. В.М. Бродянского. – М.: Мир, 1965. – 251 с.
7. **Бродянский, В.М.** Эксергетический метод и его приложения / В.М. Бродянский, В. Фратшер, К. Михалек. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 288 с.
8. **Вукалович, М.П.** Термодинамика / М.П. Вукалович, И.И. Новиков. – М.: Машиностроение, 1972. – 671 с.
9. **Гельфер, Я.М.** История и методология термодинамики и статистической физики / Я.М. Гельфер. – М.: Высшая школа, 1969. – 536 с.
10. **Гохштейн, Д.П.** Современные методы термодинамического анализа термодинамических установок / Д.П. Гохштейн. – М.: Энергия, 1969. – 368 с.
11. **Додж, Б.Ф.** Химическая термодинамика / Б.Ф. Додж. – М.: Иностранная литература, 1950. – 786 с.
12. **Кириллин, В.А.** Техническая термодинамика / В.А. Кириллин, В.В. Сычев, А.Е. Шейдлин. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 486 с.

13. **Мартыновский, В.С.** Анализ действительных термодинамических циклов / В.С. Мартыновский. – М.: Энергия, 1972. – 216 с.
14. **Чечеткин, А.В.** Теплотехника: Учеб. для хим.-технол. спец. вузов / А.В. Чечеткин, Н.А. Занемонец. – М.: Высш. шк., 1986. – 344 с.
15. **Шамбадаль, П.** Развитие и приложения понятия энтропии / П. Шамбадаль. – М.: Наука, 1967. – 278 с.
16. **Bejan, A.** Entropy Generation Minimization. CRC Press. Boca Ration. New York, 1995.
17. **Darrieus, G.** Revuegeneral de L'Electricite. t. 27, 1930.
18. **Keenan, J.** Mechanical Engineering, vol. 54, № 3, 1932.
19. **Stodola, A.** Die Dampfturbinen. Berlin. Verlag von Julius Springer, 1910.

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	3
ГЛАВА 1. ЭНТРОПИЙНЫЙ МЕТОД ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО АНАЛИЗА ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СИСТЕМ.....	4
1.1. Энтропийный метод исследования энергетических превращений в теплотехнических системах.....	4
1.2. Термодинамическая оценка эффективности технической системы..	10
1.3. Энтропийно-статистический анализ реальных энергетических потерь в низкотемпературных и высокотемпературных машинах и установках	14
1.4. Контрольные вопросы и задания для самостоятельной работы.....	36
ГЛАВА 2. ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ МЕТОД ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО АНАЛИЗА ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СИСТЕМ.....	37
2.1. Задачи и возможности термодинамического анализа.....	37
2.2. Энергия и эксергия, их виды и составляющие.....	39
2.3. Эксергия вещества.....	44
2.3.1. Эксергия вещества в замкнутом объеме.....	44
2.3.2. Термомеханическая эксергия потока вещества.....	46
2.3.3. Химическая эксергия потока вещества и ее составляющие....	48
2.4. Эксергия потоков энергии.....	53
2.4.1. Эксергия теплового потока.....	53
2.4.2. Эксергия излучения.....	56
2.5. Связь термомеханической эксергии потока вещества и эксергии теплового потока.....	59
2.6. Потери эксергии.....	61
2.6.1. Виды потерь эксергии.....	63
2.7. Анергия.....	66
2.7.1. Анергия теплового потока.....	67
2.7.2. Анергия потока вещества.....	70
2.8. Коэффициенты преобразования и КПД.....	72
2.8.1. Коэффициенты преобразования энергии (КПЭ).....	72
2.8.2. Эксергетический КПД закрытых теплоэнергетических систем.....	77
2.9. Термодинамический анализ теплоэнергетических систем.....	82
2.10. Эксергетический анализ технических систем преобразования энергии.....	89
2.10.1. Парокомпрессионная одноступенчатая холодильная установка.....	89
2.10.2. Абсорбционный тепловой насос.....	94
2.10.3. Промышленная печь.....	100
2.10.4. Котельная установка для выработки низкопотенциальной теплоты.....	103
2.10.5. Конденсационная электростанция (КЭС).....	106

2.10.6. Теплоэлектроцентраль (ТЭЦ).....	109
2.10.7. Газотурбинная установка.....	114
2.10.8. Кондиционирование воздуха.....	117
2.11. Контрольные вопросы и задания для самостоятельной работы....	121
ГЛАВА 3. СРАВНЕНИЕ СОВРЕМЕННЫХ МЕТОДОВ ТЕРМОДИНА- МИЧЕСКОГО АНАЛИЗА.....	122
3.1. Контрольные вопросы и задания для самостоятельной работы.....	128
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	129
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	130

Дыскин Лев Матвеевич  
Морозов Максим Сергеевич

## Современные методы термодинамического анализа в теплоэнергетике

Учебное пособие

Подписано в печать      Формат 60x90 1/8    Бумага газетная. Печать трафаретная.  
Уч. изд. л. 16,1. Усл. печ. л.16,6. Тираж 300 экз. Заказ №

---

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего  
образования «Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет»  
603950, Нижний Новгород, ул. Ильинская, 65.  
Полиграфический центр ННГАСУ, 603950, Н.Новгород, Ильинская, 65  
<http://www.nngasu.ru>, [srec@nngasu.ru](mailto:srec@nngasu.ru)