

УДК.621.564

**Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова**Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, ул. Дм. Пожарского, 2/10,  
г. Харьков, Украина, 61046

e-mail: kharlampidi@ipmach.kharkov.ua

**СТРУКТУРНЫЙ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПАРОКОМПРЕССОРНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ**

Сообщается о создании методики проведения структурного термодинамического анализа холодильной машины на основе разделения деструкции эксергии на внешне и внутренне зависимые части, а также устранимую и неизбежную её составляющие. Методика позволила комплексно учесть влияние на эффективность холодильной машины термогидравлических потерь и оценить составляющие деструкции эксергии в основных элементах. Анализ характеристик холодильной машины показал, что более 50 % деструкции эксергии в компрессоре связано с неэффективностью смежных элементов схемы. В конденсаторе экзогенная составляющая деструкции эксергии не превышает 30 %. Более 98 % деструкции эксергии в испарителе составляет её эндогенная часть.

**Ключевые слова:** Холодильная машина. Эксергия. Деструкция эксергии. Коэффициент структурных связей. Эксергетический КПД.

**D. Kh. Kharlampidi, V. A. Tarasova****STRUCTURAL THERMODYNAMIC ANALYSIS OF VAPOR COMPRESSION REFRIGERATION MACHINE**

Reported about a method for conducting a structural analysis of the thermodynamic refrigerating machine on the basis of separation exergy of destruction on the external and internal independent parts, as well as removable and its components are inevitable. The methodology has allowed complex take into account the influence on the efficiency of the refrigerating machine thermal-hydraulic losses and estimates the components of the exergy destruction in the basic elements. The analysis of characteristics of the refrigerating machine showed that over 50 % of exergy destruction in the compressor is connected with inefficiency neighboring elements of the scheme. In the condenser the exogenous component of exergy destruction does not exceed 30 %. More than 98 % of the exergy destruction in the evaporator makes its an endogenous part.

**Keywords:** Refrigerating machine. Exergy. Destruction of exergy. Coefficient of structural bonds. Exergy efficiency.

**1. ВВЕДЕНИЕ**

В настоящее время техническое совершенство холодильных машин (ХМ) и теплонасосных установок (ТНУ) в ряде случаев достигло своего предела, при котором улучшение конструкций отдельных элементов установки уже существенно не сказывается на повышении эффективности всей системы. Между тем, возможности улучшения структуры технологических схем ХМ и ТНУ ещё далеко не исчерпаны. Последнее требует глубокого изучения особенностей межэлементных связей в технологических схемах ХМ и ТНУ, а также исследования взаимосвязи и взаимовлияния эксергетических потерь в основных элементах.

Как известно [1], низкая эффективность одного

элемента энергопреобразующей системы может быть вызвана 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 ещё В. С. Мартыновский в работе [2]: «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 [3].

В последние годы усилиями ведущих специалистов мировой школы прикладной термодинамики, таких как Дж. Тсатсаронис, А. Валеро, получил дальнейшее развитие метод структурного анализа энергопреобразующих систем [4,5], основы которого были заложены Ю.Байером, В. М. Бродянским, М. В. Сориным. В современной прикладной термодинамике структурный анализ является одним из этапов проведения термоэкономической диагностики. Поэтому А. Валеро ввёл в обращение обобщающий термин — структурная термоэкономическая диагностика. Авторы статьи в дальнейшем будут придерживаться общепринятой в прикладной термодинамике терминологии.

## 2. СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ И ТЕРМОЭКОНОМИЧЕСКАЯ ДИАГНОСТИКА ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРОВ

Главным достоинством структурного анализа является учет взаимного влияния эксергетических потерь в элементах энергопреобразующих систем, выделение эндогенной (внутренне зависимой) и экзогенной (внешне зависимой) составляющей деструкции эксергии. Как следует из [6], эндогенная деструкция эксергии  $E_{Dk}^{EN}$  связана исключительно с несовершенством  $k$ -го элемента схемы. При расчёте  $E_{Dk}^{EN}$  предполагается, что все остальные взаимосвязанные с ним элементы являются «идеальными», т. е. в них отсутствуют потери эксергии. Экзогенная часть деструкции эксергии  $E_{Dk}^{EX}$ , возникающая в том же  $k$ -ом компоненте, зависит от наличия потерь от необратимости в других компонентах схемы. Уменьшая значение эндогенной части деструкции эксергии (т. е. совершенствуя элемент), снижают и экзогенную часть деструкции эксергии в других элементах схемы. Если  $E_{Dk}^{EN} < E_{Dk}^{EX}$ , то анализируемый элемент схемы является достаточно совершенным. При  $E_{Dk}^{EN} > E_{Dk}^{EX}$  — элемент термодинамически несовершенен. В случае, когда  $E_{Dk}^{EN} = E_{Dk}^{EX}$ , имеет место эффект взаимовлияния потерь в смежных элементах [6].

Как эндогенная, так и экзогенная составляющие деструкции эксергии подразделяются на неизбежную  $E_{Dk}^{UN}$  и устранимую  $E_{Dk}^{AV}$  части [7].

Для определения  $E_{Dk}^{UN}$  и  $E_{Dk}^{AV}$ , а также нахождения  $E_{Dk}^{EN}$  и  $E_{Dk}^{EX}$  в элементах системы используется термодинамическая идеализация процессов. В работах [8, 9] предложен метод построения гибридных циклов. Число гибридных циклов должно быть равно числу элементов в схеме ХМ. При их построении все процессы в остальных элементах схемы, кроме процессов в рассматриваемом элементе, должны быть идеализованы.

Другой подход к определению составляющих деструкции эксергии назван инженерным. Авторами в [9] предложена инженерно-графическая методика определения  $E_{Dk}^{EN}$  и  $E_{Dk}^{EX}$  в ХМ и ТНУ. В результате данных нескольких натуральных экспериментов или много-

вариантных расчетов при варьировании некоторого определяющего параметра в элементе строится графическая зависимость, которая показывает, как изменение эксергетических потерь в других взаимосвязанных элементах  $E_{Dост}$  схемы сказывается на суммарных потерях в системе  $E_{Dсум}$ . Предполагается, что полученная зависимость является линейной и описывается регрессионным уравнением  $y = bx + c$ , где  $c \equiv E_{Dk}^{EN}$ . При этом задается постоянным эксергетический КПД рассматриваемого элемента  $\eta_k^{exc} = \text{const}$ , т.е. эндогенная часть деструкции эксергии является функцией  $\eta_k^{exc}$ . В действительности величина  $\eta_k^{exc}$  зависит от изменения потерь эксергии в других элементах.

А. Валеро в [5, 10] предложена методика расчёта  $E_{Dk}^{EN}$  и  $E_{Dk}^{EX}$  в действующих энергопреобразующих системах. Подход А. Валеро основан на определении дополнительной части эксергии привода, затраченной на компенсацию в рассматриваемом элементе схемы вновь возникшей необратимости, и части эксергии привода, затраченной на компенсацию существующих потерь в остальных элементах установки. Для проведения структурного анализа необходимы реальные и проектные значения эксергетических потоков в элементе. В основе методики лежит матричный подход к вычислению эксергетического КПД элемента, а также разделение эксергетических потоков в элементе по качественному признаку на «продукт» и «топливо». В методе предполагается, что эксергетические КПД элементов друг от друга независимы, также не учитывается изменение массового расхода рабочего вещества при появлении новой необратимости в элементе. По этой причине матричный подход применим только для диагностики энергопреобразующих систем, а не для проектного анализа.

Следует отметить, что как в подходе А. Валеро, так и в подходе Дж. Тсатсарониса игнорируется разделение эксергетических потерь в элементе по причине их возникновения (гидравлические сопротивления, неравновесный теплообмен). Между тем, такое разделение необходимо, прежде всего, ввиду того, что технические способы уменьшения этих потерь в элементах различны. Для совершенствования системы важно знать, влияние какой именно необратимости в элементе больше сказывается на эндогенной, а какой на экзогенной составляющей деструкции эксергии.

Целью настоящей работы является создание методики проведения структурного термодинамического анализа ХМ на основе разделения деструкции эксергии на внешне и внутренне зависимую части, а также устранимую и неизбежную ее составляющие; совершенствование графоаналитического и численного способов определения потерь от необратимости в элементах ХМ; оценка величины межэлементных связей и взаимовлияние потерь эксергии в одноступенчатой водоохлаждающей машине.

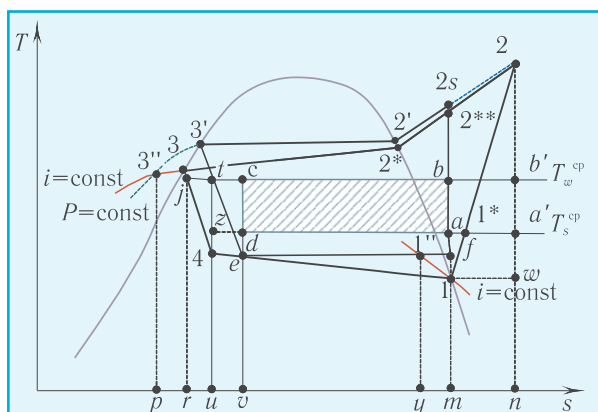
## 3. ЭНТРОПИЙНО-ЦИКЛОВАЯ МЕТОДИКА СТРУКТУРНОГО ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО

**АНАЛИЗА ХМ**

Термодинамический анализ процессов в ХМ можно проводить как графоаналитическим способом, так и численно.

В настоящей работе представилось целесообразным усовершенствовать известную [11] энтропийно-цикловую методику определения эксергетических потерь в ХМ. Анализ цикла усложняется выделением эндогенной и экзогенной, а также неизбежной и устранимой составляющей деструкции эксергии. Кроме того, при анализе учитывается влияние термогидравлической необратимости в цикле на эффективность ХМ.

Ниже (см. рис. 1) предложен графоаналитический способ определения потерь от необратимости в элементах ХМ. Анализ проводится методом циклов и предусматривает процедуру термодинамической идеализации процессов при построении их в  $T-s$ -диаграмме. На диаграмме отображается несколько циклов: эталонный цикл-образец Карно ( $a-b-c-d$ ), теоретический изобарный цикл ( $f-2s-2'-3-e$ ), действительный цикл ( $1-2-2^*-3-4$ ). Анализ циклов ( $f-2s-2'-3-e$ ) и ( $1-2-2^*-3-4$ ) позволяет оценить влияние различных видов потерь в элементах ХМ на суммарные эксергетические потери в цикле, а также определить долю экзогенной составляющей деструкции эксергии в элементе.



**Рис. 1.** Графоаналитический способ определения эксергетических потерь в действительном цикле ХМ

Рассмотрим теоретический цикл ( $f-2s-2'-3-e$ ), представленный на рис. 1. Этот цикл включает в себя изэнтропный процесс сжатия, изэнталийный процесс расширения, изобарные процессы конденсации и испарения рабочего тела. Построение теоретического цикла даёт возможность разделить влияние потерь от трения и неравновесного теплообмена в испарителе и конденсаторе. Положение точки  $f$  при построении теоретического цикла определяется пересечением изотермы процесса испарения и изэнтропы, проходящей через точку 1 действительного цикла. Поскольку теплообмен рабочего тела и источников в цикле-образце должен происходить при бесконечно малых разностях температур, то соответ-

ственный цикл Карно ( $a-b-c-d$ ) строится в тех же температурных границах источника  $T_s^{cp}$  и приемника тепла  $T_w^{cp}$ , что и теоретический цикл.

Ширина соответственного цикла Карно в  $T-s$ -диаграмме определяется положением точек  $a$  и  $d$ . Основанием цикла-образца является отрезок ( $a-d$ ). Точка  $d$  должна находиться на пересечении изотермы  $T_w^{cp}$  и изэнтропы, проведенной через точку  $e$ . Точка  $a$  должна лежать на пересечении линии  $T_s^{cp}$  и изэнтропы, проведенной через точку  $f$ . Таким образом обеспечивается равенство удельной массовой холодопроизводительности эталонного и теоретического циклов. Из  $T-s$ -диаграммы можно видеть, что холодопроизводительности теоретического и действительного циклов также равны, поскольку площадь под процессом испарения ( $u-4-1-m$ ) действительного цикла равна площади ( $v-e-f-m$ ) теоретического цикла. Положение точки  $b$  находится на пересечении линии температуры  $T_w^{cp}$  с процессом изэнтропного сжатия ( $a-b$ ) в эталонном цикле. Точка  $c$  эталонного цикла находится на пересечении линии  $T_w^{cp}$  с процессом изэнтропного расширения ( $c-d$ ).

Работа цикла-образца соответствует площади ( $a-b-c-d-a$ ). Увеличение работы из-за наличия необратимостей в действительном цикле по сравнению с эталонным циклом эквивалентно площади ( $p-v-c-b-m-n-2-2^*-3-3''$ ).

Необратимые потери в результате неизэнтропного сжатия в компрессоре  $E_D^{km}$  эквивалентны площади ( $b'-b-m-n-b'$ ) на  $T-s$ -диаграмме.

Величину  $E_D^{km}$  определяем из следующих соотношений:

$$E_D^{km} = m_{xl} T_{o.c} \left[ (s_2 - s_1) - \frac{Q_{km}}{T_{o.c}} \right]; \quad (1)$$

$$Q_{km} = m_{xl} (i_2 - i_1) - N_{km}, \quad (2)$$

где  $N_{km}$  — мощность привода компрессора;  $T_{o.c}$  — температура окружающей среды;  $m_{xl}$  — массовый расход хладагента.

Эксергетические потери в результате трения во всасывающем патрубке компрессора (затрата работы на преодоление трения в клапанах компрессора, преобразующаяся в теплоту, передается стенкам цилиндра компрессора)

$$E_{D\Delta P}^{km} = T_{o.c} \frac{m_{xl} \Delta P_{bc}^{km}}{\rho_{bc} T_{bc}}, \quad (3)$$

где  $T_{bc}$ ,  $\rho_{bc}$  — температура и плотность пара на всасывании в компрессор;  $\Delta P_{bc}^{km}$  — разность между давлениями в цилиндре компрессора и во всасывающем трубопроводе.

Потеря от необратимости в дроссельном вентиле  $E_D^{dp}$  равна пл. ( $t-j-r-u-t$ ). Значение

$$E_D^{\Delta P} = m_{\text{хл}} T_{\text{о.с}} (s_4 - s_3) \quad (4)$$

Эксергетические потери в конденсаторе складываются из потерь  $E_{Dk}^{\Delta T_k}$  вследствие теплообмена, потерь  $E_{Dk}^{\Delta P_k}$  из-за наличия гидравлических сопротивлений по тракту движения хладагента, а также потерь  $E_{Dk}^{\text{конд-км}}$ , обусловленных необратимостью сжатия в компрессоре:

$$E_{D\text{конд}} = E_{Dk}^{\Delta T_k} + E_{Dk}^{\Delta P_k} + E_{Dk}^{\text{конд-км}} \quad (5)$$

Для действительного цикла площадь, эквивалентная  $E_D^{\text{конд}}$ , будет равна пл.( $2-2'-3-j-b'-2$ ). При этом доля эксергетических потерь в конденсаторе, обусловленных необратимостью процесса сжатия в компрессоре  $E_{Dk}^{\text{конд-км}} = \text{пл.}(b'-2-2s-b-b')$ . Если из пл.( $2-2'-3-j-b'-2$ ) вычесть пл.( $2s-2'-3'-t-c-b-2s$ ), а также пл.( $b'-2-2s-b-b'$ ), то в результате получим площадь равную перерасходу работы в цикле вследствие гидравлических сопротивлений  $E_{Dk}^{\Delta P_k} = \text{пл.}(2''-2s-2'-3'-3-2'-2'')$ .

Перестроим пл.( $2''-2s-2'-3'-3-2'-2''$ ) в равновеликую ей площадь пл.( $p-3''-3-j-r-p$ ). Для этого определим положение т.  $3''$  на пересечении линии  $P=\text{const}$ , проведенной из т.  $3'$ , и линии  $i=\text{const}$ , проведенной из т.  $3$ .

Таким образом, для действительного цикла площадь на  $T-s$  -диаграмме, эквивалентная эксергетическим потерям в конденсаторе, равна  $E_{D\text{конд}} = \text{пл.}(2-3'-3''-p-r-j-b'-2)$ . Площади, эквивалентные составляющим эксергетических потерь в конденсаторе, равны:  $E_{Dk}^{\Delta T_k} = \text{пл.}(2s-2'-3'-c-b-2s)$ ;  $E_{Dk}^{\text{конд-км}} = \text{пл.}(b'-2-2s-b-b')$ ;  $E_{Dk}^{\Delta P_k} = \text{пл.}(2''-2s-2'-3'-3-2'-2'')$ .

Для определения  $E_{Dk}^{\Delta T_k}$  используется следующее уравнение:

$$E_{Dk}^{\Delta T_k} = m_{\text{хл}} T_{\text{о.с}} \left[ (s_3 - s_{2s}) + \frac{(i_3 - i_{2s})}{T_w^{\text{cp}}} \right] \quad (6)$$

где  $T_w^{\text{cp}}$  — средняя логарифмическая температура теплоносителя в конденсаторе, К.

Величина  $E_{Dk}^{\text{конд-км}}$  представляет собой экзогенную часть деструкции эксергии в конденсаторе и определяется из соотношений:

$$E_{Dk}^{\text{конд-км}} = m_{\text{хл}} [(T_{2-2s} - T_w^{\text{cp}})(s_2 - s_{2s})]; \quad (7)$$

$$T_{2-2s} = (i_2 - i_{2s}) / (s_2 - s_{2s}),$$

где  $m_{\text{хл}}$  — массовый расход хладагента, кг/с;  $T_{2-2s}$  — среднетермодинамическая температура процесса, К.

Величина производства энтропии в конденсаторе вследствие наличия гидравлических сопротивлений по тракту движения хладагента

$$\Delta S_{\text{конд}}^{\Delta P} = m_{\text{хл}} (s_3 - s_{2s} + 2 \frac{i_{2s} - i_3}{T_{2s} + T_3}) + m_{\text{хл}} \left[ -R \ln \left( 1 - \frac{\Delta P_{\text{нар}}}{P_2} \right) \right] \quad (8)$$

где  $\Delta P_{\text{нар}}$  — гидравлические сопротивления в конденсаторе на участке снятия перегрева пара;  $R$  — универсальная газовая постоянная.

Эндогенная деструкция эксергии в конденсаторе

$$E_{\text{конд}}^{\text{EN}} = \text{пл.}(b-2''-2'-3'-j-c-b).$$

Следует отметить, что только энтропийно-цикловый подход позволяет выделить при анализе эндогенной и экзогенной составляющей отдельные виды потерь от необратимости в элементах, оказывающие различное влияние на экзогенную деструкцию эксергии. В работе [12] нами показано, что изменение гидравлического сопротивления испарителя в большей степени сказывается на величине  $E_{Dk}^{\text{конд-км}}$ , чем изменение гидравлического сопротивления конденсатора. Причем с ростом гидравлического сопротивления это различие только усиливается.

Эксергетические потери в испарителе  $E_{D\text{исп}}$  складываются из потерь  $E_{Dk}^{\Delta T_{\text{и}}}$  в результате конечной разности температур в аппарате и потерь вследствие гидравлических сопротивлений, т.е.

$$E_{D\text{исп}} = E_{Dk}^{\Delta T_{\text{и}}} + E_{Dk}^{\Delta P_{\text{и}}} \quad (9)$$

Для нахождения  $E_{Dk}^{\Delta T_{\text{и}}}$  используем тот же приём, что и при оценке потерь в конденсаторе. Если пренебречь влиянием на величину  $E_{Dk}^{\text{исп}}$  гидравлических сопротивлений (теоретический цикл), то потери от необратимости в испарителе будут состоять только из потерь от неравновесного теплообмена, поэтому  $E_{Dk}^{\text{исп}} = E_{Dk}^{\Delta T_{\text{и}}}$ . В этом случае площадь на  $T-s$ -диаграмме, эквивалентная этим потерям, будет равна  $E_{Dk}^{\Delta T_{\text{и}}} = \text{пл.}(e-f-a-d-e)$ .

В действительном цикле (с учётом влияния  $\Delta P_{\text{исп}}$ ) потери в испарителе на  $T-s$ -диаграмме будут эквивалентны площади  $E_D^{\text{исп}} = \text{пл.}(4-1-a-z-4)$ . Площадь, равная перерасходу работы вследствие процесса трения в испарителе, может быть получена вычитанием:

$$\text{пл.}(4-1-a-z-4) - \text{пл.}(e-f-a-d-e) =$$

$$= \text{пл.}(4-z-d-e-f-1-4).$$

Перестроим полученную пл.( $4-z-d-e-f-1-4$ ) в равновеликую ей пл.( $f-1''-y-m-f$ ). Положение т.  $1''$  определяется пересечением линии  $i=\text{const}$ , проведенной из т.  $1$ , и линии изотермы процесса испарения в теоретическом цикле.

Величина  $E_{Dk}^{\Delta T_{\text{и}}}$  может быть найдена из выражения:

$$E_{Dk}^{\Delta T_{\text{и}}} = m_{\text{хл}} T_{\text{о.с}} \left[ (s_e - s_f) - \frac{(i_e - i_f)}{T_s^{\text{cp}}} \right] \quad (10)$$

Величина производства энтропии в испарителе, вследствие наличия гидравлических сопротивлений по тракту движения хладагента

$$\Delta S_{\text{исп}}^{\Delta P} = m_{\text{хл}} (s_1 - s_4 - 2 \frac{i_1 - i_4}{T_1 + T_4}) \quad (11)$$

Таким образом, выделенные составляющие эксергетических потерь в испарителе, можно представить в виде площадей:  $E_{Dk}^{\Delta f_i} = \text{пл.}(f-1-y-m-f)$ ,  $E_{Dk}^{\Delta T_{ii}} = \text{пл.}(e-f-a-d-e)$ .

Эндогенная деструкция эксергии в испарителе  $E_{исп}^{EN} = E_{Дисп} - E_{Dk}^{конд-др}$ . Величина  $E_{Dk}^{конд-км}$  представляет собой потери эксергии в испарителе, связанные с необратимыми процессами в предыдущих элементах (конденсаторе и дросселе). На  $T-s$ -диаграмме  $E_{Dk}^{конд-км}$  эквивалентны  $\text{пл.}(4-z-d-e)$ .

Таким образом,  $E_{исп}^{EN} = \text{пл.}(d-e-l-a-d)$ . Величина  $E_{исп}^{EN}$  может быть найдена также как разность:

$$E_{исп}^{EN} = \text{пл.}(t-4-u-v-e-d-c-t) - \text{пл.}(4-z-d-e).$$

Эндогенная деструкция эксергии в компрессоре

$$E_{км}^{EN} = E_{Dk}^{конд-км} - E_{Dk}^{исп-км}$$

Потери эксергии в компрессоре, обусловленные необратимостью процессов в испарителе  $E_{Dk}^{исп-км}$ , эквивалентны  $\text{пл.}(1-a-a'-\omega)$ .

Величина  $E_{Dk}^{исп-км}$  определяется из соотношений:

$$E_{Dk}^{исп-км} = m_{хл} [(T_s - T_{1-1^*}) (s_w - s_1)]; \quad (12)$$

$$T_{1-1^*} = (i_{1^*} - i_1) / (s_{1^*} - s_1).$$

Эндогенная деструкция в компрессоре находится как разность площадей:

$$E_{км}^{EN} = \text{пл.}(b'-b-m-n-b') - \text{пл.}(b-2s-2-b') - \text{пл.}(1-a-a'-\omega).$$

Необратимые потери, связанные с диссипативными явлениями в трубопроводах обвязки элементов ХМ, можно рассматривать как потери вследствие дросселирования

$$E_{тр}^{AP} = m_{хл} T_{oc} (s_j - s_j^{AP}), \quad (13)$$

где  $s_j$  и  $s_j^{AP}$  — значения энтропии в конце процесса в соответствующих точках теоретического и действительного циклов.

Потери эксергии в регенеративном теплообменнике (РТ) являются проявлением структурной необратимости в схеме и принципиально не устранимы. Процесс в РТ графически не идеализируется и не отображается на  $T-s$ -диаграмме. Потери в РТ не анализируются с позиции эндогенной и экзогенной составляющей.

Эксергетические потери в дроссельном вентиле также связаны исключительно со структурой технологической схемы ХМ и являются не устранимыми.

Энтропийно-цикловый подход не позволяет разделить их на эндогенную и экзогенную составляющие. Для этого может быть использован метод построения гибридных циклов [8, 9]. На наш взгляд, процесс дросселирования является принципиально необратимым, и его идеализация в данном случае не имеет смысла.

При определении устранимой и неизбежной частей эксергетических потерь идеализация процесса дросселирования также является искусственным приемом, однако в этом случае при построении идеализированного цикла следует учесть, что его холодопроизводительность должна быть больше на величину, необходимую для компенсации собственных потерь в дросселе.

На рис. 2 представлен идеализированный цикл ( $1_{ii}-2_{ii}-2_{ii}^*-3_{ii}-4_{ii}$ ). Границами этого цикла являются изотермы, соответствующие температурам хладагента на выходе из испарителя  $T_s^{вых}$  и теплоносителя на выходе из конденсатора  $T_w^{вых}$ . Теоретический цикл ( $1_T-2_T-2_T^*-3_T-4_T$ ) строится в предположении, что нижняя температурная граница в цикле на 0,5 К ниже  $T_s^{вых}$ , а верхняя на 0,5 К выше  $T_w^{вых}$ . Таким образом, считается, что существует идеальный контакт обменивающихся сред. Кроме того, вводится допущение, что процесс сжатия осуществляется при максимально достижимом для современных компрессоров значении изэнтропного КПД  $\eta_{is} = 96\%$  и без теплотерь с поверхности корпуса компрессора.

Неизбежная часть деструкции эксергии в действительном цикле  $E_{Dk}^{UN}$  равна разности между работами в теоретическом ( $1_T-2_T-2_T^*-3_T-4_T$ ) и идеализированном циклах ( $1_{ii}-2_{ii}-2_{ii}^*-3_{ii}-4_{ii}$ ).

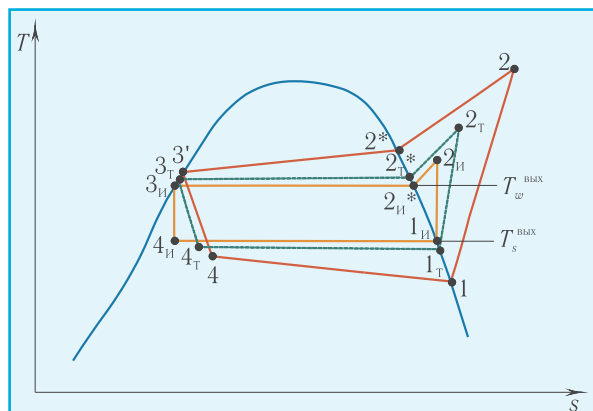


Рис. 2. Графоаналитический способ определения неизбежной части деструкции эксергии в действительном цикле ХМ

#### 4. РЕЗУЛЬТАТЫ СТРУКТУРНОГО ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО АНАЛИЗА ВОДООХЛАЖДАЮЩЕЙ ХМ

Для проверки работоспособности предложенной методики нами произведен структурный термодинамический анализ водоохлаждающей ХМ. Установка включает в себя пластинчатый испаритель, ребристый конденсатор с воздушным охлаждением, поршневой компрессор. Хладагентом является R22. Расход

воздуха через конденсатор  $m_w=2$  кг/с, расход воды через испаритель  $m_s=0,9$  кг/с, температура окружающей среды  $T_{o,c}=30$  °С, давление  $P_{o,c}=101$  кПа. Остальные исходные данные для анализа приведены табл. 1, в которой:  $Q_0$  и  $Q_T$  — холодо- и теплопроизводительность установки;  $T_w^{вх}, T_w^{вых}$  — температуры воздуха на входе и выходе из конденсатора;  $T_s^{вх}, T_s^{вых}$  — температуры воды на входе и выходе из испарителя. В качестве варьируемого параметра принималась величина перегрева в испарителе. Расчёт термодинамических свойств R22 проведён при помощи базы данных REFPROP 7.0.

Таблица 1. Исходные данные для термодинамического анализа ХМ

Параметр	Ед. измер.	Величина перегрева в испарителе $\Delta T_{пер}, K$				
		5	7,5	10	12,5	15
$m_{хл}$	кг/с	0,1005	0,0929	0,0852	0,0778	0,0709
$N_{км}$	кВт	4,59	4,5	4,41	4,32	4,27
$Q_0$	кВт	15,92	14,98	13,9	12,84	11,82
$Q_T$	кВт	20,2	19,2	18	16,9	15,8
$T_w^{вых}$	К	313,29	312,86	312,21	311,66	311,13
$T_w^{вх}$	К	302,85	302,85	302,85	302,85	302,85
$T_s^{вых}$	К	280,75	281,00	281,30	281,60	281,88
$T_s^{вх}$	К	285,15	285,15	285,15	285,15	285,15

Рассмотрим результаты структурного термодинамического анализа ХМ. На рис. 3 приведен характер распределения различных видов потерь от необратимости в испарителе и конденсаторе.

Как можно видеть из рис. 3, б, в конденсаторе и испарителе имеет место различный характер изменения потерь эксергии вследствие влияния гидравлических сопротивлений по тракту циркуляции хладагента. При перегреве в 10 К затраты подведенной эксергии, связанные с компенсацией необратимости процесса трения в испарителе, будут больше, чем в конденсаторе. С другой стороны, при этой же величине перегрева характер распределения потерь в результате теплообмена несколько иной (рис. 3, а). Потери в конденсаторе здесь больше, чем в испарителе. Этот вывод важен для проведения дальнейшего термоэкономического анализа, в основе которого лежит, как известно, следующий постулат: «стоимость потерянной единицы механической работы неэквивалентна стоимости потерянной единицы тепла».

Если за 100 % принять любые изменения необратимых потерь (как их увеличение, так и уменьшение) в цикле, вызванные варьированием некоторого параметра, то характер распределения потерь эксергии в элементах может быть представлен нормированной гистограммой (рис. 4). Величина  $\Sigma$  показывает изменение потерь эксергии в элементах ХМ, выражен-

ное в долях относительно суммарного их изменения. На рисунке также показаны значения структурного коэффициента  $\pi_{i,k}$  для испарителя. Как известно из [12, 13], с помощью  $\pi_{i,k}$  можно оценить величину межэлементных связей в технологических схемах ХМ. При  $\pi_{i,k} \geq 1$  жесткость связей мала, а при  $0 < \pi_{i,k} < 1$  соответственно — велика. Анализ диаграммы позволил сделать следующие выводы. Когда величина  $\Delta T_{пер} = 12,5$  К, то увеличение потерь эксергии в испарителе не компенсируется уменьшением потерь в других элементах. Поэтому этот режим работы испарителя является термодинамически наименее эффективным для всей системы. Увеличение  $\Delta T_{пер}$  до 15 К в меньшей степени сказывается на изменении потерь эксергии в испарителе, однако в большей степени в остальных элементах. Таким образом, потери эксергии в испарителе компенсируются за счет изменения потерь в остальных элементах.

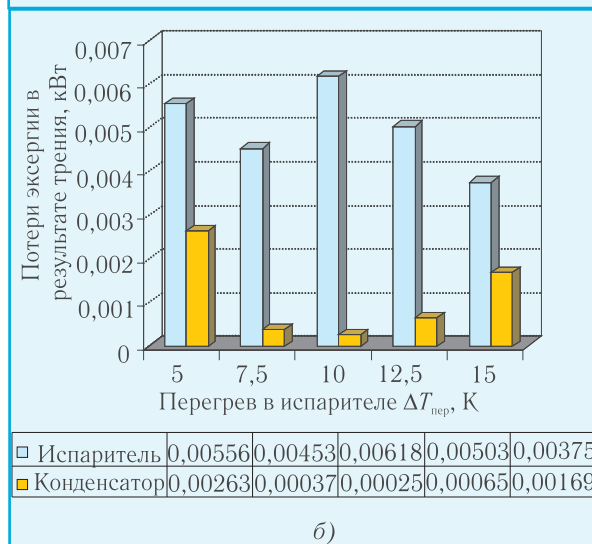
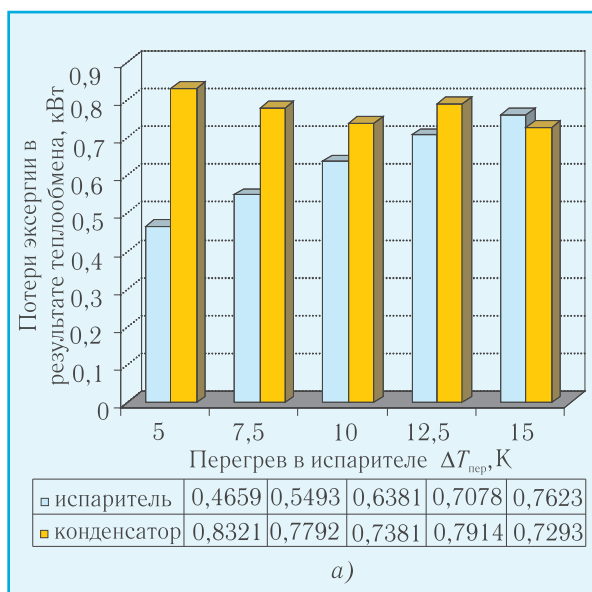
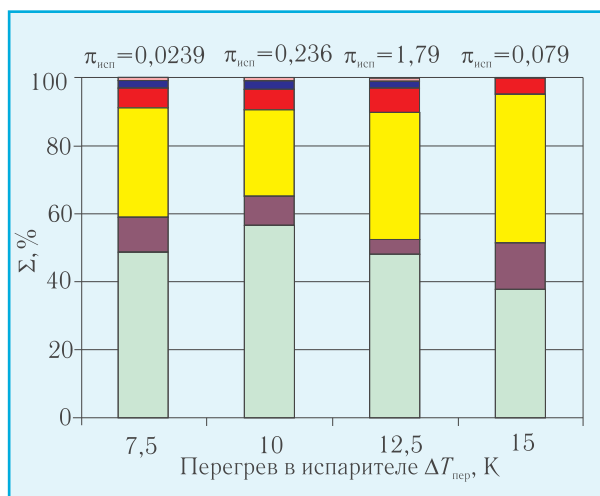


Рис. 3. Характер распределения различных видов эксергетических потерь в ХМ при изменении величины перегрева в цикле:  
 а — потери эксергии вследствие теплообмена;  
 б — потери эксергии в результате гидравлических сопротивлений



**Рис. 4.** Влияние перегрева в испарителе на относительное изменение потерь эксергии в следующих элементах ХМ: ■ — в нагнетательной линии; ■ — во всасывающей линии; ■ — в дросселе; ■ — конденсаторе; ■ — компрессоре; ■ — в испарителе

Влияние эксергетических потерь в одном элементе на потери эксергии в другом элементе при варьировании показателя рассматриваемого процесса нами оценивалось с помощью коэффициента влияния потерь

$$\omega_{ik} = \left( \frac{\partial E_{D(k+1)}}{\partial E_{Dk}} \right)_{x_{ik} = \text{var}}, \quad (14)$$

где  $E_{D(k+1)}$  — эксергетические потери в смежном элементе схемы.

Установлено, что с увеличением жесткости структурных связей (при уменьшении  $\pi_{i,k}$ ) величина  $\omega_{i,k}$  для испарителя увеличивается.

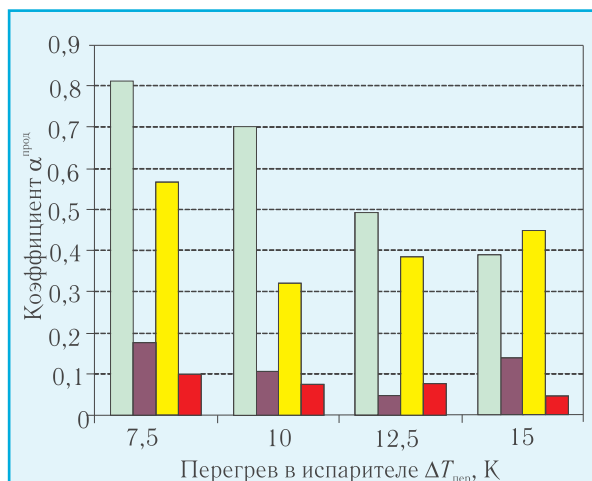
Анализ рис. 4 позволяет сделать также и другой вывод, связанный с понятиями об эндогенной  $E_{Dk}^{EN}$  и экзогенной  $E_{Dk}^{EX}$  составляющей деструкции эксергии.

Как известно, под  $E_{Dk}^{EN}$  понимается та часть деструкции эксергии в рассматриваемом элементе, которая не зависит от изменения деструкции в других элементах. Следовательно, при изменении показателя процесса (в нашем случае это  $\Delta T_{\text{пер}}$ ) в рассматриваемом элементе в остальных элементах меняется только экзогенная часть, в то время как в нём самом происходит изменение  $E_{Dk}^{EN}$  и  $E_{Dk}^{EX}$ . При малом значении  $\pi_{i,k}$  изменение  $E_{Dk}^{EX}$  в системе больше. Следует отметить, что результаты анализа чувствительности в существенной мере зависят от выбора варьируемого параметра, поэтому окончательные выводы относительно силы меж-элементных связей можно сделать после того, когда будут проварьированы параметры процессов во всех основных элементах.

Изменение эксергетической холодопроизводительности (рис. 5) оценивается с помощью коэффициента потерь эксергии продукта

$$\alpha_{\text{прод}} = \frac{\Delta E_{Dk}}{\Delta E_{Q_0}}, \quad (15)$$

где  $\Delta E_{Dk}$  — изменение деструкции эксергии в элементе ХМ;  $\Delta E_{Q_0} = \Delta Q_0 \left( \frac{T_{\text{ос}}}{T_0} - 1 \right)$  — изменение эксергетической холодопроизводительности.



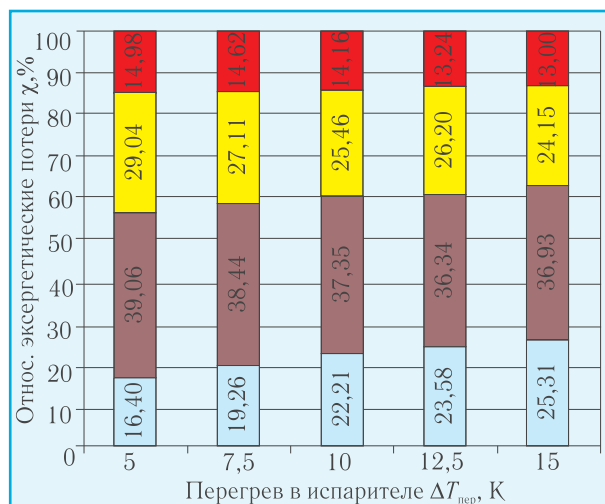
**Рис. 5.** Влияние перегрева в испарителе на изменение коэффициента потерь эксергетической холодопроизводительности в следующих элементах ХМ: ■ — в испарителе; ■ — в компрессоре; ■ — в конденсаторе; ■ — в дросселе

При проведении эксергетического анализа часто используется показатель относительной деструкции эксергии  $\chi_k = \frac{E_{Dk}}{E_{D_{\text{сум}}}} \cdot 100\%$ .

Следует отметить, что для усовершенствования ХМ результаты анализа по показателю  $\chi_k$  мало информативны. Дело в том, что вопрос, какой элемент термодинамически самый неэффективный для стандартной структуры ХМ, не актуален, поскольку традиционный эксергетический анализ даёт на него вполне однозначный ответ — это компрессор. Использование показателя  $\chi_k$  в большей степени целесообразно при сравнении эффективности неподобных элементов в сложных нестандартных схемах ХМ. Для стандартной схемы ХМ этот анализ необходим для упрощенной оценки межэлементных связей при изменении режима работы системы. Из рис. 6 видно, что с ростом величины перегрева происходит увеличение относительных эксергетических потерь  $\chi_k$  в испарителе и при этом их уменьшение в остальных элементах.

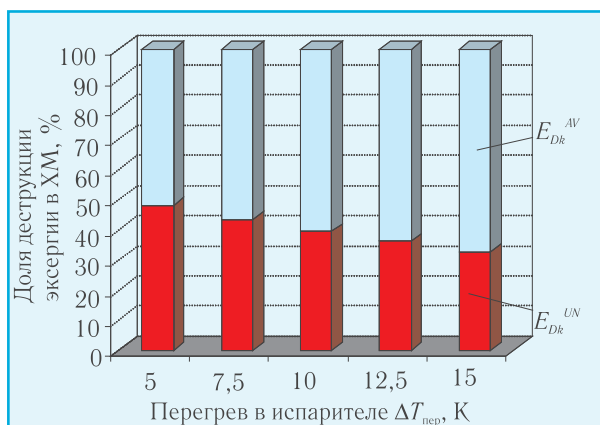
Дальнейший анализ ХМ должен дать ответ на вопрос, насколько реально могут быть снижены потери эксергии при изменении конструктивных или режимных параметров данной системы? Это возможно только путем выделения в системе устранимой  $E_{Dk}^{AV}$  и неизбежной  $E_{Dk}^{UN}$  деструкции эксергии. На рис. 7 приведен характер распределения в процентном соотно-

шении величин  $E_{Dk}^{AV}$  и  $E_{Dk}^{UN}$  при изменении  $\Delta T_{пер}$ . Как можно видеть, на представленной гистограмме с увеличением  $\Delta T_{пер}$  доля устранимой деструкции эксергии возрастает.



**Рис. 6.** Влияние перегрева в испарителе на изменение относительных эксергетических потерь в элементах ХМ: ■ — в дросселе; ■ — в конденсаторе; ■ — в компрессоре; ■ — в испарителе

Для нахождения  $E_{Dk}^{EN}$  и  $E_{Dk}^{EX}$  нами использовались два подхода: предложенный выше графоаналитический энтропийно-цикловый подход и, так называемый, инженерный подход, изложенный в работе [9]. Оба подхода имеют как преимущества, так и недостатки. Одним из главных достоинств графоаналитического подхода является то, что для определения  $E_{Dk}^{EN}$  и  $E_{Dk}^{EX}$  фактически необходимо иметь данные эксперимента только для одного режима.



**Рис. 7.** Изменения устранимой и неизбежной долей деструкции эксергии в ХМ при варьировании в испарителе

В табл. 2 приведены значения  $E_{Dk}^{EN}$  и  $E_{Dk}^{EX}$  для режима работы ХМ при  $\Delta T_{пер}=5$  К, вычисленные с помощью энтропийно-циклового подхода.

Следует отметить, что нами был несколько изменен алгоритм расчёта  $E_{Dk}^{EN}$  и  $E_{Dk}^{EX}$  в рамках инженерного подхода.

**Таблица 2.** Значения эндогенной и экзогенной деструкции эксергии

Элемент	$E_{Dk}$ , кВт	$E_{Dk}^{EN}$ , кВт	$E_{Dk}^{EX}$ , кВт
Компрессор	1,122	0,465	0,675
Конденсатор	0,834	0,666	0,174
Испаритель	0,471	0,455	0,016

Известно, 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  $E_{Dk}^{EN}$  и  $E_{Dk}^{EX}$  требует проведения многовариантных расчётов при постоянном эксергетическом КПД  $k$ -ого 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» или «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 расчёта  $E_{Dk}^{EN}$  и  $E_{Dk}^{EX}$ .

Для определения  $E_{Dk}^{EN}$  и  $E_{Dk}^{EX}$  в  $k$ -м компоненте методом линейной регрессии были получены зависимости между КПД всех элементов ХМ, суммарными потерями в системе и потерями в остальных элементах  $E_{Dост} = E_{Dсум} - E_{Dk}$ , исключая потери в рассматриваемом  $k$ -ом элементе. Далее по полученным зависимостям, фиксируя значения всех КПД, определены значения  $E_{Dост}$  при варьируемых  $E_{Dсум}$  для  $k$ -го элемента и построены линейные зависимости  $E_{Dсум}$  от  $E_{Dост}$ , соответствующие рассматриваемым режимам. Таким образом, мы дважды воспользовались методом линейной регрессии: вначале для получения зависимости  $E_{Dост} = f(E_{Dсум}, \eta_{исп}^{экс}, \eta_{км}^{экс}, \eta_{конд}^{экс})$ , а затем для нахождения коэффициентов уравнения  $E_{Dсум} = bE_{Dост} + E_{Dk}^{EN}$  для каждого режима.

Ниже в табл. 3 приведены исходные данные для получения линейных зависимостей  $E_{Dост} = f(E_{Dсум}, \eta_{исп}^{экс}, \eta_{км}^{экс}, \eta_{конд}^{экс})$  для основных элементов рассматриваемой ХМ. Значения эксергетических КПД получены на основе энтропийно-циклового метода анализа с использованием известного уравнения  $\eta_k^{экс} = 1 - E_{Dk}/N_{км}$ .

На рисунках 8-10 представлены зависимости  $E_{Dсум}$  от  $E_{Dост}$  для испарителя, компрессора и конденсатора при заданных температурах перегрева в испарителе. Точками на рисунках обозначены исходные данные (см. табл. 3).

В табл. 4 приведены значения эндогенной составляющей деструкции эксергии  $k$ -го компонента, определенные по рисункам 8-10. Как можно видеть из



таблицы потери эксергии в испарителе  $E_{Дисп}$  состоят только из  $E_{Дк}^{EN}$ . Это согласуется с результатами работ [8, 9], в которых отмечается, что инженерный подход в отличие от термодинамического подхода дает значення доли экзогенной части деструкции эксергии в общих потерях в элементе не более 1 %.

Таблица 3. Исходные данные для расчёта  $E_{Дк}^{EN}$  и  $E_{Дк}^{EX}$

Режим	1	2	3	4	5	
$\Delta T_{пер}, K$	5	7,5	10	12,5	15	
$E_{Дсум}, кВт$	2,874	2,876	2,900	3,023	3,027	
Испаритель	$\eta_{исп}^{экс}$	0,891	0,870	0,845	0,826	0,810
	$E_{Дисп}$	0,471	0,553	0,644	0,712	0,766
Компрессор	$\eta_{км}^{экс}$	0,742	0,741	0,738	0,732	0,724
	$E_{Дкм}$	1,122	1,105	1,092	1,098	1,117
Конденсатор	$\eta_{конд}^{экс}$	0,808	0,817	0,823	0,806	0,819
	$E_{Дконд}$	0,834	0,779	0,738	0,792	0,730

Таблица 4. Эндогенная часть деструкции эксергии в элементах

$\Delta T_{пер}, K$	$E_{Дисп}^{EN}, кВт$	$E_{исп}^{EN} / E_{Дсум}, \%$	$E_{Дкм}^{EN}, кВт$	$E_{Дкм}^{EN} / E_{Дсум}, \%$	$E_{Дконд}^{EN}, кВт$	$E_{Дконд}^{EN} / E_{Дсум}, \%$
5	0,47	100	0,53	47,2	0,61	73,1
7,5	0,55	100	0,51	46,2	0,55	70,6
10	0,64	100	0,48	44,0	0,50	67,8
12,5	0,71	100	0,45	41,0	0,55	69,4
15	0,77	100	0,47	42,1	0,48	65,8

### 5. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Данное исследование приведёт к дальнейшему развитию энтропийно-циклового метода термодинамического анализа. Предложена методика, которая позволила комплексно учесть влияние в цикле ХМ термогидравлической необратимости и оценить эндогенную и экзогенную составляющие деструкции эксергии в основных элементах.

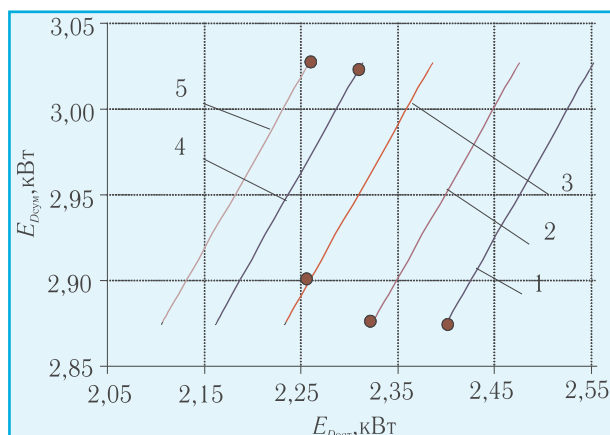


Рис. 8. Зависимости  $E_{Дсум}$  от  $E_{Дост}$  для испарителя при различных значениях перегрева  $\Delta T_{пер}, K$ : 1-5; 2-7,5; 3-10; 4 -12,5; 5-15

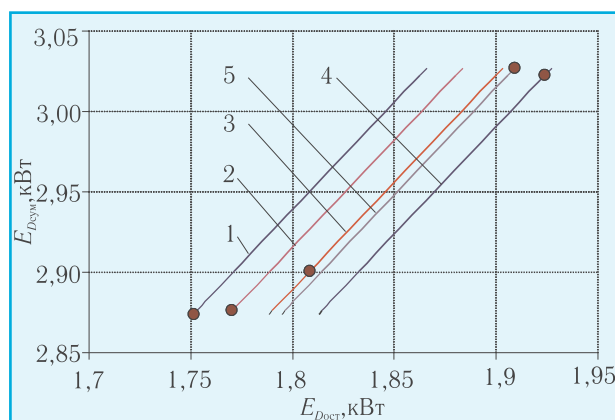


Рис. 9. Зависимости  $E_{Дсум}$  от  $E_{Дост}$  для компрессора (обозначения см. на рис. 8)

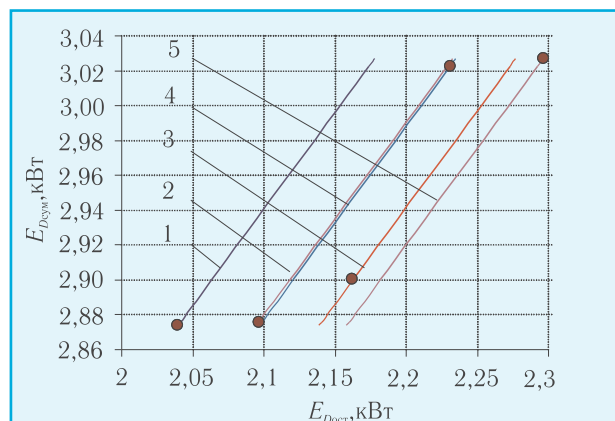


Рис. 10. Зависимости  $E_{Дсум}$  от  $E_{Дост}$  для конденсатора (обозначения см. на рис. 8)

Проведенный структурный термодинамический анализ ХМ показал, что значительная часть деструкции эксергии в компрессоре (более 50 %) преимущественно связана с неэффективностью смежных элементов схемы. Для конденсатора экзогенная составляющая деструкции эксергии не превышает 30 %. Более 98 % деструкции эксергии в испарителе составляет эндогенная ее часть.

Анализ показателей чувствительности цикла рассмотренной ХМ позволил установить, что с увеличением жесткости структурных связей экзогенная деструкция эксергии изменяется больше, чем эндогенная, а коэффициент взаимовлияния потерь увеличивается.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Мельцер Л. З. Методы термодинамической оценки теоретических и действительных циклов холодильных машин// Холодильная техника и технология. — 1968. — № 6. — С. 27-32.
2. Мартыновский В. С. Циклы, схемы и характеристики термотрансформаторов. — М.: Энергия, 1979. — 288 с.
3. Коздоба Л. А. Критерии эффективности тепловых и комплексных тепловых систем//Промышленная теплотехника. — 2000. — Т.22. — №5-6. — С.22-28.
4. Тсатсаронис Дж. Взаимодействие термодинамики

и

экономики для минимизации стоимости энергопреобразующей системы. — Одесса: «Негоциант», 2002. — 152 с.

5. Structural theory and thermoeconomic diagnosis. Part 1. On malfunction and dysfunction analysis/ **C. Torres, A. Valero, L. Serra, J. Rojo**// Energy Conversion and Management. — 2002. — V. 43. — № 9. — P. 1503-1518.

6. **Морозюк Т. В., Тсатсаронис Дж.** Теория разделения деструкции эксергии на внутренне- и внешнезависимые части// Промышленная теплотехника. — 2006. — Т. 28. — № 6. — С. 94-99.

7. **Morosuk T., Tsatsaronis G.** Advanced exergetic analysis of refrigeration machine: Part 1. Methodology and first evaluation//Proc. Int. Mech. Eng. Congress at Denver (USA). 2011. — P. 1-10.

8. **Morosuk T., Tsatsaronis G.** The «Cycle Method» used in the exergy analysis of refrigeration machines// Proc. 19<sup>th</sup> Int. Conf. Effic. Cost. Opt. Sim. Env. Imp. Energy. Syst. at Aghia Pelagia (Greece). 2006. — V. 1. — P. 157-163.

9. **Kelly S., Tsatsaronis G., Morosuk T.** Advanced exergetic analysis: Approaches for splitting the exergy destruction into endogenous and exogenous parts// Energy Int. J. — 2009. — V. 34. — P. 384-391.

10. On the thermoeconomic approach to the diagnosis of energy system malfunctions. Part 2. Malfunction definitions and assessment/ **A. Valero, L. Correas, A. Zaleta et al**// Energy Int. J. — 2004. — 29. — P. 1889-1907.

11. **Морозюк Т. В.** Теория холодильных машин и тепловых насосов. — Одесса: «Негоциант», 2006. — 721 с.

12. **Kharlampidi D. Kh.** The System-structural analysis of a thermodynamic efficiency of the technological schemes of refrigerating and heat pump installations// Proc. VIII Int. Seminar «Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources» at Minsk (Belarus). 2011. — V. 2. — P. 120-127.

13. **Boer D.** Exergy and structural analysis of an absorption cooling cycle and the effect of efficiency parameters// International Journal of Thermodynamics. — 2005. — V.8(4). — P. 191-198.

**ПЯТЫЙ МЕЖДУНАРОДНЫЙ СЕМИНАР**

CO<sub>2</sub>-2013



**СЕМИНАР ПРОВОДИТСЯ**  
УКРАИНСКОЙ АССОЦИАЦИЕЙ  
ПРОИЗВОДИТЕЛЕЙ  
ТЕХНИЧЕСКИХ ГАЗОВ "УА-СИГМА"



**ПОД ЭГИДОЙ:**  
– МИНИСТЕРСТВА ЭНЕРГЕТИКИ  
И УГОЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ  
УКРАИНЫ  
– МИНИСТЕРСТВА ПРОМЫШЛЕННОСТИ  
И ТОРГОВЛИ РФ  
– ОДЕССКОЙ ГОСУДАРСТВЕННОЙ  
АКАДЕМИИ ХОЛОДА  
– МЕЖДУНАРОДНОЙ АКАДЕМИИ  
ХОЛОДА

**ПРИ УЧАСТИИ:**  
– ГОСУДАРСТВЕННОЙ СЛУЖБЫ  
ГОРНОГО НАДЗОРА И ПРОМЫШЛЕННОЙ  
БЕЗОПАСНОСТИ УКРАИНЫ  
– ФЕДЕРАЛЬНОЙ СЛУЖБЫ  
ПО ЭКОЛОГИЧЕСКОМУ, ТЕХНОЛОГИЧЕСКОМУ  
И АТОМНОМУ НАДЗОРУ РФ

**И ПРИ СОДЕЙСТВИИ:**  
– ЛАО "ОДЕССКИЙ ПРИПОРТОВЫЙ ЗАВОД"  
(г. ОДЕССА, УКРАИНА)  
– ИНСТИТУТА ГАЗА НАН УКРАИНЫ  
(г. КИЕВ, УКРАИНА)  
– ЛАО "СИМСКОЕ НПО ИМ. М.В. ФРУНЗЕ"  
(г. СУМЫ, УКРАИНА)  
– МЕЖДУНАРОДНОЙ ГРУППЫ "РЕДКИЕ ГАЗЫ"  
(г. ОДЕССА, УКРАИНА)  
– ПКФ "КРИОПРОМ" ООО  
(г. ОДЕССА, УКРАИНА)



«ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ  
И ЭКОЛОГОТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ  
БЕЗОПАСНОСТИ  
ПРОИЗВОДСТВА И ИСПОЛЬЗОВАНИЯ  
ДИОКСИДА УГЛЕРОДА»

20-24 мая 2013 года  
г. Одесса





Место проведения семинара:  
гостиница "Виктория", расположенная  
в знаменитом курортном районе г. Одессы — Аркадии.

Условия проживания:  
одноместные номера со всеми удобствами.

Информационная поддержка





