

УДК 621.036.7

Фиалко Н.М., ШЕРЕНКОВСКИЙ Ю.В., СТЕПАНОВА А.И.,  
 НАВРОДСКАЯ Р.А., ГОЛУБИНСКИЙ П.К., НОВАКОВСКИЙ М.А.

*Институт технической теплофизики НАН Украины*

## ЭФФЕКТИВНОСТЬ СИСТЕМ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ ОТХОДЯЩИХ ГАЗОВ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК РАЗЛИЧНОГО ТИПА

Виконано аналіз ексерго-технологічної, тепло-ексергетичної та ексерго-економічної ефективності різних схем утилізації теплоти відкидних газів скловарних печей та котельних агрегатів, на основі якого пропонуються рекомендації щодо застосування вказаних схем із врахуванням особливостей даного виробництва та конкретної схеми утилізації.

Проведен анализ эксерго-технологической, тепло-ексергетической и эксерго-экономической эффективности различных схем утилизации теплоты отходящих газов стекловаренных печей и котельных агрегатов, на основании которого предлагаются рекомендации по применению указанных схем с учетом особенностей данного производства и конкретной схемы утилизации.

Analysis of the exergy-technological, heat – exergy, and exergy-economic efficiency for various layouts of the utilization of flue gases heat of glass-melting furnaces and boiler units is carried out. Recommendations on the application of the specified schemes are proposed with regard for the features of the given manufacture and the specific utilization scheme.

$c_p$  – изобарная теплоемкость;  
 $\dot{E}$  – эксергетическая мощность;  
 $G$  – массовый расход теплоносителя;  
 $i$  – удельная энтальпия;  
 $K$  – капитальные затраты;  
 $k_{ex}^T$  – эксерго-технологический критерий;  
 $m_0$  – удельная материалоемкость;  
 $p$  – давление;  
 $p_s$  – давление насыщенного водяного пара;  
 $Q$  – тепловая мощность;  
 $R$  – газовая постоянная;  
 $s$  – удельная энтропия;  
 $T$  – температура;  
 $\Delta T$  – среднелогарифмический температурный напор;  
 $x$  – абсолютная влажность дымовых газов;

$\Delta$  – изменение параметра;  
 $\varepsilon$  – тепло-эксергетический критерий;  
 $\eta_{ex}$  – эксергетический КПД;  
 $\varphi$  – относительная влажность дымовых газов.  
**Индексы верхние:**  
 $v$  – вода;  
 $дг$  – дымовые газы.  
**Индексы нижние:**  
 $1,2$  – вход и выход элемента теплоутилизатора;  
 $i$  – элемент теплоутилизатора;  
 $g$  – сухие компоненты;  
 $p$  – пар;  
 $o$  – окружающая среда;  
 $p$  – полезная;  
 $пот$  – потери.

Необходимость разработки эффективных энергосберегающих технологий утилизации теплоты отходящих газов энергетических установок определяется, с одной стороны, наличием в децентрализованной энергетике Украины достаточно высокого потенциала для внедрения таких технологий, с другой – устойчивой тенденцией к повышению стоимости топлива в стране. Следует отметить, что теплоутилизация связана с определенными трудностями, которые обусловлены

целым рядом особенностей энергетических установок и конкретных схем утилизации теплоты. Решение о целесообразности реализации той или иной утилизационной схемы и применения теплоутилизаторов определенного типа должно базироваться на всестороннем анализе, позволяющем учесть влияние на эффективность теплоутилизации максимально возможного количества факторов. В работе [1] предложен комплексный подход к оценке эффективности систем утилизации теп-

лоты и на его основе разработаны эксерго-технологический и тепло-эксергетический критерии эффективности:

$$k_{ex}^T = (E_{пот} m_0)/Q, \quad \varepsilon = E_{пот}/Q,$$

позволяющие анализировать указанные системы с различных позиций: термодинамической, теплотехнической, технологической. Кроме указанных критериев, для анализа эффективности теплоутилизационной системы предлагается эксерго-экономический критерий, определяющий отношение величины капитальных затрат к величине полезной эксергетической мощности:

$$k_{ex}^э = K/E_{П}.$$

Предложенные критерии могут быть использованы при комплексном анализе эффективности теплоутилизационных систем и при решении оптимизационных задач. Во втором случае необходимо провести минимизацию критериев по основным независимым параметрам системы и определить оптимальные значения этих параметров [2].

Целью данной работы является разработка рекомендаций по применению схем утилизации теплоты отходящих газов для энергетических установок различного типа на основе комплексного анализа их эффективности.

Исследована эффективность основных схем и соответствующего теплообменного оборудования для утилизации теплоты отходящих газов стекловаренных печей и котельных агрегатов. Для стекловаренных печей – это схемы, предназначенные для нагрева воды систем теплоснабжения, а также для подогрева дутьевого воздуха, поступающего в регенераторы печи, для котельных агрегатов – схемы, предназначенные для нагрева воды систем теплоснабжения (отопления и горячего водоснабжения).

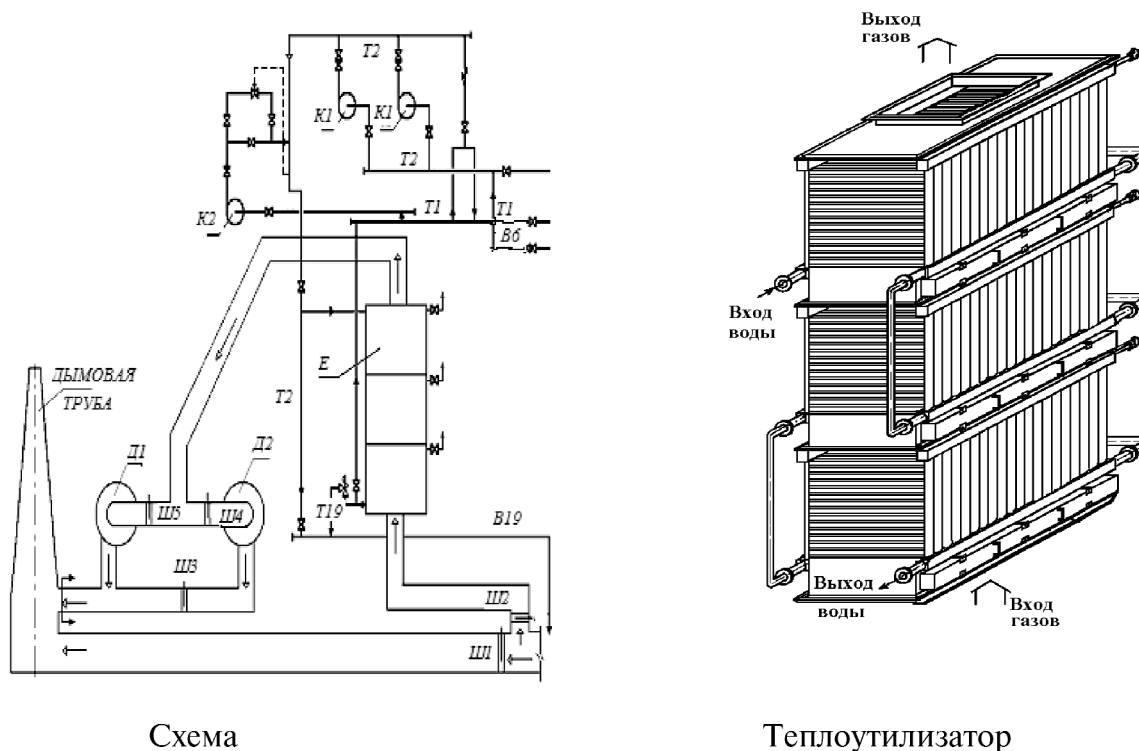
В настоящее время удельные затраты топлива на производство продукции в стекольной и керамической промышленности в 2...4 раза превышают зарубежные показатели, КПД стекловаренных печей, как правило, не превышает 60%, температура уходящих газов составляет 300...450 °С, а потери теплоты с уходящими газами достигают 25%...35%. Тогда как на стекловы-

рабатывающих предприятиях существует потребность в тепловой энергии на отопление и горячее водоснабжение, которая в значительной мере может быть компенсирована за счет утилизации теплоты отходящих газов.

На рис. 1 приведена схема утилизации теплоты отходящих газов стекловаренной печи, предназначенная для нагрева воды систем теплоснабжения. Схема включает поверхностный водогрейный теплоутилизатор, состоящий из трех модулей панельного типа, расположенных вертикально и соединенных между собой. Применение в схеме теплоутилизатора указанной конструкции обусловлено высокой запыленностью потока дымовых газов стекловаренных печей (>200 мг/м<sup>3</sup>). В таких условиях использование эффективных развитых теплообменных поверхностей, включающих оребренные трубы и трубы с кольцевыми турбулизаторами, затруднено из-за быстро образующегося на этих поверхностях слоя отложений, приводящего к снижению тепловой эффективности и в конечном итоге к неработоспособности теплоутилизаторов. Поэтому для стекловаренных печей разработана специальная конструкция теплоутилизатора водогрейного типа, в которой используются трубы с мембранами, образующими панель с коллекторами. Теплообменная часть каждого модуля теплоутилизатора набирается из необходимого числа панелей определенных размеров.

Схема теплоутилизационной установки стекловаренной печи, предназначенная для предварительного нагрева воздуха, поступающего в регенераторы печи, содержит поверхностный концевой рекуператор, который представляет собой прямоугольную конструкцию кожухотрубчатого типа также с применением панелей, образованных трубами с мембранами (рис. 2). Движение теплоносителей в рекуператоре является противоточным (воздух в трубах, газы в межтрубном пространстве). При этом трубы имеют кольцевые турбулизаторы, позволяющие в 1,5...2 раза интенсифицировать теплообмен внутри труб по сравнению с гладкотрубными конструкциями аналогичного типа.

Для исследования эффективности теплоутилизационных схем использован дискретно-элементный модульный принцип эксергетического



Схема

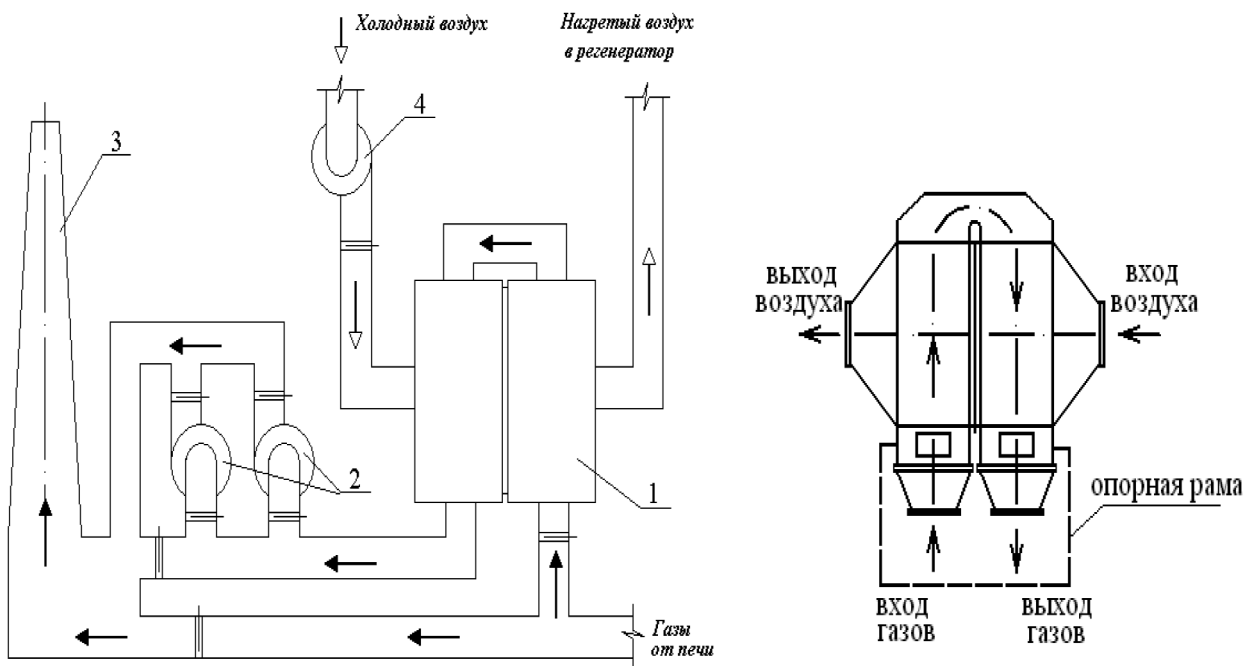
Теплоутилизатор

**Рис. 1. Схема теплоутилизационной установки с модульным водогрейным теплоутилизатором, предназначенная для нагрева воды системы отопления за счет использования теплоты отходящих газов стекловаренных печей: Е – теплоутилизатор; К – насосы; Т1, Т2 – прямой и обратный трубопроводы тепловой сети; Т19 – дренажный трубопровод; Д1, Д2 – дымососы; Ш – шиберы; В6 – трубопровод подпиточный; В19 – трубопровод для опорожнения теплоутилизатора;  $\rightarrow$   $\leftarrow$  – вентиль, задвижка;  $\rightarrow$   $\uparrow$  – воздушник;  $\rightarrow$   $\rightarrow$  – направления потоков дымовых газов и воды;  $\rightarrow$   $\leftarrow$   $\rightarrow$   $\leftarrow$  – предохранительный и обратный клапаны.**

анализа, который предполагает представление теплоутилизаторов в виде системы элементов (модулей), внутренняя структура которых известна, но не рассматривается, а во внимание принимаются только “внешние” свойства элемента, определяющие материальное и энергетическое взаимодействие его с остальными элементами системы. Возможность применения указанного принципа к анализу эффективности отдельных модулей, а также возможность координации модулей при их агрегировании в теплоутилизационную систему посредством учета причинно-следственных связей между отдельными явлениями обусловлена основными характеристиками, отражающими сущность эксергетических понятий: универсальностью и аддитивностью [3–6].

Для анализа эксерго-технологической и тепло-эксергетической эффективности водогрей-

ный теплоутилизатор в соответствии с особенностями конструкции моделировался в виде системы трех последовательно соединенных дискретных элементов, а рекуператор – в виде системы двух элементов. Материальное и энергетическое взаимодействие между элементами осуществлялось по принципу “вход-выход” черного ящика. Расчет предложенных критериев эффективности и других эксергетических характеристик проводился с помощью эксергетического интегрального балансового метода. Для расчета изменения эксергетической мощности дымовых газов и воздуха в  $i$ -том элементе теплоутилизатора использовались аналитические зависимости, полученные с учетом уравнения состояния идеального газа, поскольку в области изменения рабочих параметров дымовые газы и воздух с достаточной степенью точности можно считать идеальным газом [6]. Для дымовых газов и воздуха:



**Рис. 2. Схема теплоутилизационной установки с концевым рекуператором, предназначенная для предварительного подогрева холодного воздуха перед поступлением его в регенератор печи:**  
 1 – рекуператор; 2 – дымоход; 3 – дымовая труба; 4 – вентилятор;  $\rightarrow$   $\rightarrow$  – направления потоков воздуха и дымовых газов;  $\dashv$   $\dashv$  – газоход, воздуховод;  $\equiv$  – шибер.

$$\Delta E_i = G[c_p(T_{i1} - T_{i2}) - T_0(c_p \ln \frac{T_{i1}}{T_{i2}} - \frac{R}{\mu} \ln \frac{p_{i1}}{p_{i2}})].$$

Расчет изменения эксергетической мощности воды и потерь эксергетической мощности в отдельном элементе теплоутилизатора проводился в соответствии с формулами:

$$\Delta E_i^B = G^B [(i_{i2}^B - i_{i1}^B) - T_0(s_{i2}^B - s_{i1}^B)];$$

$$E_{\text{пот}} = \Delta E_i^{\text{ДГ}} - \Delta E_i^{\text{В(возд)}}.$$

В табл. 1,2 представлены результаты расчета основных эксергетических характеристик и предложенных критериев оценки эффективности теплоутилизаторов, используемых в утилизационных схемах стекловаренных печей, предназначенных для нагрева воды систем теплоснабжения и для подогрева дутьевого воздуха.

Как видно из табл. 1,2, наблюдается уменьшение значений тепло-эксергетического критерия (соответственно увеличение тепло-эксергетичес-

кой эффективности) при понижении уровня среднелогарифмического температурного напора в элементах теплоутилизаторов, расположенных по ходу дымовых газов. Это связано со снижением эксергетических потерь в этих элементах при уменьшении термодинамической необратимости, определяемой конечной разностью температур при теплообмене между теплоносителями.

При этом величины тепло-эксергетического и эксерго-технологического критериев для водогрейного теплоутилизатора в 1,2 раза меньше, чем для воздухогрейного, а величина эксерго-экономического критерия для первой схемы утилизации составляет 2,14 тыс. грн/кВт, для второй – 3,12 тыс. грн/кВт. Приведенные результаты свидетельствует о более высокой эффективности водогрейного теплоутилизатора по сравнению с воздухогрейным.

Значительными потерями теплоты с уходящими газами характеризуются также котельные установки. Указанные потери в газопотребляющих котлах достигают 17...18%. Для повышения эффективности использования

Табл. 1. Эксергетические характеристики водогрейного теплоутилизатора

Эксергетический параметр	Элементы водогрейного теплоутилизатора по ходу дымовых газов			Теплоутилизатор
	1	2	3	
$Q$ , кВт	181	141	111	433
$E^b$ , кВт	30,57	20,42	19,20	70,19
$E^{лr}$ , кВт	97,56	70,41	51,32	219,29
$E_{пот}$ , кВт	66,99	49,99	32,12	149,10
$T$ , К	289,5	236,0	193,0	239,5
$\varepsilon$	0,370	0,355	0,289	0,344
$k_{ex}^T$ , кг/кВт	1,59	1,96	2,03	1,86

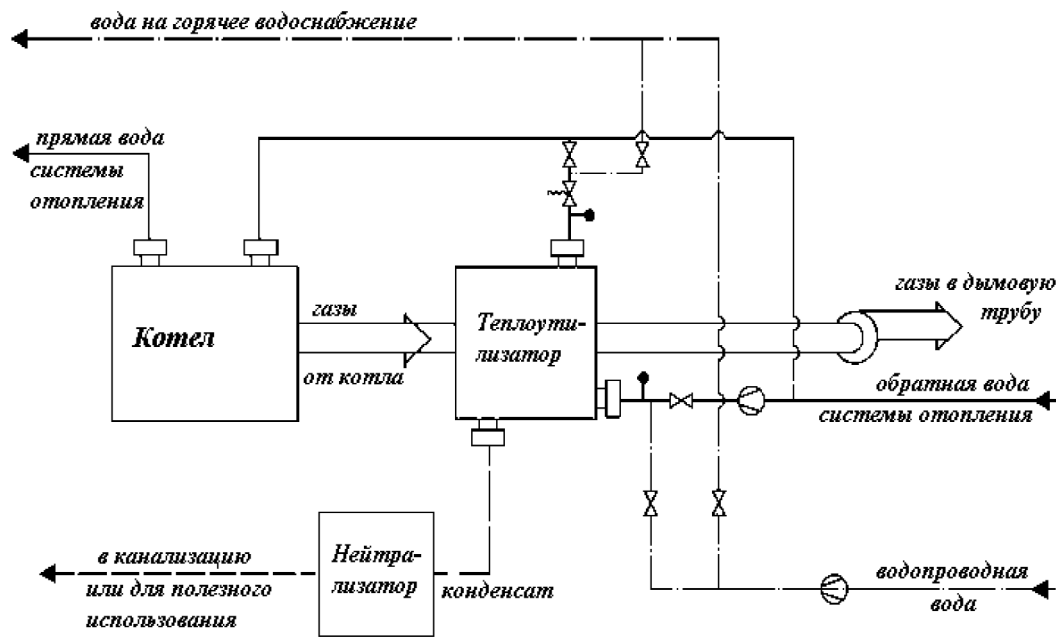
Табл. 2. Эксергетические характеристики воздухогрейного теплоутилизатора

Эксергетический параметр	Элементы воздухогрейного теплоутилизатора по ходу дымовых газов		Теплоутилизатор
	1	2	
$Q$ , кВт	197	196	393
$E^b$ , кВт	18,01	46,11	64,12
$E^{лr}$ , кВт	106,66	114,94	221,60
$E_{пот}$ , кВт	88,65	68,83	157,48
$T$ , К	267,0	259,0	263,0
$\varepsilon$	0,450	0,351	0,401
$k_{ex}^T$ , кг/кВт	2,13	1,67	2,15

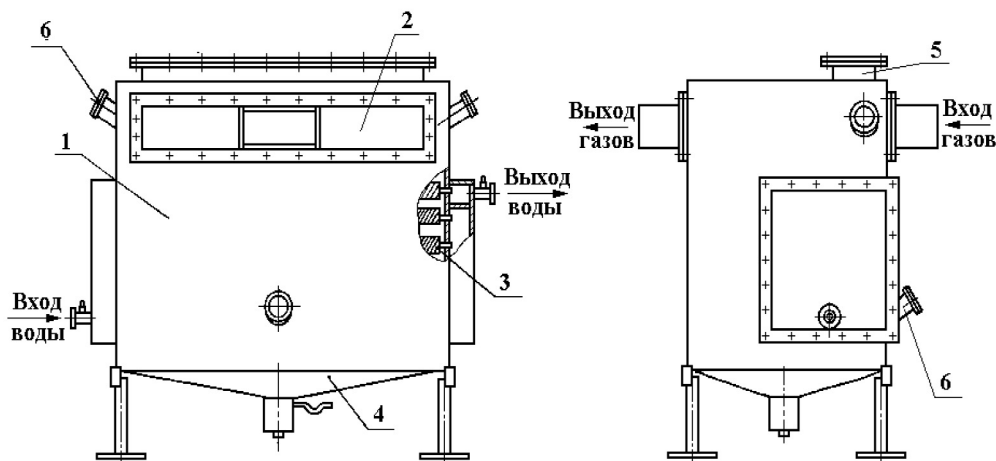
топлива в котельных агрегатах могут быть разработаны различные теплоутилизационные схемы, в частности, схемы с использованием поверхностных теплоутилизаторов конденсационного типа [7] (рис. 3). Поверхность теплообмена в таких теплоутилизаторах состоит из биметаллических оребренных труб (стальная основа и алюминиевое оребрение), набираемых в шахматный пучок. Эту поверхность можно условно разделить на две части. В первой происходит охлаждение продуктов сгорания до точки росы (так называемая “сухая” зона), во второй – более глубокое охлаждение продуктов сгорания (ниже 60...50 °С) с конденсацией водяного пара, который находится в отходящих газах (“мокрая” зона). При этом эффективность теплоутилизации повышается, поскольку может быть использована не только тепло-

та отходящих газов при их охлаждении (около 7...8%), но и теплота конденсации паров (примерно 10%). Указанные особенности данного теплоутилизатора определили его моделирование в виде системы двух элементов. Для расчета эксергетических характеристик отходящих дымовых газов использовались аналитические зависимости, в которых учитывалось, что в первом элементе теплоутилизатора влагосодержание газов оставалось постоянным, а во втором элементе изменялось [8]:

$$\Delta E = G[c_{pg}(T_2 - T_1) - T_0(c_{pg} \ln \frac{T_2}{T_1} - \frac{R}{\mu} \ln \frac{p_2 - \varphi_2 p_s(T_2)}{p_1 - \varphi_1 p_s(T_1)}) + x((i_{p2} - i_{p1}) - T_0(s_{p2} - s_{p1}))];$$



Схема



Конденсационный теплоутилизатор

Рис. 3. Схема теплоутилизационной установки с конденсационным теплоутилизатором, предназначенная для нагрева воды систем теплоснабжения за счет использования теплоты дымовых газов котельных агрегатов: 1 – теплообменник; 2 – байпасный газоход; 3 – оребренная труба; 4 – конденсатосборник; 5 – взрывной клапан; 6 – смотровые окна.

$$\Delta E = G[c_{pg}(T_2 - T_1) - T_0(c_{pg} \ln \frac{T_2}{T_1} - \frac{R}{\mu} \ln \frac{p_2 - \varphi_2 p_s(T_2)}{p_1 - \varphi_1 p_s(T_1)}) + x_2((i_{p2} - i_{p0}) - T_0(s_{p2} - s_{p0})) - x_1((i_{p1} - i_{p0}) - T_0(s_{p1} - s_{p0}))].$$

В табл. 3. представлены результаты расчета основных эксергетических характеристик и предложенных критериев оценки эффективности конденсационного теплоутилизатора, используемого в утилизационной схеме котельной установки, предназначенной для нагрева воды систем теплоснабжения.

Табл. 3. Эксергетические характеристики конденсационного теплоутилизатора

Эксергетический параметр	Элементы конденсационного теплоутилизатора по ходу дымовых газов		Теплоутилизатор
	1	2	
$Q$ , кВт	37	108	145
$E^b$ , кВт	1,84	2,55	4,39
$E^{лг}$ , кВт	12,14	18,59	30,73
$E_{пот}$ , кВт	10,30	16,04	26,34
$T$ , К	106,33	50,67	73,05
$\varepsilon$	0,278	0,149	0,182
$k_{ex}^T$ , кг/кВт	0,775	0,213	0,323

Как видно из табл. 3, для второго элемента теплоутилизатора (“мокрой” зоны) тепло-эксергетический критерий в 1,9 раза меньше, а эксерго-технологический критерий в 3,6 раза меньше, чем для первого элемента (“сухой” зоны). Наличие “мокрой” зоны поверхности теплообмена оказывает существенное влияние и на эффективность конденсационного теплоутилизатора в целом. Так, значения тепло-эксергетического, эксерго-технологического и эксерго-экономического (составляющего 1,71 тыс. грн/кВт) критериев для конденсационного теплоутилизатора в несколько раз меньше, чем соответствующие значения для водогрейного и воздухогрейного теплоутилизаторов, что свидетельствует о его более высокой эффективности.

Сопоставляя эффективность исследованных теплоутилизационных схем, можно сказать следующее. Для стекловаренных печей, благодаря более высокой тепло-эксергетической, эксерго-технологической и эксерго-экономической эффективности, а также компактности водогрейных утилизаторов по сравнению с воздухогрейными, в условиях стабильной значительной потребности в горячей воде систем теплоснабжения для внедрения могут быть рекомендованы теплоутилизационные схемы первого типа. При применении таких схем утилизированная теплота используется в системе теплоснабжения предприятия (или других объектов), повышая коэффициент использования теплоты топлива печи на 15...25 %. Из-за более низкой эффективности воздухогрейных теплоутилизаторов их применение в схемах

утилизации теплоты дымовых газов стекловаренных печей до недавнего времени считалось нецелесообразным. Однако следует отметить, что выбор схемы использования утилизированной теплоты определяется, наряду с перечисленными показателями эффективности, рядом других факторов. Основными из них являются потребность в определенном виде теплоносителя (горячей воде для систем отопления и горячего водоснабжения, нагретом воздухе, поступающем на горение в соответствующий тепловой агрегат), стоимость топлива, возможность использования эффективных поверхностей нагрева и др. Так, ограниченность в потреблении горячей воды, периодичность ее использования в системах отопления, а также постоянная тенденция к увеличению стоимости топлива, с одной стороны, и совершенствование технологии производства эффективных поверхностей нагрева (с оребрением, гофрированных, с интенсификаторами теплообмена и т.д.) для воздухонагревателей – с другой, определила возможность конкуренции последних в теплоутилизационных технологиях различных газопотребляющих энергетических установок. К достоинствам теплоутилизационных схем для нагрева воздуха, идущего на горение, следует отнести также большее, по сравнению со схемами для нагрева воды, число часов работы теплоутилизационного оборудования на протяжении года. Так, при использовании воздухоподогревателей для стекловаренных печей, работающих непрерывно, число часов работы воздухоподогревателей практически соответствует кампании

печи (3...6 лет). Кроме того, тепловая нагрузка теплоутилизаторов в схемах для подогрева воздуха, идущего на горение, определяется достаточно стабильной загрузкой теплового агрегата, а не зависит от периодичности использования горячей воды в системах отопления. В связи с вышесказанным, в условиях нестабильности в потреблении горячей воды и периодичности ее использования в системах отопления для внедрения могут быть рекомендованы теплоутилизационные схемы для подогрева воздуха, поступающего на горение, использующие воздухогрейные утилизаторы теплоты. При применении таких схем утилизируемая теплота расходуется в основном тепловом агрегате при пониженном расходе топлива за счет предварительного подогрева воздуха. При этом коэффициент полезного действия печи повышается на 10...15%.

Что касается сравнительного анализа теплоутилизационных схем одного назначения, в частности схем, предназначенных для нагрева воды систем теплоснабжения, которые применяются в различных тепловых агрегатах и используют теплоутилизаторы различного типа, то здесь необходимо отметить следующее. По результатам сопоставления эффективности теплоутилизаторов, предназначенных для нагрева воды систем теплоснабжения, наиболее эффективными являются поверхностные конденсационные теплоутилизаторы с оребренными трубами. Такие теплоутилизаторы могут быть рекомендованы для внедрения в котельных установках. Как видно из представленной на рис. 3 схемы, горячая вода, полученная в этом случае за счет утилизируемой теплоты, может использоваться либо для горячего водоснабжения (при нагреве холодной воды), либо использоваться в котле (при предварительном подогреве теплосетевой воды перед поступлением ее в котел). При этом соответственно повышается либо коэффициент использования теплоты топлива котла (на 5...10%), либо КПД котла (на 3...8% в зависимости от температуры воды в обратной магистрали системы отопления, подключенной к котлу). Следует отметить, что один и тот же конденсационный теплоутилизатор может работать в системе отопления и в системе горячего водоснабжения, но с разной тепловой эффективностью. Применение описанных теп-

лоутилизаторов с оребренными трубами в теплоутилизационных схемах для стекловаренных печей, как уже отмечалось выше, нецелесообразно ввиду высокой запыленности газового теплоносителя. Несмотря на то, что водогрейные теплоутилизаторы панельного типа менее эффективны по своим тепло-энергетическим, эксерго-технологическим и эксерго-экономическим показателям в сравнении с описанными выше конденсационными теплоутилизаторами, их применение обосновано работоспособностью в условиях значительной запыленности газовых потоков.

### Выводы

1. Анализ эксерго-технологической, тепло-энергетической и эксерго-экономической эффективности исследованных схем утилизации теплоты отходящих газов стекловаренных печей и котельных агрегатов позволил рекомендовать их применение с учетом особенностей газопотребляющих энергетических установок и конкретной схемы утилизации теплоты.

2. При выборе теплоутилизационной схемы, оценивая ее эффективность с помощью предложенных критериев, необходимо принимать во внимание также такие факторы, как потребность в определенном виде теплоносителя, стоимость топлива, возможность использования эффективных теплообменных поверхностей, а также учитывать условия проектирования, монтажа и эксплуатации.

### ЛИТЕРАТУРА

1. *Фиалко Н.М., Шеренковский Ю.В., Степанова А.И., Долгополов И.С., Голубинский П.К., Навродская Р.А., Новаковский М.А.* Эксергетический анализ эффективности утилизатора теплоты отходящих газов теплового двигателя когенерационной установки // Промышленная теплотехника. – 2007. – Т. 29, № 7. – С. 13–16.
2. *Долинский А.А., Драганов Б.Х., Дубровин В.А.* Оптимизация технических систем методами эксергоэкономики // Промышленная теплотехника. – 2003. – Т. 25, № 5. – С. 57–60.
3. *Дубинин А.Б., Андрющенко А.И., Осипов В.Н.* Эксергетический метод исследований как основа со-



вершенствования теплоэнергетических установок // Вестн. Саратов. ГТУ. – 2004. – № 3(4). – С. 31–44.

4. *Эксергетический* расчет технических систем. Справочное пособие. Под ред. Долинского А.А. – К.: Наукова Думка, 1991. – 360 с.

5. *Эксергетический* метод и его приложения. Под ред. Бродянского В.М. – М.: Мир, 1967.–247 с.

6. *Бродянский В.М., Фратшер В., Михалек К.* Эксергетический метод и его приложения. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 388 с.

7. *Фиалко Н.М., Навродская Р.А., Прокопов В.Г., Пресич Г.А. Сингаевская С.И.* Проблема оптимизации параметров труб с поперечным оребрением в конденсационных теплоутилизаторах // Промышленная теплотехника. – 1999. – Т. 21, № 1. – С. 33–35.

8. *Шаргут Я., Петела Р.* Эксергия. – М.: Энергия, 1968. – 277 с.

Получено 14.03.2008 г.

УДК 536.24

**ШКЛЯР В.И.<sup>1</sup>, ДОЛГОПолов И.С.<sup>2</sup>, ТУЧИН В.Т.<sup>2</sup>,  
ДУБРОВСКАЯ В.В.<sup>1</sup>, КОВАЛЬ Ю.В.<sup>1</sup>, ЗАДВЕРНЮК В.В.<sup>1</sup>**

<sup>1</sup>*Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт»*

<sup>2</sup>*Днепродзержинский государственный технический университет*

## ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЕ АСПЕКТЫ РАБОТЫ КОНТАКТНОГО АППАРАТА ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ ПАРОГАЗОВОЙ СМЕСИ (ТОПОЛОГОЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ ФОРМАЛИЗМ)

Виконано топологоексергетичний аналіз контактної тепломасообмінної апаратури. Наведено рівняння для розрахунку його ексергетичної ефективності з урахуванням ексергетичних втрат.

Выполнен топологоексергетический анализ работы контактнoго тепломасообменного аппарата. Приведены уравнения для расчета его эффективности с учетом эксергетических потерь.

The topological exergy analysis of the work of a contact heat and mass transfer apparatus is carried out. The equations for its exergy efficiency with regard for exergy losses are presented.

$E$  – эксергия;

$F_{\text{см}}$  – смоченная поверхность насадки;

$G$  – массовый расход сухого газа;

$h$  – эльгальпия;

$L$  – массовый расход охлаждающей воды;

$m$  – массовый расход парогазовой смеси;

$Q$  – тепловой поток;

$S$  – энтропия;

$t_1, t_2$  – температуры парогазовой смеси соответственно на входе и выходе конденсатора;

$t_{\text{ж}1}, t_{\text{ж}2}$  – температуры охлаждающей воды соответственно на входе и выходе аппарата;

$r$  – скрытая теплота парообразования;

$w_1, w_2$  – влагосодержание парогазовой смеси соответственно на входе и выходе конденсатора;

$\alpha$  – коэффициент конвективной теплоотдачи;

$\beta$  – коэффициент массоотдачи;

$\eta$  – КПД;

$\Delta t_{\text{лог}}$  – среднелогарифмический температурный напор;

ФТС – физико-технологическая система.

**Индексы:**

ОБ – общий;

ВХ – вход;

ВЫХ – выход;

Ж – жидкость;

МО – массообмен;

ПГС – парогазовая смесь;

ТО – теплообмен.