

ГИДРОДИНАМИКА, ТЕПЛО- И МАССООБМЕННЫЕ ПРОЦЕССЫ, ЭНЕРГЕТИКА

УДК 621.175; 621.577

Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова, Х. Э. Харлампиди

ВОПРОСЫ СТРУКТУРНОГО ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО АНАЛИЗА

ПАРОКОМПРЕССИОННЫХ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРОВ

Ключевые слова: термодинамический анализ, термотрансформаторы, деструкция эксергии.

В статье впервые проведена классификация существующих подходов к проведению структурного термодинамического анализа систем термотрансформации. Представлены результаты углубленного термодинамического анализа холодильной машины с выделением эндогенной и экзогенной, а также устранимой и неизбежной составляющих деструкции эксергии в ее элементах.

Key words: thermodynamic analysis, thermotransformer, exergy destruction.

This article was first classified the existing approaches to the structural thermodynamic analysis of thermotransformer systems. The presents a results of in-depth a thermodynamic analysis of the cooling machine taking into account calculation of endogenous, exogenous, available and unavailable parts of exergy destruction in its elements.

Введение

Современный подход к анализу, синтезу и оптимизации энергопреобразующих систем базируется на эксергоэкономике [1], которая объединяет термодинамический анализ и экономическую теорию. Получило развитие целое научное направление – прикладная термодинамика. Прикладная термодинамика в настоящее время представляет собой сочетание трех научных дисциплин: термодинамики, тепломассообмена и экономики, объединенных общим названием термозкономика (или эксергоэкономика). Термозкономика в классификации М. Моган и А. Вежан рассматривается как главная дисциплина среди основных дисциплин прикладной термодинамики. Гибридизация термодинамики и экономики позволила системно подойти к решению таких практически важных вопросов как формирование эксергетической стоимости продукта энергопреобразующей системы, нахождение «слабых мест» в ее технологической схеме и определение технически возможного предела повышения эффективности каждого элемента.

В последние годы усилиями ведущих специалистов мировой школы прикладной термодинамики, таких как Дж. Тсатсаронис, А. Валеро, получил дальнейшее развитие метод структурного анализа энергопреобразующих систем [1, 2], основы которого были заложены Ю. Байером, В. М. Бродянским, М. В. Сориным. В современной прикладной термодинамике структурный анализ является одним из этапов проведения термозкономической диагностики и оптимизации.

В статье впервые предпринята попытка классифицировать существующие известные подходы к проведению структурного анализа. Обозначены наиболее актуальные вопросы развития метода применительно к анализу, диагностике и оптимизации пароконпрессиионных термотрансформаторов. Проведен структурный

термодинамический анализ пароконпрессиионной холодильной машины (ХМ).

Структурный термодинамический анализ энергопреобразующих систем

В настоящее время эффективность элементов термотрансформаторов в ряде случаев достигла своего «технического предела», при котором совершенствование конструкций отдельных элементов установки уже существенно не сказывается на повышении эффективности всей системы. Между тем, возможности улучшения структуры их технологических схем еще далеко не исчерпаны. Последнее требует глубокого изучения особенностей межэлементных связей в технологических схемах пароконпрессиионных холодильных машин и теплонасосных установок.

Как известно [3], неэффективность одного элемента энергопреобразующей системы может быть связана с другим элементом, входящим в состав общей технологической схемы. Эксергетические потери достаточно условно отнесены к определенному элементу схемы любого термотрансформатора. Существование структурных связей в технологических схемах энергопреобразующих систем отмечал еще В.С. Мартыновский в работе [4]: «Если только одно звено будет необратимо, это может привести к худшим последствиям для всего цикла, чем необратимость двух звеньев. Точнее, необратимость одного из звеньев может быть уменьшена необратимостью другого». Подобный эффект в энергопреобразующих системах не парадокс, а является типичным проявлением интегративных свойств системы [5]. В этой связи развитие методов термодинамического анализа ведется в направлении изучения структуры системы и взаимосвязей между ее компонентами [6].

Ниже предложена классификация основных подходов к проведению структурного

термодинамического анализа термотрансформаторов.

Первый подход базируется на установлении аналитических зависимостей между эксергетическим КПД η_e всей системы и эксергетическими КПД η_{ei} элементов, входящих в ее состав. Этот подход нашел развитие в работах В.М. Бродянского и М. В. Сорины [3, 7, 8].

Для технологических схем с последовательным соединением без промежуточных отводов эксергии связь между эксергетическим КПД системы и КПД ее элементов может быть установлена с помощью соотношения [3, 7]

$$\eta_e = \prod_i \eta_{ei} \quad (1)$$

Для параллельного соединения элементов можно использовать следующее уравнение связи

$$\eta_e = \sum_i \theta_i \eta_{ei} \quad (2)$$

Следует отметить, что использование уравнения (2) предусматривает при вычислении θ_i и η_{ei} отключение транзитной эксергии.

Аналитическая зависимость между η_e и η_{ei} предложена в работе [8]

$$\eta_e = \sum_i [\theta_i \eta_{ei} - \theta_{pri}] + \theta_n \quad (3)$$

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

$$\theta_i = \theta_{pi} + \theta_{pri} \quad (3)$$

где θ_{pi} и θ_{pri} – доля первичной и преобразованной эксергии в элементе; θ_n – доля немонотонно-убывающей составляющей затрат в системе.

Аналитический подход к структурному анализу в настоящее время фактически не развивается, что связано в первую очередь с трудностью учета транзитной эксергии в элементах. Определение транзитной эксергии допускает множество трактовок [3, 8]. При этом транзитная эксергия в одном случае трактуется как эксергия потока вещества, не изменившего состав или интенсивные параметры, в другом случае под транзитом понимаются «сквозные» эксергетические потоки, связанные с теплотой или работой.

С учетом транзита эксергии КПД системы представлен в виде следующего выражения [8]

$$\eta_e = \frac{\sum_{i=1}^n (E_{\text{вых}} - E_{\text{транз}})}{\sum_{j=1}^n (E_{\text{вх}} - E_{\text{транз}})} \quad (4)$$

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

Второй подход является теоретико-графовым, основан на составлении обобщенного уравнения связи эксергетического КПД η_e с КПД каждого элемента η_{ej} , а также степени влияния элемента системы на общую эксергетическую эффективность. Подход предусматривает разделение элементов технологической схемы на основные, т.е. имеющие термодинамически полезное действие и вспомогательные – не имеющие такого действия. Наибольшее развитие

метод получил в работах Л. П. Андреева и В. Р. Никульшина [9].

Структура технологической схемы описывается соответствующей матрицей инцидентий. Подход предполагает использование сигнальных графов [10].

Аналитическая зависимость для эксергетического КПД имеет следующий вид [9]

$$\eta_e = \sum_{i=1}^n \theta_i \eta_{ei} - \sum_{j=1}^m (1 - \eta_{ej}) \theta_j \quad (5)$$

Уравнение (5) не является универсальным и позволяет учесть только частный случай, когда внешние потоки подводят к одним элементам (i), а внутренние к другим (j). Между тем, существует еще один случай соединения, когда к одному и тому же элементу подводятся как внутренние потоки, так и внешние потоки эксергии и такие схемы среди энергопреобразующих систем очень распространены.

Третий подход основан на представлении структуры технологической схемы энергопреобразующей системы в виде ориентированного графа, который формируется на основе термодинамической направленности процессов в энергопреобразующей системе. Связь между термодинамической эффективностью элементов и эффективностью системы в целом устанавливается с помощью записи Лагранжиана. Метод получил развитие в работах Г. В. Ноздренко [11].

Энергопреобразующей установке вместе с взаимосвязями с окружающей средой ставится в соответствие ориентированный граф

$$\Gamma = \{I, J\} \quad (6)$$

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

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

$$E_{ki} \in E_i^x \Big|_{\forall k \in V(i), V(i) = \{k \in I; (k, i) \in J\}}, E_i^x = \sum_{k \in V(i)} E_{ki} \quad (7)$$

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

$$E_{ij} \in E_i^y \Big|_{\forall j \in W(i), W(i) = \{j \in I; (i, j) \in J\}}, E_i^y = \sum_{j \in W(i)} E_{ij} \quad (8)$$

Данный подход целесообразно использовать при структурном анализе сложных энергопреобразующих систем состоящих из агрегатов различного функционального назначения

(когенерационные схемы), в которых важно управлять процессами распределения нагрузки между агрегатами.

Четвертый подход к структурному анализу, названный топологоэксергетическим, нашел отражение в работах И. С. Долгополова [12]. Этот подход позволяет получить системную картину влияния конструктивно-технологических параметров элементов на эксергетическую эффективность установки применительно к различным схемам соединения ее элементов. Для этого вводится обобщенная эксергодиссипативная функция, характеризующая все виды потерь в системе. С учетом типа соединения элементов (диссипаторов) составляется тополого-эксергетическая структурная схема, которая имеет узлы разделения потоков эксергии и узлы слияния потоков.

Обобщенная эксерго-диссипативная функция может быть представлена как [12]

$$\text{ОЭДФ} = \text{ОЭДФ}_{\text{пол}} + \text{ОЭДФ}_{\text{д}} = E_{\text{вх}} - E_{\text{вых}}, \quad (9)$$

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

Критерий, характеризующий отношение ОЭДФ к подведенной эксергии

$$\text{ОТД} = \frac{\text{ОЭДФ}_{\text{пол}}}{E_{\text{вх}}} + \frac{\text{ОЭДФ}_{\text{д}}}{E_{\text{вх}}}, \quad (10)$$

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

Пятый подход базируется на вычислении коэффициентов структурных связей, с помощью которых можно выявить в установке наиболее существенные факторы, варьирование которыми позволяет отыскать оптимальное структурное решение, и в итоге выйти на так называемую термозкономическую оптимизацию установки.

При определении коэффициентов структурных связей возможны два подхода. В первом случае они определяются на основе вычисления эксергетических потерь в элементах $E_{D,k}$ и в системе в целом $\Sigma E_{D,k}$. Этот коэффициент был предложен Ю. Байером [8]

$$\pi_{ik} = \left[\frac{\partial \left(\sum_{i=1}^k E_{D,k} \right)}{\partial E_{D,k}} \right]_{x_k = \text{var}}, \quad (11)$$

где x_k – параметр, влияющий на величину потерь от необратимости.

Во втором случае вычисляются потоки эксергии, связанные с элементом и определяется значение эксергетического КПД. Такого вида структурный коэффициент предложен Г. К. Костенко [3]

$$z_{i,k} = \left[\frac{\partial \eta_e}{\partial \eta_{ei}} \right]_{y=\text{idem}}. \quad (12)$$

Условие $y = \text{idem}$ означает, что никаких изменений в системе, кроме тех, которые вызваны варьированием η_{ei} , не производится.

В отличие от структурного коэффициента $\pi_{k,i}$, который зависит от эксергетических потерь, имеющих очень сложные связи, структурный коэффициент $z_{i,k}$ значительно легче вычисляется, поскольку связь между η_e и η_{ei} устанавливается проще.

Особенность метода заключается в варьировании параметров процессов воздействующих на эксергетические потери в системе. При этом возможно как последовательное изменение потерь в элементах схемы, так и выборочное изменение, при допущении об отсутствии потерь эксергии в ряде элементов.

Анализ значений $\pi_{k,i}$ позволяет выделить так называемые «зависимые» эксергетические потери, вызывающие дополнительное потребление эксергии, связанной с «топливом» в других элементах. Если $\pi_{k,i} > 1$, то уменьшение подведенной к системе эксергии «топлива» больше, чем уменьшение эксергетических потерь в элементе схемы, таким образом, рассматриваемый элемент целесообразно оптимизировать, поскольку в схеме имеется определенный резерв для повышения ее термодинамической эффективности за счет изменения эксергетических потерь в одном или нескольких элементах. Если $\pi_{k,i} < 1$, тогда уменьшение эксергии «топлива» системы меньше, чем уменьшение эксергетических потерь в элементе. Уменьшение потерь от необратимости в одном элементе схемы компенсируется увеличением потерь в других элементах. Таким образом, полезно использовать возможности повышения термодинамической эффективности конкретного элемента входящего в рассматриваемую схему уже нельзя, поскольку для нее характерна высокая жесткость структурных связей между элементами. В этом случае при оптимизации системы должен быть выбран, либо другой варьируемый параметр элемента, либо другой элемент. При $\pi_{k,i} = 0$ повышение эффективности системы не зависит от изменения варьируемого параметра.

С помощью структурных коэффициентов можно выявить системные закономерности проявления потерь от необратимости в технологических схемах энергопроеобразующих систем. В [13, 14] нами установлено, что с увеличением сложности технологической схемы термотрансформатора возрастает жесткость структурных связей, что делает их более устойчивыми к влиянию термогидравлической необратимости в цикле.

Шестой подход предусматривает некую идеализацию термодинамических процессов. При проведении анализа процесс в одном рассматриваемом элементе схемы представляется

идеальным, в котором мысленно «устраняются» эксергетические потери, далее производится пересчет термодинамических параметров установки, после чего оценивается вклад эксергетических потерь в рассматриваемом элементе в общие потери в системе. В этом направлении развития структурного термодинамического анализа большую роль сыграли работы В. М. Бродянского, А. В. Троценко, М. В. Сорина и Ю. В. Синявского [3, 7, 15, 16].

Учитывая тот факт, что изменение потерь эксергии в элементе приводит к изменению приводной эксергии системы ΔE , далее оценивается влияние потери в каждом элементе в зависимости от места его в схеме на величину ΔE [3, 7]

$$\Delta E = \frac{E_{D,k}}{\prod_{i=1}^{i=k-1} \eta_{ei}}, \quad (13)$$

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

Неэквивалентность эксергетических потерь в различных элементах схемы определяется значениями эксергетических КПД предшествующих рассматриваемому элементов и учитывается коэффициентом преобразования эксергии δ [3]

$$\delta = \frac{1}{\prod_1^{k-1} \eta_{ei}}. \quad (14)$$

В качестве критерия для сравнения эффективности подобных и неподобных компонентов, входящих в состав одной схемы, а также различных схем используются относительные потери эксергии [1, 3]

$$\chi = \frac{E_{D,k}}{\sum E_{D,k}}. \quad (15)$$

Для установления связи между изменением $E_{D,k}$ и изменением $\sum E_{D,k}$, необходимо классифицировать потери. При этом выделяется набор переменных, характеризующих вид потери в рассматриваемом элементе (технические или собственные). Исключаемая потеря определяется причиной возникновения необратимости [16].

Если для переменных, отражающих технические потери (гидравлические сопротивления, минимальный температурный напор, теплотери с поверхности компрессора и т. д.), теоретически возможно установить их максимальные и минимальные значения, базируясь на опыте эксплуатации и проектирования, то для переменных, отражающих собственные потери, это очень сложно, а зачастую, и просто невозможно выделить как сами переменные, так и диапазон их варьирования. Например, равенство нулю потерь в дросселе фактически означает изменение технологической схемы установки. Кроме того, устранение эксергетических потерь в одном элементе приводит к уменьшению необходимой эксергии на входе в систему при условии заданной производительности установки. Учитывая

неэквивалентность эксергетических потерь в различных элементах, установить такую связь достаточно сложно. При анализе методом исключения потерь нельзя оценить, как другие параметры процесса реагируют на исключение какой-либо потери в элементе. К примеру, устранение гидравлических сопротивлений по тракту испарителя холодильной машины обязательно скажется на значении минимального температурного напора.

Седьмой подход предполагает углубленный эксергетический анализ, учитывающий влияние в технологической схеме экзогенной и эндогенной, устранимой и неизбежной составляющих деструкции эксергии. Предложен Дж. Тсатсаронисом и А. Валеро независимо друг от друга, в дальнейшем развит в работах Ц. Торреса, Т. В. Морозюк [2, 17].

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

В общем случае, уменьшая значение эндогенной части деструкции эксергии (т. е. усовершенствуя элемент) снижается и экзогенная часть деструкции эксергии в других элементах схемы. Если $E_{D,k}^{EN} < E_{D,k}^{EX}$, то анализируемый элемент схемы, является достаточно совершенным [17]. При $E_{D,k}^{EN} > E_{D,k}^{EX}$ – элемент термодинамически несовершенен. В случае $E_{D,k}^{EN} = E_{D,k}^{EX}$, то имеет место эффект взаимовлияния потерь в смежных элементах.

Как эндогенная, так и экзогенная составляющие деструкции эксергии подразделяются на неизбежную $E_{D,k}^{UN}$ и устранимую $E_{D,k}^{AV}$ части [1].

Без выделения неизбежной и устранимой составляющей деструкции нельзя выявить причину изменения характеристик ХМ в случае использования, к примеру, нового хладагента. Как

известно [16], собственные (неизбежные) потери формируются не причинами необратимости, а их проявлением в элементе, поэтому учет их сложен. Для анализа устранимой $E_{D,k}^{AV}$, и неизбежной $E_{D,k}^{UN}$ деструкции эксергии, а также нахождения $E_{D,k}^{EN}$ и $E_{D,k}^{EX}$ в элементе используется термодинамическая идеализация процессов. В работе [18] предложен метод построения так называемых гибридных циклов. По сути, метод построения гибридных циклов, является обратным методу устранения потерь, указанному выше. При построении гибридных циклов все процессы, кроме рассматриваемого процесса должны быть идеализированы. Анализ потерь в реальном, гибридном и теоретическом цикле позволяет найти долю потерь эксергии каждого элемента схемы в потерях эксергии одного рассматриваемого элемента. Число гибридных циклов должно быть равно числу элементов в схеме ХМ.

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

Существует и другой подход к определению эндогенной и экзогенной составляющей деструкции эксергии в элементах термотрансформаторов авторами работы [18] он назван инженерным. По результатам нескольких натуральных экспериментов или многовариантных расчетов при варьировании некоторого определяющего параметра в элементе строится графическая зависимость, которая показывает, как изменение эксергетических потерь в других взаимосвязанных элементах $E_{D_{\text{дост.}}}$ схемы сказывается на суммарных потерях в системе $E_D^{\text{сум}}$. Предполагается, что полученная зависимость $E_D^{\text{сум}} = f(E_{D_{\text{дост.}}})$ линейная и описывается регрессионным уравнением $y = bx + c$, где $c \equiv E_{D,k}^{EN}$. При этом задается постоянным эксергетический КПД рассматриваемого элемента $\eta_k^{\text{экс}} = \text{const}$, т. е. эндогенная часть деструкции эксергии является функцией $\eta_k^{\text{экс}}$. В действительности величина $\eta_k^{\text{экс}}$ зависит от изменения потерь эксергии в других элементах (гидравлические сопротивления, неравновесный теплообмен). Недостатком инженерного подхода, является отсутствие связи с термодинамическим циклом. Для совершенствования системы важно знать, влияние какой именно необратимости в

элементе больше сказывается на эндогенной, а какой на экзогенной составляющей деструкции эксергии, а это можно определить только путем термодинамического анализа цикла.

Структурный термодинамический анализ водоохлаждающей ХМ

В настоящей работе представилось целесообразным усовершенствовать инженерную методику определения эндогенной и экзогенной деструкции эксергии применительно к структурному термодинамическому анализу водоохлаждающей ХМ.

Известно [3, 8], что эксергетические КПД элементов взаимосвязаны между собой сложными нелинейными зависимостями, поэтому при изменении режима работы одного элемента изменяются КПД остальных элементов. Таким образом, использование инженерного подхода к вычислению $E_{D,k}^{EN}$ и $E_{D,k}^{EX}$ требует проведения многовариантных расчетов при постоянном эксергетическом КПД k -го компонента, когда все остальные параметры изменяются. При этом каждый раз должен варьироваться параметр, определяющий процесс в рассматриваемом компоненте, а само значение КПД должно находиться методом разделения в системе эксергетических потоков по качественному признаку «продукт» и «топливо» элемента, что излишне перегружает сам анализ. При ограниченной исходной информации относительно степени влияния КПД каждого процесса на эффективность всей системы нами предлагается следующая схема расчета $E_{D,k}^{EN}$ и $E_{D,k}^{EX}$.

Для определения $E_{D,k}^{EN}$ и $E_{D,k}^{EX}$ в k -м элементе методом линейной регрессии были получены зависимости между КПД всех элементов ХМ, суммарными потерями $E_{D_{\text{сум}}}$ в системе и потерями в остальных элементах $E_{D_{\text{дост.}}} = E_{D_{\text{сум}}} - E_{D,k}$, исключая потери в рассматриваемом k -ом элементе. Далее по полученным зависимостям, фиксируя значения всех КПД, определены значения $E_{D_{\text{дост.}}}$ при варьировании $E_{D_{\text{сум}}}$ для k -го элемента и построены линейные зависимости $E_{D_{\text{сум}}}$ от $E_{D_{\text{дост.}}}$, соответствующие рассматриваемым режимам. Таким образом, мы дважды воспользовались методом линейной регрессии, вначале для получения зависимости $E_{D_{\text{дост.}}} = f(E_{D_{\text{сум}}}, \eta_{\text{исп}}^{\text{экс}}, \eta_{\text{км}}^{\text{экс}}, \eta_{\text{конд}}^{\text{экс}})$, а затем для нахождения коэффициентов уравнения $E_{D_{\text{сум}}} = bE_{D_{\text{дост.}}} + E_{D,k}^{EN}$ для каждого режима. Значения эксергетических КПД в этом случае могут быть получены на основе энтропийно-циклового метода анализа с использованием известного уравнения $\eta_k^{\text{экс}} = 1 - E_{D,k}/N_{\text{км}}$, где $N_{\text{км}}$ – мощность привода компрессора.

На рис. 1 представлены зависимости $E_{D_{\text{сум}}}$ от $E_{D_{\text{дост.}}}$ для испарителя, компрессора и

конденсатора при заданных температурах перегрева в испарителе. Точками на рисунках обозначены исходные данные для анализа, полученные нами в работе [19] для чиллера холодопроизводительностью 15,5 кВт при варьировании перегрева в испарителе $\Delta T_{пер}$.

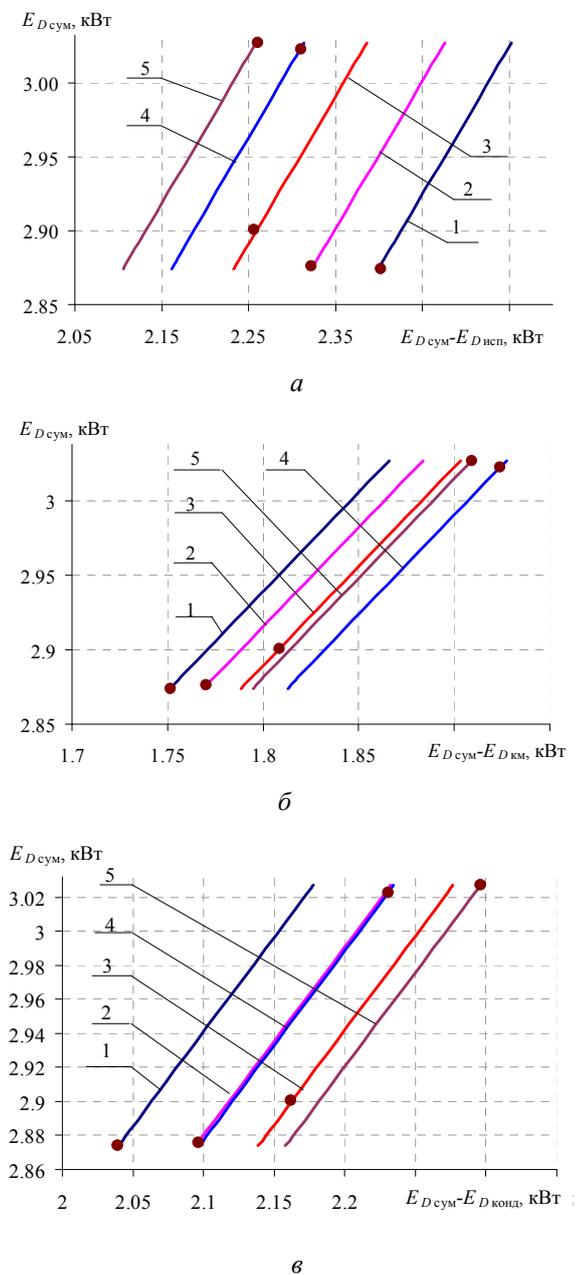


Рис. 1 - Зависимости $E_{D сум}$ от $E_{D ост}$ для: а) испарителя; б) компрессора; в) конденсатора 1 – $\Delta T_{пер}=5$ К; 2 – $\Delta T_{пер}=7,5$ К; 3 – $\Delta T_{пер}=10$ К; 4 – $\Delta T_{пер}=12,5$ К; 5 – $\Delta T_{пер}=15$ К

Анализ результатов расчета позволил сделать вывод, связанный с понятиями об эндогенной $E_{Dк}^{EN}$ и экзогенной $E_{Dк}^{EX}$ составляющей деструкции эксергии. При изменении показателя процесса в рассматриваемом элементе, в остальных элементах схемы изменяется только экзогенная часть, в то время как в нем самом, происходит изменение как $E_{Dк}^{EN}$ так и $E_{Dк}^{EX}$. Установлено, что значительная часть деструкции эксергии в компрессоре $50 \div 57\%$ преимущественно связана с неэффективностью

смежных элементов схемы. Для конденсатора экзогенная составляющая деструкции эксергии составляет $25 \div 30\%$. Более 95% деструкции эксергии в испарителе составляет эндогенная ее часть.

Выводы

Метод структурного термодинамического анализа, является мощным инженерным инструментарием для поиска рациональных режимов проектируемых систем термотрансформации, а также для выявления и реализации резервов повышения термодинамической эффективности систем находящихся в эксплуатации и подлежащих реконструкции. Основное направление развития структурного метода – функциональный анализ на основе термодинамического моделирования с установлением взаимосвязей между составляющими эксергетических потерь в элементах термотрансформатора.

Литература

1. Тсатсаронис, Дж. Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации стоимости энергопреобразующей системы / Дж. Тсатсаронис. – Одесса: Негоциант, 2002. – 152 с.
2. Torres, C. Structural Theory and Thermo-economic Diagnosis Part 1. On Malfunction and Dysfunction Analysis /C. Torres, A. Valero, L. Serra, J. Royo/ Energy Conversion and Management. – 2002. - Vol. 43. - № 9. – P. 1503-1518.
3. Бродянский, В. М. Эксергетический метод и его приложения/ В. М. Бродянский, В. Фратшер, К. Михалек. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 288 с.
4. Мартыновский, В. С. Циклы, схемы и характеристики трансформаторов /В.С.Мартыновский. – М.: Энергия, 1979. – 288 с.
5. Коздоба, Л. А. Критерии эффективности тепловых и комплексных тепловых систем /Л.А.Коздоба //Промышленная теплотехника. – 2000. – Т.22. – №5-6. – С.22 – 28.
6. Boer, D. Exergy and Structural Analysis of an Absorption Cooling Cycle and the Effect of Efficiency Parameters /D. Boer //International Journal of Thermodynamics. – Vol. 8 (4). – 2005. – P. 191-198.
7. Калинина, Е. И. Основные положения методики термоэкономического анализа комплексных процессов /Е.И.Калинина, В.М. Бродянский / Изв. вузов СССР. Энергетика. – 1973. – № 12. – С. 57 – 63.
8. Сорин, М. В. Зависимость КПД систем преобразования энергии и вещества от КПД составляющих ее элементов / М. В. Сорин, В. М. Бродянский / Изв. вузов СССР. Энергетика. – 1990. – №4. – С. 75-83.
9. Андреев, Л. П. Расчет термодинамических показателей тепловых схем ТЭС и АЭС / Л. П. Андреев, В. Р. Никульшин, Т. Г. Заярная // Промышленная теплотехника. – 1988. – Т. 10, № 6. – С. 88 – 92.
10. Канавец, Г. Е. Об оптимальном распределении эксергетических потерь /Г. Е. Канавец, Л. К. Вукович, В. Р. Никульшин / Изв. вузов СССР. Энергетика. – 1979. – №9. – С. 112 – 116.
11. Ноздренко, Г. В. Структурный анализ энерготехнологических блоков электростанций /Г.В.Ноздренко //Изв. вузов СССР. Энергетика. – 1988. – №12. – С. 74 – 77.

12. Долгополов, И.С. Топологоэксергетический подход при исследовании эксергетической эффективности способов соединения элементов физико-технологических систем (часть 1) /И.С. Долгополов, В.Т. Тучин, О.Е. Кравец // Математическое моделирование. – 2009. – № 1 (20). – С. 73 – 77.
13. Харлампиди, Д. Х. Влияние структурной сложности технологической схемы на термодинамическое совершенство теплонасосных установок / Д. Х. Харлампиди //Технические газы. –2009. – №3. – С. 45 – 53.
14. Харлампиди, Д. Х. Системно-структурный анализ технологических схем паркомпрессорных термотрансформаторов / Д.Х. Харлампиди // Технические газы. – 2010. – №4. – С. 26 – 34.
15. Сорин, М. В. Термодинамические принципы и алгоритм структурно-вариантной оптимизации энерготехнологических систем /М.В. Сорин, Ю.В. Синявский, В. М. Бродянский // Химическая промышленность. – 1983. – № 8. – С. 4 - 7.
16. Троценко, А. В. Термодинамическая идеализация процессов и циклов низкотемпературных систем /А.В. Троценко // Технические газы. – 2008. – №2. – С. 56 - 61.
17. Морозюк, Т. В. Теория разделения деструкции эксергии на внутренне и внешне-зависимые части/ Т. В. Морозюк, Дж. Тсатсаронис// Промышленная теплотехника. – 2006. – Т. 28, № 6. – С. 94-99.
18. Kelly, S. Advanced Exergetic Analysis: Approaches for Splitting the Exergy Destruction into Endogenous and Exogenous Parts/ S. Kelly, G. Tsatsaronis, T. Morosuk //Energy. – 2009. – №. 34. – P. 384 -391.
19. Харлампиди, Д.Х. Структурный термодинамический анализ пароконпрессорной холодильной машины / Д.Х. Харлампиди, В.А. Тарасова // Технические газы. – 2012. – №. 5. – С. 57 – 66.
20. Лаптев, А.Г. Энергоэффективное оборудование разделения и очистки веществ в химической технологии /А.Г.Лаптев, М.И.Фарахов //Вестник Каз. технол. ун-та. –2011. -№9. –С.152-158.

© **Д. Х. Харлампиди** - канд. техн. наук, ст. науч. сотр. Института проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, kharlampidi@ipmach.kharkov.ua; **В. А. Тарасова** - канд. техн. наук, докторант Института проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, VAT1971@mail.ru; **Х. Э. Харлампиди** – д-р хим. наук, проф. зав. каф. общей химической технологии КНИТУ, kharlampidi@kstu.ru.