

УДК 621.577

В. А. ТАРАСОВА, канд. техн. наук; н.с. ИПМаш НАН України, Харьков

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ТЕРМОЭКОНОМИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ПАРОКОМПРЕССИОННОЙ ТЕПЛОНАСОСНОЙ УСТАНОВКИ

В статье рассмотрены основные термоэкономические модели формирования стоимости тепла, произведенного парокompрессионной теплонасосной установкой (ТНУ). При тестировании термоэкономических моделей применен универсальный метод оценки качества энергетических потоков, основанный на уравнениях стоимостных и эксергетических балансов. Сделан вывод о том, что рассмотренные модели работоспособны и могут быть применены для оценки стоимости тепла произведенного ТНУ. Однако для проведения углубленного термоэкономического анализа ТНУ предпочтительно использование модели на основе негэнтропийного подхода, позволяющей корректно оценить стоимости деструкции эксергии.

Ключевые слова: негэнтропия, эксергия, термоэкономическая модель, теплонасосная установка.

Введение

Современный подход к определению цены целевого продукта энергопреобразующей системы основан на использовании аппарата термоэкономики. Термоэкономика рассматривает потоки эксергии как носители стоимости, а цену конечного продукта связывает с каждым этапом преобразования эксергии [1]. Её практическое значение заключается в том, что она позволяет оценить денежные затраты, связанные с потреблением энергии и термодинамической необратимостью процессов в реальных циклах термотрансформаторов, а также выявить пути более эффективного использования и сбережения первичной энергии [1, 2].

При выборе нетрадиционного способа производства тепловой энергии на основе теплонасосных установок представляется важной задача определения стоимости тепла с учетом их термодинамического совершенства, поскольку именно от стоимости выработанного тепла ТНУ зависят масштабы их внедрения в Украине.

Термоэкономический подход к распределению затрат в энергопреобразующих установках при получении целевого продукта

Термоэкономические модели можно подразделить на два типа. Первый тип – это модели, в основе которых лежит физическая структура установки (топология схемы). Основным их ограничением является сложность учета влияния на стоимость целевого продукта установки диссипативного элемента, каким является конденсатор, к примеру, холодильной машины (ХМ) или паросиловой установки. В таких моделях диссипативный элемент фактически выпадает из рассмотрения и фактически не участвует в процессе формирования стоимости всей установки, либо его вклад описывается упрощенно [3].

Второй тип термоэкономических моделей основан на представлении топологии схемы установки в виде производственной структуры (функциональной схемы). Функциональная схема графически отображает направление распределения эксергетических потоков в установке при производстве целевого продукта. Ее основное преимущество заключается в том, что она четко показывает взаимосвязи между потоками эксергии в установке и позволяет проследить, как «продукт» одной подсистемы распределяется в качестве входных данных других подсистем или же в качестве конечного «продукта» установки [4]. На функциональной схеме показывается

© В.А. Тарасова, 2015

как фактическое оборудование, в котором происходит обмен веществом, так и фиктивные элементы, через которые проходят искусственные (фиктивные) потоки. Фиктивные потоки позволяют рассматривать энергетические взаимодействия между элементами только в термомеханических пределах (изменения термической и механической составляющих эксергии). Функциональная схема дает, в некотором смысле, интуитивное представление о связях между элементами системы. В связи с чем, субъективная оценка целевого продукта неизбежна. От того, как производится декомпозиция эксергетических потоков на функциональной схеме, зависят результаты термоэкономического анализа. Чем глубже концептуальное разукрупнение системы на компоненты и потоки, тем точнее описывается процесс формирования эксергетической стоимости целевого продукта. Так, например, авторы работы [5] прибегают к разделению на функциональной схеме термотрансформатора физической эксергии на энтальпийную и энтропийную части. Любое увеличение энтропии в процессе относят к «топливу» элемента, а уменьшение, соответственно, – к «продукту».

Цель и постановка задачи исследования

Недостаток всех субъективных подходов к распределению затрат заключается в возможной двусмысленной оценке целевого продукта конденсатора ХМ. Следует отметить, что для конденсатора вообще неочевиден его эксергетический продукт, т. к. он отводит в окружающую среду остаточные потоки с фактически нулевым содержанием эксергии без получения какого-либо термодинамически полезного продукта. Под остаточным потоком в термоэкономике понимается неиспользуемый сток эксергии, который для завершения термодинамического цикла рассеивается в окружающую среду [4, 6]. Затраты на осуществление этого стока приравниваются к дополнительным затратам диссипативного элемента. Поясним назначение конденсатора ХМ с позиций термоэкономического функционального анализа. В парокомпрессионных холодильных циклах функциональное назначение конденсатора заключается в «закрытии» цикла, т. е. обеспечения наименьшего значения энтропии рабочего тела в цикле путем отвода тепла в окружающую среду. Процесс передачи теплоты от хладагента к окружающей среде (наружному воздуху) сопряжен с энергетическими и неэнергетическими затратами. Нагретый в конденсаторе ХМ воздух не является полезным продуктом. Поэтому затраты на его нагрев должны быть распределены между остальными элементами системы пропорционально изменению эксергии потока хладагента в конденсаторе. Что же тогда является критерием для распределения этого остаточного потока? Для циклов термотрансформаторов в качестве такого критерия используется функция, названная негэнтропией [6, 7]. Математически негэнтропия может быть записана в виде изменения энтропии в процессе со знаком « \rightarrow », умноженным на температуру окружающей среды $S^{neg} = -m_{хл} T_{oc} \Delta s_i$. Обоснованием для использования негэнтропии в качестве критерия для распределения остатков может быть следующее. По определению, уменьшить энтропию рабочего тела, значит произвести негэнтропию, которая может рассматриваться как «топливо» для тех элементов, в которых термодинамический процесс сопровождается увеличением энтропии. Чем ниже эксергетическая эффективность элемента, тем выше доля эксергии, которая теряется с остаточным потоком, за который уже «заплатил» каждый элемент установки [8]. Остаток в данном случае увеличивается эквивалентно дополнительному расходу эксергии «топлива» для всей установки. При увеличении доли остаточного потока достигается более низкая эффективность производства целевого продукта установки, т. к. в диссипативном

елементе при проходженні через нього потоку охолоджуваного теплоносія «бесполезно» підвищується його ексергія.

Таким образом, підводя ітог короткому огляду основних термoeкономических підходів к решению задачі формування ценового продукту термотрансформатора можна заключити, що питання вибору критерію для розподілу витрат во многом еще является дискуссионним. Використання тільки поняття ексергії, як головної міри якості енергії, зачастую не достаточно для адекватного описання процесу формування ценового продукту термотрансформатора.

Ціллю даної роботи является сравнительный анализ существующих термoeкономических моделей ТНУ, используемых для адекватного описання процесу формування ценового виробленого тепла.

Основная часть

Остановимся подробнее на некоторых основных отличиях, а также преимуществах и недостатках известных термoeкономических моделей применительно к задаче формування ценового продукту ТНУ. Отметим, что все модели основаны на уравнениях ексергетического баланса, записанных для каждого элемента установки

$$\sum E_k^{bx} - \sum E_k^{bvx} = E_{Dk} + E_{Lk}, \quad (1)$$

где $\sum E_k^{bx}$, $\sum E_k^{bvx}$ – ексергетические потоки на входе в элемент и на выходе из него; E_{Dk} – деструкция ексергії; E_{Lk} – потери ексергії в окружающую среду.

Строго говоря, уравнение ексергетического баланса не является равенством, т.к. потока потерь E_{Dk} не существует на самом деле. Однако в литературе [2] потери ексергії используются для удобства при вычислении баланса.

Применяя разделение ексергетических потоков на «топливо» и «продукт», баланс (1) можно записать в виде:

$$E_{Fk} = E_{Pk} + E_{Dk} + E_{Lk}, \quad (2)$$

где E_{Fk} , E_{Pk} – «топливо» и «продукт» элемента.

Эксергетический КПД элемента определяется как отношение его «продукта» к «топливу»

$$\eta_k = \frac{E_{Pk}}{E_{Fk}}. \quad (3)$$

Удельную стоимость «продукта» элемента c_{Pk} можно записать, как [4, 7]

$$c_{Pk} = c_{Fk} k_k + k_{Zk}, \quad (4)$$

где c_{Fk} – удельная стоимость «топлива» элемента; k_k – ексергетическая стоимость потока (величина обратная ексергетическому КПД); k_{Zk} – удельные капитальные затраты на элемент, отнесенные к его «продукту», которые определяются, как

$$k_{Zk} = \frac{Z_k}{E_{Pk}}, \quad (5)$$

где Z_k – капитальные затраты, связанные с k -м элементом.

Однако при разделении ексергетических потоков на «топливо» и «продукт» в моделях имеются существенные отличия. Более того, эти понятия по-разному трактуются, а, следовательно, различаются и подходы к оценке стоимости этих потоков и в самой процедуре декомпозиции. Так в модели [9], в дальнейшем будем называть ее E -модель, используется физическая структура установки, при этом ексергетический

баланс для елемента записується по ексергії входу і вихода. В $H-S$ моделі, представленій в роботі [5], використовується функціональна схема з використанням блоків комунікаторів, при цьому потік ексергії розділяється на ентальпійну і ентропійну часті. $E-S$ модель оснований на понятті о негентропії. При складанні функціональної схеми використовуються блоки-комунікатори з розділенням потоку ексергії на термічну і механічну складові.

Остановимся подробнее на $H-S$ моделі. В этой модели полная эксергия в i -той точке цикла делится на составляющие: полную энтальпию H_i и энтропию S_i , которые определяются по уравнениям

$$H_i = m_{\text{хл}} T_{\text{oc}} (i_i - i_{\text{oc}}), \quad S_i = m_{\text{хл}} T_{\text{oc}} (s_i - s_{\text{oc}}), \quad (6)$$

где $m_{\text{хл}}$ – массовый расход хладагента; T_{oc} – температура окружающей среды; $i_i, s_i, i_{\text{oc}}, s_{\text{oc}}$ – удельная энтальпия и энтропия в i -той точке цикла и при параметрах окружающей среды, соответственно.

Разделение эксергетических потоков на «топливо» и «продукт» для ТНУ на основе $H-S$ модели приведено в табл. 1.

Таблица 1.

Разделение потоков на «Топливо» и «Продукт» по $H-S$ модели

Элемент	Эксергетический баланс	«Топливо»	«Продукт»
КМ	$E_{D, \text{км}} = N_{\text{км}} + H_1 - H_2 - T_{\text{oc}}(S_1 - S_2)$	$E_{F, \text{км}} = [N_{\text{км}} + T_{\text{oc}}(S_2 - S_1)]$	$E_{P, \text{км}} = (H_2 - H_1)$
КД	$E_{D, \text{кд}} = (H_2 - H_4) - (T_{\text{oc}}(S_2 - S_4) + E_{Q_k})$	$E_{F, \text{кд}} = (H_2 - H_4)$	$E_{P, \text{кд}} = T_{\text{oc}}(S_2 - S_4) + E_{Q_k}$
ДР	$E_{D, \text{др}} = (H_4 - H_5) + T_{\text{oc}}(S_5 - S_4)$	$E_{F, \text{др}} = (H_4 - H_5) + T_{\text{oc}}(S_5 - S_4)$	—
ИСП	$E_{D, \text{исп}} = T_{\text{oc}}(S_6 - S_5) - (H_6 - H_5 - E_{Q_0})$	$E_{F, \text{исп}} = T_{\text{oc}}(S_6 - S_5) + E_{Q_0}$	$E_{P, \text{исп}} = (H_6 - H_5)$

В таблице приняты следующие обозначения: КМ – компрессор; КД – конденсатор; ДР – дроссель; ИСП – испаритель; $N_{\text{км}}$ – мощность, затрачиваемая на привод компрессора; E_{Q_0}, E_{Q_k} – эксергия холода и тепла, соответственно; Q_0 – холодопроизводительность; Q_k – теплопроизводительность. Узловые точки цикла: 1 – перегретый пар на входе в компрессор; 2 – пар на входе в конденсатор; 4 – жидкость на выходе из конденсатора; 5 – двухфазный поток на входе в испаритель; 6 – пар на выходе из испарителя.

Из таблицы следует, что в $H-S$ модели не выделяется продукт «дросселя» и соответственно не учитываются затраты, связанные с процессом дросселирования в стоимости целевого продукта термотрансформатора. Для устранения этого недостатка авторами $H-S$ модели [5] была предложена UFS модель, которая отличается от первой дополнительным разделением энтальпийной части эксергии H на составляющие U (внутренняя энергия) и F (работа потока)

$$U_i = m_{\text{хл}} (u_i - u_{\text{oc}}), \quad F_i = m_{\text{хл}} (p_i v_i - p_{\text{oc}} v_{\text{oc}}), \quad (7)$$

где u_i, v_i, p_i – внутренняя энергия, удельный объем, давление хладагента в характерной точке цикла; $u_{\text{oc}}, v_{\text{oc}}, p_{\text{oc}}$ – то же, только при параметрах окружающей среды.

На рис. 1 показана схема декомпозиции эксергетических потоков при формировании стоимости тепла по UFS модели для ТНУ.

Правила распределения потоков S остаются неизменными: уменьшение энтропии является «продуктом» элемента. Что касается потоков U и F , то разделение

на «топливо» и «продукт» происходит по принципу – увеличение u_i и $p_i v_i$ в термодинамическом процессе относят к «продукту», а уменьшение этих параметров – к «топливу».

Заметим, что $H-S$ модель может быть успешно использована для анализа тепло-технологических схем, в которых отсутствует процесс дросселирования.

Определение стоимости потоков проводится по уравнению (4), при этом расчет начинается с элемента, потребляющего электрическую энергию (компрессор). Стоимость «топлива» для компрессора принимается равной стоимости электроэнергии, а стоимость потока $S_{км}$ в первой итерации приравнивается нулю. После определения стоимости потока $S_{км}$, как «продукта» конденсатора, стоимость «топлива» компрессора уточняется. Удельная стоимость потока эксергии \bar{c}_{EQk} определяется как стоимость «продукта» конденсатора $\bar{c}_{Pкд}$ и равна удельной стоимости потока $\bar{c}_{Sкд}$:

$$\bar{c}_{EQk} = \bar{c}_{Pкд} = \bar{c}_{Sкд} = \frac{c_{Fкд} k_{кд} + k_{Zкд}}{\tau}, \quad (8)$$

где τ – время эксплуатации установки за год, ч.

В отличие от UFS модели формирование стоимости целевого продукта и эксергетических потоков в каждом элементе ТНУ по E -модели производится по ходу движения хладагента в гидравлическом контуре (рис. 2). В основу E -модели положен $SPECO$ -метод эксергоэкономики [10].

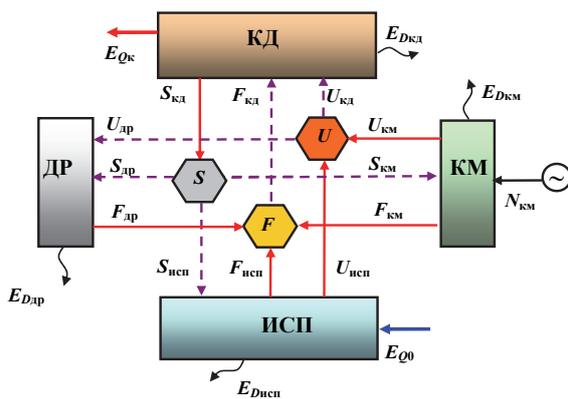


Рис. 1 – Схема декомпозиции эксергетических потоков по UFS модели

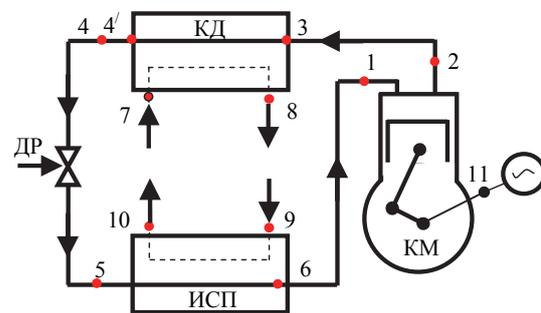


Рис. 2 – Схема эксергетических потоков в ТНУ на основе E -модели

Система уравнений для определения удельных стоимостей каждого входящего и выходящего из элемента потока эксергии записывается следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} c_1 E_1 + c_{11} E_{11} + Z_{км} &= c_2 E_2 \\ c_2 E_2 + c_7 E_7 + Z_{кд} &= c_4 E_4 + c_8 E_8 \\ c_4 E_4 + Z_{др} &= c_5 E_5 \\ c_5 E_5 + c_9 E_9 + Z_{исп} &= c_1 E_1 + c_{10} E_{10} \end{aligned} \right\}, \quad (9)$$

где $c_2 = c_4 = c_4$, $c_{10} = 0$, $c_{11} = \frac{c_3 \tau N_{км}}{E_{11}}$, $c_7 = \frac{c_3 \tau N_в}{E_7}$ и $c_9 = \frac{c_3 \tau N_н}{E_9}$; $N_в$, $N_н$ – мощность вентилятора и насоса, соответственно, кВт; где c_3 – стоимость электроэнергии, \$/(кВт·ч). Правая часть уравнений (9) – это суммарные затраты, связанные с «топливом» элемента, а левая – стоимость его «продукта».

Для определения удельной стоимости целевого продукта ТНУ, а именно эксергии теплового потока, используется следующее соотношение

$$\bar{c}_{EQ_k} = \frac{c_8 E_8}{E_{Q_k} \tau} \quad (10)$$

Авторы *E*-модели при формировании стоимости целевого продукта ТНУ несколько отступили от установленных ими ранее правил для «топлива» и «продукта» элемента [10]. Так, например, рассматриваются входящие потоки эксергии в качестве «топлива», а выходящие в качестве «продукта». Между тем, по правилу *F* «топливом» является уменьшение эксергии при прохождении через элемент, а «продуктом» – увеличение эксергии в элементе. Имеет место также отступление от правил присвоения стоимости эксергетическим потокам. Так, в дросселе происходит снижение эксергии, следовательно, он не имеет продукта, и потоки эксергии E_4 и E_5 , согласно правилу *F*, являются «топливом», а значит c_4 должна быть равна c_5 . Однако, при определении стоимости потоков эксергии в дросселе ТНУ авторы пользуются правилом *P* для «продукта» и записывают следующее выражение:

$$c_5 = \frac{c_4 E_4 + Z_{др}}{E_5} \quad (11)$$

Согласно используемой в модели схеме разделения эксергетических потоков на «топливо» и «продукт», по нашему мнению, затруднительно корректно определить эксергетические КПД элементов ТНУ. Так, например, эксергетический КПД испарителя, вычисленный как $\eta_{исп} = \frac{E_6 + E_{10}}{E_5 + E_9}$, не дает представления о

термодинамическом совершенстве теплообменника и, в принципе, не пригоден для практики. Назначение любого теплообменника состоит в том, чтобы передавать тепло от горячего теплоносителя к холодному. По этой причине его совершенство должно оцениваться двумя величинами: 1) количеством переданной эксергии (теплоты); 2) количеством затраченной эксергии на передачу теплоты [11]. Величина $\eta_{исп}$ в данном случае стремиться к 1 и никак не характеризует ни количества переданной эксергии, ни количества затраченной эксергии. Следует отметить, что при использовании *E*-модели для термoeкономического анализа холодильной машины, имеющей те же элементы, что и ТНУ, авторы [3] прибегают к традиционным для *SPECO*-метода правилам *F* и *P* деления потоков на «топливо» и «продукт».

Общим на наш взгляд недостатком рассмотренных выше термoeкономических моделей является то, что стоимость деструкции не участвует в стоимостном балансе, а назначается директивно по стоимости «топлива» элемента. Нам представляется, что для описания процесса формирования стоимости целевого продукта ХМ или ТНУ, деструкция эксергии должна определяться из решения уравнений стоимостных балансов, также как и стоимость эксергетических потоков.

Главное отличие *E-S* модели от *E*-модели и *UFS* модели, состоит в том, что при составлении функциональной схемы наравне с эксергией *E* (превратимая часть энергии) рассматривается и непревратимая ее часть в виде потоков, участвующих в процессе формирования стоимости целевого продукта всей системы [12]. Как известно [2], превратимая часть энергии совершает в цикле полезную работу, а непревратимая (потери, характеризующиеся повышением энтропии) «вливаются» в качестве балласта в продукт системы и отводится из цикла через диссипативный элемент (конденсатор) к потребителю в случае ТНУ или же в окружающую среду в случае ХМ. При

формировании стоимости целевого продукта непревратимая часть энергии рассматривается в качестве присоединяемого к потоку эксергии фиктивного потока, входящего в элемент как «топливо» или исходящего из него как «продукт» в зависимости от функционального назначения элемента в системе [13, 14]. В таком случае уравнение баланса (1) следует записывать в виде:

$$F_k - P_k = L_k, \quad (12)$$

где F_k – «топливо» элемента; P_k – «продукт» элемента; L_k – поток энергии, уходящий из системы в окружающую среду.

Для диссипативных элементов, таких как конденсатор ХМ, $L_k \neq 0$. Однако этот поток уходит из системы и в дальнейшем не участвует в процессе формирования стоимости целевого продукта, поэтому его стоимость приравнивается нулю. Для всех остальных элементов системы $L_k = 0$. Из (12) следует, что «топливом» и «продуктом» элемента могут быть как эксергетические, так и фиктивные потоки. При разделении эксергетических потоков на «топливо» и «продукт» используются известные правила эксергоэкономического анализа (F и P) [10], согласно которым любое уменьшение эксергии является «топливом», а увеличение – «продуктом» элемента. Сложнее дело обстоит с фиктивными потоками, поскольку при разделении на «топливо» и «продукт» необходимо определить, какой элемент и в каком объеме «расплачивается» за потери в других элементах. Так, например, для компрессора «топливом» является механическая энергия, однако на эксергетическую и экономическую стоимость его «продукта» также оказывает влияние эффективность конденсатора. Чтобы учесть эту взаимосвязь вводится поток негэнтропии $S^{нег}$, равный по величине и противоположный по знаку деструкции эксергии в компрессоре. Следовательно, он должен быть направлен из конденсатора в компрессор в качестве «топлива». Аналогично распределяются потоки негэнтропии в качестве «топлива» для дросселя и испарителя. Следует отметить, что с точки зрения реальной эксплуатации установки ХМ и ТНУ поток негэнтропии не имеет никакого физического смысла, однако он важен при определении затрат на устранение деструкции в элементах.

Таким образом, при разработке термозкономических моделей как ХМ, так и ТНУ, использующих негэнтропию наряду с эксергией, принимается, что поток негэнтропии всегда является продуктом конденсатора. Основанием для этого служит тот факт, что в конденсаторе, в первую очередь, необходимо осуществить процесс конденсации хладагента, который происходит с уменьшением энтропии, а теплота, отведенная от конденсатора, здесь может рассматриваться как сопровождающие этот процесс потери в окружающей среде.

Разделение потоков эксергии и негэнтропии на «топливо» и «продукт» для теплонасосной установки может быть представлено в следующем виде (табл. 2).

Таблица 2.

Эксергетические балансы и разделение на «топливо» и «продукт» потоков эксергии и негэнтропии для элементов ТНУ

Элемент ТНУ	«Топливо»	«Продукт»
Компрессор	$F_{км} = (N_{км} + T_{ос}(S_1 - S_2)) = N_{км} + S_{км}^{нег}$	$P_{км} = (E_2 - E_1) = E_{км}$
Конденсатор	$F_{кд} = (E_2 - E_4) = E_{кд}$	$P_{кд} = T_{ос}(S_4 - S_2) = S_{кд}^{нег}, L_{кд} = Q_k$
Дроссель	$F_{др} = (E_4 - E_5) + T_{ос}(S_4 - S_5) = E_{др} + S_{др}^{нег}$	–
Испаритель	$F_{исп} = E_5 - E_6 + T_{ос}(S_5 - S_6) = E_{исп} + S_{исп}^{нег}$	$P_{исп} = [-Q_o]$

Стоимостной баланс можно записать в следующем виде [10]

$$c_{Pk} P_k = c_{Fk} F_k + Z_k, \quad (13)$$

где c_{Pk} , c_{Fk} – удельные стоимости «продукта» и «топлива» в k -ом элементе системы, соответственно, \$/кВт.

На рис. 3 показана функциональная схема ТНУ с выделением на ней потоков эксергии и негэнтропии с учетом стоимостных показателей.

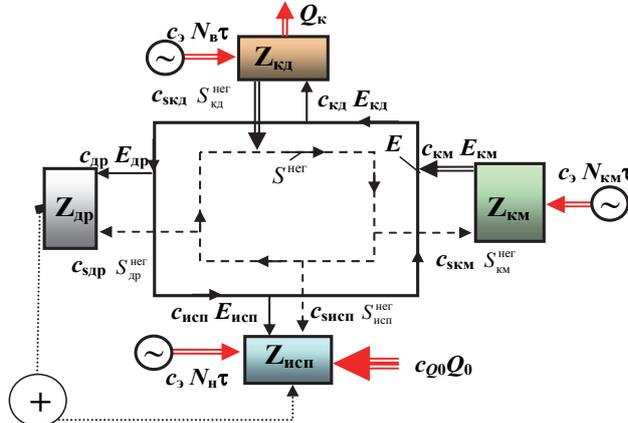


Рис. 3 – Функциональная схема ТНУ с учетом стоимостных показателей на основе E-S модели

эксергии и негэнтропии относятся к «продукту», а входящие являются «топливом» элемента. Поскольку в ТНУ процесс дросселирования происходит на температурном уровне выше температуры окружающей среды, то в этом случае дроссель превращается в элемент установки, не имеющий продукта в виде термической эксергии как в ХМ. Следовательно, чтобы дроссель участвовал в процессе формирования стоимости целевого продукта ТНУ его необходимо рассматривать совместно с испарителем, как единый элемент, имеющий продукт в виде потока тепла от низкопотенциального источника. Знак (+) на рис. 3 обозначает, что все потоки, связанные с дросселем, присоединяются к испарителю.

Следует отметить, что использование негэнтропийного подхода для ХМ не вызывает затруднений, поскольку ее целевой продукт (холод) отводится к потребителю через испаритель, который не является диссипативным элементом [16]. В отличие от ХМ для ТНУ имеет место другая ситуация. Целевым продуктом ТНУ, который в действительности используется потребителем, является отводимая от диссипативного элемента теплота. В этом заключается основное противоречие негэнтропийного подхода к разделению потоков на «топливо» и «продукт», так как конденсатор в этом случае имеет два «продукта» (эксергию теплоты и негэнтропию), а испаритель – ни одного. Во избежание ошибок при составлении функциональной схемы ТНУ её целевым продуктом следует считать отбор тепла от низкопотенциального источника в испарителе [13]

$$C_{цп} = c_{Q_0} Q_0. \quad (14)$$

В целом это возможно по причине того, что для ТНУ важно обеспечить эффективный как в энергетическом, так и в экономическом отношении отбор тепла от низкопотенциального источника, а отвод тепла к приемнику (потребителю) уже обусловлен самим ходом осуществления термодинамического цикла.

Стоимость деструкции эксергии в k -м элементе записывается как

$$C_{Dk} = c_{sk} E_{Dk}. \quad (15)$$

На рисунке приняты следующие обозначения: $N_в$ – мощность вентилятора; $S^{нег}$ – поток негэнтропии; $c_э$ – стоимость электроэнергии по тарифу; c_k – удельная стоимость потока эксергии; c_{sk} – удельная стоимость потока негэнтропии.

Потоки E и $S^{нег}$ (см. рис. 3) направлены в противоположных направлениях в сторону уменьшения эксергии и негэнтропии хладагента от элемента к элементу ТНУ. Все исходящие из элементов потоки

Поскольку «топливом» и «продуктом» элемента в $E-S$ модели не всегда является поток эксергии (см. рис. 3), то эксергетический КПД элемента следует определять не по зависимости (3), а из выражения $\eta_k = 1 - E_{Dk} / E_{Fk}$.

Результаты исследования

Для численной реализации предложенной модели, а также сравнения с другими моделями, нами проведен расчет статических характеристик ТНУ типа «вода-воздух» по методике [17]. Проектные характеристики ТНУ следующие: холодопроизводительность в расчетном режиме составляет 16,8 кВт, теплопроизводительность – 21,6 кВт; температура испарения равна 6,2 °С; температура конденсации – 45,9 °С; расход воды через испаритель – 1 л/с; расход воздуха через конденсатор – 2,88 м³/с; температура воды на входе в испаритель равна 12 °С; температура воздуха на входе в конденсатор – 32 °С; относительная влажность воздуха – 37,2 %. Рабочее вещество – R22. Компрессор «Манеюор МТ 64». Конденсатор воздушный с пластинчатым оребрением, площадью поверхности 56 м², диаметр труб конденсатора – 12 мм, число рядов труб – 3, количество труб в ряду – 18. Длина одной трубки равна 1400 мм. Размеры соединительных трубопроводов: длина линии всасывания – 20 м, диаметр – 28 мм; длина линия нагнетания – 4 м, диаметр – 12 мм; длина жидкостной линии – 20 м, диаметр – 12 мм. Испаритель – кожухотрубный с внутритрубным кипением хладагента. Длина трубки – 1500 мм, диаметр кожуха – 127 мм. Время работы ТНУ в отопительный период принято равным $\tau = 5000$ ч. Исходные капитальные стоимости элементов ТНУ равны $Z_{км} = 839$ \$, $Z_{кд} = 2338$ \$ и $Z_{исп} = 1640$ \$. Стоимость электроэнергии $c_e = 0,025$ \$/(кВт·ч).

На рис. 4 представлены зависимости эксергетических КПД для каждого элемента теплового насоса от температуры низкопотенциального теплоносителя на входе в испаритель $T_{нп1}$.

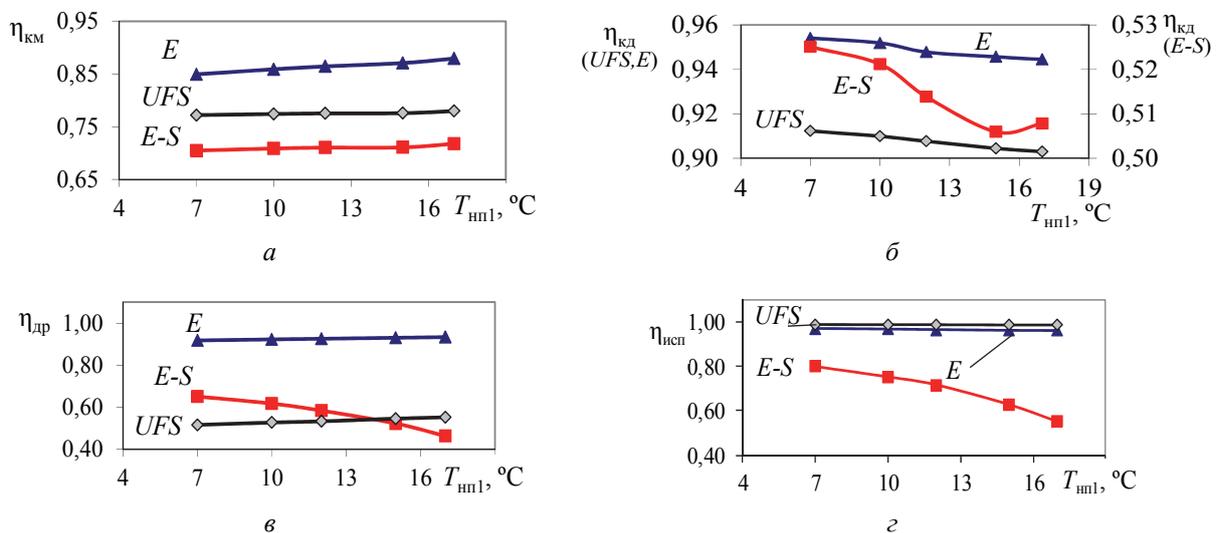


Рис. 4 – Эксергетические КПД элементов ТНУ:
 а – $\eta_{км} = f(T_{нп1})$; б – $\eta_{кд} = f(T_{нп1})$; в – $\eta_{др} = f(T_{нп1})$; з – $\eta_{исп} = f(T_{нп1})$

Как можно видеть из рисунка, КПД, подсчитанные по E и UFS моделям, менее чувствительны к изменению $T_{нп1}$. Определенные по $E-S$ модели эксергетические КПД конденсатора, испарителя и дросселя снижаются с повышением температуры $T_{нп1}$. Это свидетельствует о том, что увеличение деструкции эксергии в этих элементах преобладает над ростом их эксергетического «продукта». Напротив, КПД компрессора

возрастает, несмотря на то, что деструкция эксергии в нем увеличивается с ростом $T_{\text{нп1}}$. Следовательно, увеличение «продукта» компрессора больше, чем рост деструкции эксергии в нем.

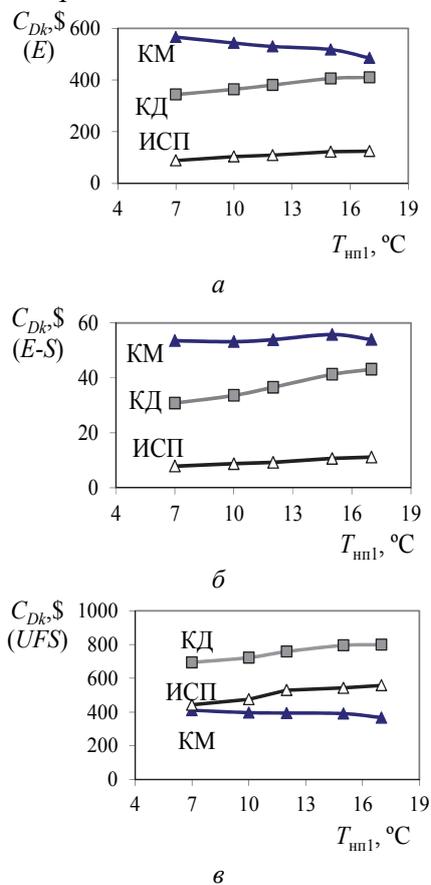


Рис. 5 – Зависимость стоимости E_{Dk} от температуры $T_{\text{нп1}}$

затратами на электроэнергию.

Заключение

Проведенный в работе сравнительный анализ термoeкономических моделей ТНУ выявил существенные различия в подходах к декомпозиции эксергетических потоков по признаку «топливо» и «продукт» элемента. При тестировании термoeкономических моделей применен универсальный подход к оценке стоимости целевого продукта, основанный на записи уравнений стоимостных и эксергетических балансов. Это позволило привести к единому соответствию результаты расчетов по различным моделям. Все модели работоспособны и могут быть применены для оценки стоимости тепла произведенного ТНУ. Для проведения углубленного термoeкономического анализа ТНУ предпочтительно использование $E-S$ модели, позволяющей корректно оценить стоимости деструкции эксергии.

На рис. 5 показано изменение стоимости деструкции эксергии E_{Dk} в каждом элементе ТНУ в зависимости от температуры $T_{\text{нп1}}$.

Как можно видеть из рисунков, стоимость деструкции C_{Dk} , подсчитанная по $E-S$ модели (рис. 5б), существенно ниже, чем стоимости C_{Dk} , полученные по E и UFS моделям (рис. 5а,в). Это связано с тем, что она получена как стоимость потока негэнтропии из уравнения стоимостного баланса, что было отмечено выше (13). По двум другим моделям (рис. 5а,в) C_{Dk} вычислялась путем умножения удельной стоимости «топлива» элемента на величину E_{Dk} . Таким образом все капитальные и эксплуатационные затраты, связанные с «топливом» элемента, переключались на стоимость его деструкции. Между тем, эти затраты уже учитываются в стоимости целевого продукта установки.

Таким образом, можно заключить, что по $E-S$ модели стоимости эксергетических потоков формируются в компрессоре, вбирая в себя его капитальную стоимость, а стоимости деструкции эксергии – в конденсаторе, включая капитальные стоимости, как компрессора, так и конденсатора. В этой связи затраты, связанные с устранением деструкции, в значительной мере обусловлены капитальной стоимостью оборудования, чем

Список литературы: 1. Эль Саид, И. М. Термoeкономика и проектирование тепловых систем [Текст] / И. М. Эль Саид, Р. Б.Эванс // Труды американского общества инженеров механиков. Энергетические машины. – 1970. – № 1. – С. 22–31. 2. Бродянский, В. М. Доступная энергия Земли и устойчивое развитие систем жизнеобеспечения: Ч. 2. Ресурсы Земли [Текст] / В. М. Бродянский // Технические газы. – 2011. – № 3. – С. 48–63. – ISSN 1682-0355. 3. Morosuk, T. Advanced exergoeconomic analysis of refrigeration machine: Part 1. Methodology and first evaluation [Text] / T. Morosuk, G. Tsatsaronis // Proc. 2011 Int. Mech. Eng. Congress at Denver (USA). – 2011. – P. 1–10. 4. Lozano, M. Theory of Exergetic Cost [Text] / M. Lozano, A. Valero // Energy. – 1993. – № 18 (9). – P. 939–960. 5. Santos, J. On the Negentropy Application in

Thermoeconomics: A Fictitious or an Exergy Component Flow? [Text] / J. Santos, M. Nascimento, E. Lora, A. M. Reyes // *International Journal of Thermodynamics*. – 2009. – Vol. 12, № 4. – P. 163–176. **6.** D'Accadia, M. D. Thermoeconomic analysis and diagnosis of a refrigeration plant [Text] / M. D. D'Accadia, F. De Rossi // *Energy Conversion and Management*. – 1998. – № 39. – P. 1223–1232. **7.** D'Accadia, M. D. Thermoeconomic Optimization of Refrigeration Plant [Text] / M. D. D'Accadia, F. De Rossi // *Int. Journal of Refrigeration*. – 1998. – № 21. – P. 42–54. **8.** Piacentino, A. Scope-Oriented Thermoeconomical Analysis of Energy Systems. P. I. Looking for a Non-Postulated Cost Accounting for the Dissipative Devices of a Vapour Compression Chiller. Is it Feasible? [Text] / A. Piacentino, F. Cardona // *Applied Energy*. – 2010. – Vol. 87. – P. 943–956. – ISSN: 0306-2619. **9.** Morosuk, T. Elements of exergoeconomics for the analysis of compressor heat pump [Text] / T. Morosuk // *Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources: VI Minsk International Seminar, 12–15 September 2005*. – Minsk, Belarus, 2005. – P. 403–409. **10.** Тсатсаронис, Дж. Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации стоимости энергопреобразующей системы [Текст] / Дж. Тсатсаронис. – Одесса : Негоциан, 2002. – 152 с. **11.** Корнеечев, А. И. Определение эксергетического КПД теплообменных аппаратов [Текст] / А. И. Корнеечев // *Известия Вузов. Энергетика*. – 1968. – № 11. – С. 109–111. **12.** Frangopoulos, C. A. Thermo-economic Functional Analysis and Optimization [Text] / C. A. Frangopoulos // *Energy*. – 1987. – № 12(7). – P. 563–571. **13.** Тарасова, В. А. Термoeкономическая модель теплонасосной установки на основе негэнтропийного подхода к формированию стоимости целевого продукта [Текст] / В. А. Тарасова, Д. Х. Харлампиدي // *Проблемы машиностроения*. – 2014. – Т. 17, № 4. – С. 10–16. – ISSN 0131-2928. **14.** Мацевитый, Ю. М. Системно-структурный анализ парокomppressorных термотрансформаторов / Ю. М. Мацевитый, Э. Г. Братуга, Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова. – Харьков: ИПМаш им. А.Н. Подгорного НАН Украины, 2014. – 269 с. – ISBN 978-966-02-7218-7. **15.** Wall, G. Thermoeconomic Optimization of a Heat pump System [Text] / G. Wall // *Energy Journal*. – 1986. – Vol. 11, № 11(10). – P. 957–967. **16.** Тарасова, В. А. Сравнительный анализ термoeкономических моделей формирования эксергетической стоимости холода [Текст] / В. А. Тарасова, Д. Х. Харлампиди // *Технические газы*. – 2013. – № 6. – С. 55–63. – ISSN 1682-0355. **17.** Харлампиди, Д. Х. Расчет реверсивного кондиционера-теплого насоса при переводе его на альтернативные хладагенты [Текст] / Д. Х. Харлампиди, Э. Г. Братуга, А. В. Шерстюк // *Інтегровані технології та енергозбереження*. – 2012. – № 3. – С. 78–83. – ISSN 2078-5364

Bibliography (transliterated): **1.** El Said, I. M., et al. "Termoeconomika i proektirovanie teplovih system." *Trudi amerikanskogo obschestva inzhenerov mekhanikov. Energeticheskie mashini*. No 1. 1970. 22–31. Print. **2.** Brodyansky, V. M. "Dostupnaya Energia Zemlje i ustoychivoe razvitiya sistem zhizneobespecheniya. 2. Resursy Zemlje." *Tehnycheskiye gazi* 3 (2011): 48–63. ISSN 1682-0355. Print. **3.** Morosuk, T., and G. Tsatsaronis. "Advanced exergoeconomic analysis of refrigeration machine: Part 1. Methodology and first evaluation." *Proc. 2011 Int. Mech. Eng. Congress at Denver (USA)*. 2011. 1–10. Print. **4.** Lozano, M., and A. Valero "Theory of Exergetic Cost." *Energy* 18(9) (1993): 939–960. Print. **5.** Santos, J., et al. "On the Negentropy Application in Thermoeconomics: A Fictitious or an Exergy Component Flow?" *International Journal of Thermodynamics* 12.4 (2009): 163–176. Print. **6.** D'Accadia, M. D., and F. De Rossi. "Thermoeconomic analysis and diagnosis of a refrigeration plant." *Energy Conversion and Management* 39 (1998): 1223–1232. Print. **7.** D'Accadia, M. D., and F. De Rossi. "Thermoeconomic Optimization of Refrigeration Plant." *Int. Journal of Refrigeration* 21 (1998): 42–54. Print. **8.** Piacentino, A., and F. Cardona. "Scope-Oriented Thermoeconomical Analysis of Energy Systems. P. I. Looking for a Non-Postulated Cost Accounting for the Dissipative Devices of a Vapour Compression Chiller. Is it Feasible?" *Applied Energy* 87 (2010): 943–956. ISSN: 0306-2619. Print. **9.** Morosuk, T. "Elements of exergoeconomics for the analysis of compressor heat pump." *Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources: VI Minsk International Seminar, 12-15 September 2005*. Minsk, Belarus, 2005. 403–409. Print. **10.** Tsatsaronis, G. *Vzaimodeystviye termodynamiky i ekonomiky dlya mynymyzatsyy stoimosty enerhopreobrazuyushey systemi*. Odessa : "Nehotsyant", 2002. Print. **11.** Korneechev, A. I. "Opredelenye eksyrhetycheskoho KPD teploobmennih apparatov." *Izvestiya Vyzov. Energetyka* 11 (1968): 109–111. Print. **12.** Frangopoulos, C. A. "Thermo-economic Functional Analysis and Optimization." *Energy* 12(7) (1987): 563–571. Print. **13.** Tarasova, V. A., and D. Kh. Kharlampidi. "Termoeconomicheskaya model teplonasosnoy ustanovky na osnove negntropyynogo podhoda dla formyrovanya stoimosty tsylevoho produkta." *Problemi mashinostroenya* 17.4 (2014): 10–16. ISSN 0131-2928. Print. **14.** Matsevytiy, M. Yu., et al. *Sistemno-strukturniy analiz parokompessornih termotransformatorov*. Kharkov : IPMach, 2014. ISBN 978-966-02-7218-7. Print. **15.** Wall, G. "Thermoeconomic Optimization of a Heat pump System." *Energy Journal* 11.11(10) (1986): 957–967. Print. **16.** Tarasova, V. A., and D. Kh. Kharlampidi. "Sravnitelnyy analiz termotkonomycheskykh modeley formyrovanya eksyrhetycheskoy stoimosty holoda." *Tehnycheskiye gazi* 6 (2013): 55–63. ISSN 1682-0355. Print. **17.** Kharlampidi, D. Kh., et al. "Raschet reversyvnogo kondytsyonera-teplovogo nasosa pry perevode ego na alternatyvnie hladahenti." *Integrovani tehnologii ta energozberezhennya* 3 (2012): 78–83. ISSN 2078-5364. Print.

Поступила (received) 27.01.2015