

УДК 621.036.7

А. В. ЕФИМОВ, д-р техн. наук, проф.; проф. НТУ «ХПИ»;
А. Л. ГОНЧАРЕНКО, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ»;
О. В. КАСИЛОВ, канд. техн. наук, доц.; доц. НТУ «ХПИ»;
Л. В. ГОНЧАРЕНКО, канд. техн. наук, доц.; проф. НТУ «ХПИ»

ПЕРЕМЕННЫЙ РЕЖИМ ЭКСПЛУАТАЦИИ СИСТЕМЫ ГЛУБОКОЙ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ УХОДЯЩИХ ИЗ КОТЛА ГАЗОВ

С помощью расчетного исследования, выполненного на базе разработанной компьютерной программы, осуществлена оценка переменного режима эксплуатации системы глубокой утилизации теплоты уходящих из котла газов. В качестве объекта исследования рассмотрен один из вариантов теплоутилизационной системы замкнутого типа, в состав которой входят паровой котел Е-1,0-09 ГЗ и конденсационный теплообменный аппарат поверхностного типа, предназначенный для нагрева сетевой воды системы горячего водоснабжения.

Ключевые слова: переменный режим эксплуатации, система глубокой утилизации теплоты, уходящие дымовые газы, конденсация водяного пара, коэффициент полезного действия, расход воды, коэффициент теплопередачи, коэффициент массоотдачи, площадь поверхности теплообмена.

Постановка проблемы в общем виде

В настоящее время в отраслях промышленной и коммунальной теплоэнергетики Украины сложилась напряженная ситуация, обусловленная дефицитом и дороговизной природного газа и мазута, а также неудовлетворительным техническим состоянием котельного оборудования, эксплуатируемого с низкими значениями коэффициентов полезного действия (КПД) [1]. Для повышения энергоэффективности котельных установок малой и средней мощности, работающих на газообразном топливе, авторы многих научно-исследовательских разработок предлагают использовать конденсационные технологии глубокой утилизации теплоты уходящих газов с охлаждением их ниже температуры точки росы, которые позволяют с минимальными капитальными и эксплуатационными затратами успешно решать задачи энергосбережения [2–8].

Авторами работы [9] предложен один из вариантов такой теплоутилизационной технологии в виде системы замкнутого типа «котел – теплоутилизаторы», в состав которой входят: паровой котел, конденсационный воздухоподогреватель (КВП) и конденсационный теплообменный аппарат (КТА) для нагрева сетевой воды системы горячего водоснабжения. КВП представляет собой регенеративный теплообменный аппарат с промежуточным шарообразным теплоносителем, КТА – рекуперативный аппарат поверхностного типа, сформированный из пакета труб с невысокими ребрами. Утилизационная система обладает высокой теплотехнической эффективностью. Например, для системы, разработанной на базе парового котла Е-1,0-09 ГЗ, повышение КПД системы по сравнению с КПД котла на 13,4 % дает возможность получить условную экономию природного газа в количестве 14,4 %.

В случае сохранения расхода природного газа на неизменном уровне в системе осуществляется нагрев 0,4192 кг/с (1509 кг/ч) воды от 10 °С до 49 °С и 0,3696 кг/с (1330 кг/ч) воздуха от 10 °С до 173 °С. Вода используется в системе горячего водоснабжения. Воздух подается в горелочные устройства котла и в газоотводящий

© А.В. Ефимов, А.Л. Гончаренко, О.В. Касилов, Л.В. Гончаренко, 2015

тракт для повышения температуры уходящих из теплоутилизаторов газов до 58 °С с целью защиты его от коррозии и разрушения. Конденсат с расходом 0,0294 кг/с (106 кг/ч) после дегазации может быть использован для подпитки котла или системы теплоснабжения, снижая затраты на водоподготовку.

Состояние и актуальность проблемы

Несмотря на то, что технологии глубокой утилизации теплоты уходящих газов применяются уже достаточно давно, проблема их совершенствования является насущной и актуальной, так как нерешенными остаются еще многие вопросы, оказывающие существенное влияние на технико-экономические и эксплуатационные показатели теплоутилизационных установок. Наиболее важными из них являются вопросы разработки надежных и достоверных методов расчета тепломассообмена в условиях конденсации водяных паров из парогазовых смесей, которые рассматривались в работах [2, 4, 7, 9]. В связи с этим с целью оценки степени совершенства разработанных методов расчета несомненный интерес представляют данные об изменении основных характеристик теплоутилизационной установки при ее эксплуатации на частичных нагрузках (то есть, в условиях переменного режима ее работы). Анализ литературных источников в этом направлении свидетельствует, что данному вопросу уделяется недостаточное внимание. При проведении наладочных работ и во время эксплуатации теплоутилизационных установок частичные нагрузки имели место, однако данные об изменении основных параметров и их анализ, как правило, не освещались в научных публикациях. Сложность анализа работы теплоутилизационной установки при частичных нагрузках обусловлена необходимостью проведения дорогостоящих экспериментальных исследований, или, в случае выполнения расчетного исследования, отсутствием или несовершенством компьютерных программ расчета теплоутилизационных систем, созданных на основе их математических моделей.

Постановка задачи

В процессе разработки системы «котел – теплоутилизаторы» нами была разработана компьютерная программа теплового расчета как системы в целом, так и ее основных элементов (КВП и КТА). Она позволяет рассчитывать различные варианты теплоутилизационных систем: созданных на основе паровых или водогрейных котлов; без байпаса дымовых газов или с байпасом их части мимо теплоутилизаторов; с использованием конструкций КВП дробепоточного или вращающегося типов; с поверхностью КТА, сформированной с помощью гладких или оребренных труб, расположенных горизонтально или вертикально. Тепловой расчет КТА выполняется позонно, при котором поверхность теплообмена разделяется на отдельные небольшие участки (зоны), в пределах которых основные параметры тепло- и массообмена принимаются постоянными. Краткое описание этой программы приведено в работе [10]. Наличие такой программы дает возможность проводить анализ работы теплоутилизационной системы при частичных эксплуатационных нагрузках, что и предлагается осуществить в настоящем исследовании.

Основная часть

В качестве объекта исследования рассмотрим вариант теплоутилизационной системы, в состав которой входят паровой котел Е-1,0-09 ГЗ и конденсационный теплообменный аппарат поверхностного типа. При этом часть уходящих из котла газов байпасируется мимо КТА в количестве, необходимом для обеспечения температуры газов на выходе из системы, равной 58 °С, с целью защиты газоотводящего тракта от коррозии. Как следует из литературных источников [2, 3, 6], такая система наиболее

часто применяется в коммунальной и промышленной теплоэнергетике.

В связи с байпасом части дымовых газов теплотехническая эффективность системы несколько снижается, однако она достаточно высока и в этом случае. При номинальной нагрузке КПД системы (при расчете по высшей теплоте сгорания топлива) составляет 92,7 %. Увеличение КПД системы по сравнению с КПД котла на 12,7 % позволяет экономить 13,8 % природного газа (или нагревать 0,39445 кг/с воды).

Исходными данными при выполнении расчетного исследования являются: расход топлива B , температура газов на входе в КТА $\vartheta_{Г1}$, коэффициенты избытка воздуха на входе и выходе КТА $\alpha_{ВХ}$ и $\alpha_{ВХ}$, потери теплоты от наружного охлаждения $q_{5КТА}^B$, величина присоса воздуха в КТА $\Delta\alpha_{КТА}$, а также конструктивные размеры КТА.

Формирование исходных данных осуществлялось путем выполнения теплового расчета котла при нагрузках, равных 100 %, 80 %, 60 % и 40 % от номинальной паропроизводительности D , с использованием рекомендаций по изменению потерь теплоты и присосов воздуха в газоходы котла, приведенных в [11]. В соответствии с данными этого расчета при снижении нагрузки котла температура уходящих из него газов $\vartheta_{Г1}$ (на входе в КТА) уменьшается, что, естественно, приводит к снижению потерь теплоты с уходящими газами $q_{2КА}^B$. Однако, в связи с ростом потерь теплоты от наружного охлаждения $q_{5КА}^B$, КПД котла $\eta_{КА}^B$ меняется незначительно (рис. 1). При этом, оптимальное его значение, равное 81,36 %, находится в области 60 % нагрузки котла (при 40 % и 80 % нагрузках $\eta_{КА}^B$ соответственно составляет 80,83 % и 80,80 %). Расчет потерь теплоты и КПД котла осуществлялся с использованием высшей теплоты сгорания топлива.

Так как температура точки росы на входе в КТА изменяется мало: при 100 % нагрузке она равна 55,99 °С, при 40 % – 54,82 °С (за счет присосов воздуха), то температура газов на входе в газоотводящий тракт была принята для всех нагрузок равной 58 °С.

В процессе выполнения расчетного исследования при сохранении общей площади поверхности теплообмена КТА (бесконденсационной и конденсационной) на неизменном уровне методом итераций были найдены значения температур газов на выходе из КТА $\vartheta_{Г2}$. При снижении нагрузки от 100 % до 40 % температура уходящих из КТА газов уменьшается от 35 °С до 19,72 °С практически по линейному закону (рис. 1).

Были определены также потеря теплоты с уходящими из системы газами $q_{2СИСТ}^B$ и КПД теплоутилизационной системы $\eta_{СИСТ}^B$. В связи с тем, что потеря $q_{2СИСТ}^B$ определяется с учетом повышения температуры газов на выходе из системы до 58 °С, ее зависимость от величины нагрузки имеет нелинейный характер. Установлено, что оптимальное значение $\eta_{СИСТ}^B = 92,94$ % находится в зоне 80 % нагрузки (при 60 % и 100 % нагрузках $\eta_{СИСТ}^B$ соответственно составляет 92,74 % и 92,70 %) (рис. 1). Повышение КПД системы по сравнению с КПД котла дает возможность при всех значениях нагрузки получать условную экономию топлива, однако, если при 100 % нагрузке она достигает 13,8 %, то при 40 % нагрузке она составляет 11,5 % (рис. 1).

Это обусловлено тем, что, наряду со снижением нагрузки на систему, увеличивается доля байпасируемых мимо КТА газов и, соответственно, снижается доля теплоты, выделяемая за счет конденсации водяного пара из парогазовой смеси, при

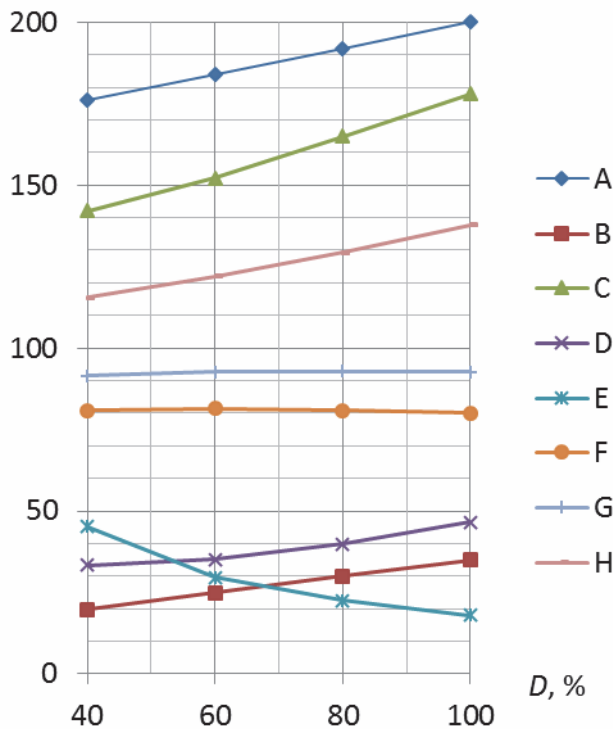


Рис. 1 – Зависимость теплофизических и технико-экономических характеристик от эксплуатационной нагрузки системы:
 $A - \vartheta_{Г1}, ^\circ\text{C}$; $B - \vartheta_{Г2}, ^\circ\text{C}$; $C - q_{2КА}^B \cdot 10, \%$;
 $D - q_{2СИСТ}^B \cdot 10, \%$; $E - q_{5КА}^B \cdot 10, \%$; $F - \eta_{КА}^B, \%$;
 $G - \eta_{СИСТ}^B, \%$; $H - \Delta B \cdot 10, \%$

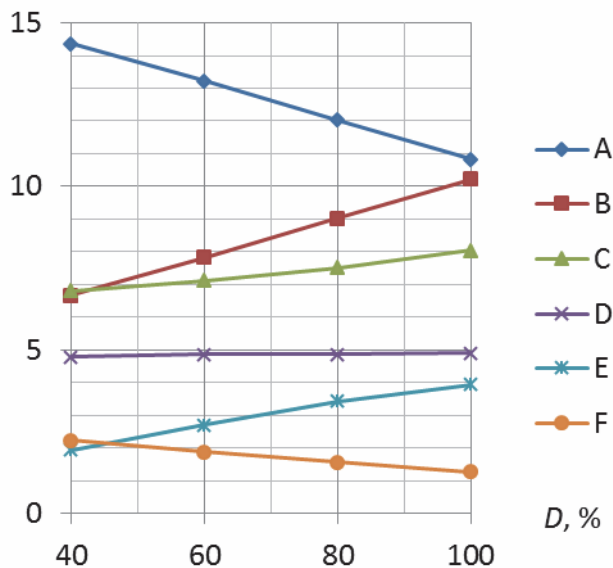


Рис. 2 – Зависимость конструктивных и теплофизических характеристик от эксплуатационной нагрузки системы:
 $A - H_{КА}, \text{м}^2$; $B - H_{СУХ}, \text{м}^2$; $C - t_{Г.ВОД}^{СУХ} \cdot 10^{-1}, ^\circ\text{C}$;
 $D - t_{ВОД} \cdot 10^{-1}, ^\circ\text{C}$; $E - G_{ВОД} \cdot 10, \text{кг/с}$; $F - r_{БАЙП} \cdot 10$

100 % нагрузке доля байпасируемых газов $r_{БАЙП} = 0,127$, при 40 % нагрузке $r_{БАЙП} = 0,224$ (рис. 2). Снижение нагрузки котла, а также увеличение количества байпасируемых газов естественно влечет за собой уменьшение расхода нагреваемой в КТА воды $G_{ВОД}$ и температуры ее подогрева в бесконденсационной («сухой») зоне КТА $t_{Г.ВОД}^{СУХ}$ при практически неизменном уровне нагрева воды в конденсационной зоне КТА $t_{ВОД}$ (рис. 2). При этом происходит перераспределение «сухой» и конденсационной зон поверхности теплообмена КТА (при сохранении общей поверхности на уровне $21,08 \text{ м}^2$): конденсационная часть $H_{КА}$ увеличивается от $10,83 \text{ м}^2$ при 100 % нагрузке до $14,37 \text{ м}^2$ при 40 % нагрузке; «сухая» часть $H_{СУХ}$ соответственно уменьшается от $10,22 \text{ м}^2$ до $6,68 \text{ м}^2$.

Несомненный интерес представляют данные об изменении теплофизических характеристик вдоль поверхности теплообмена в конденсационной зоне КТА, полученных с помощью позонного теплового расчета. С этой целью в качестве примера выполнено их сравнение при 100 % и 60 % нагрузках. В результате расчета установлено, что вдоль поверхности теплообмена в обоих случаях происходят нелинейные изменения количества выделяющейся в процессе конденсации водяного пара из парогазовой смеси теплоты Q , плотности теплового потока q , температуры парогазовой смеси $\vartheta_{СМ}$ и других теплофизических параметров (рис. 3).

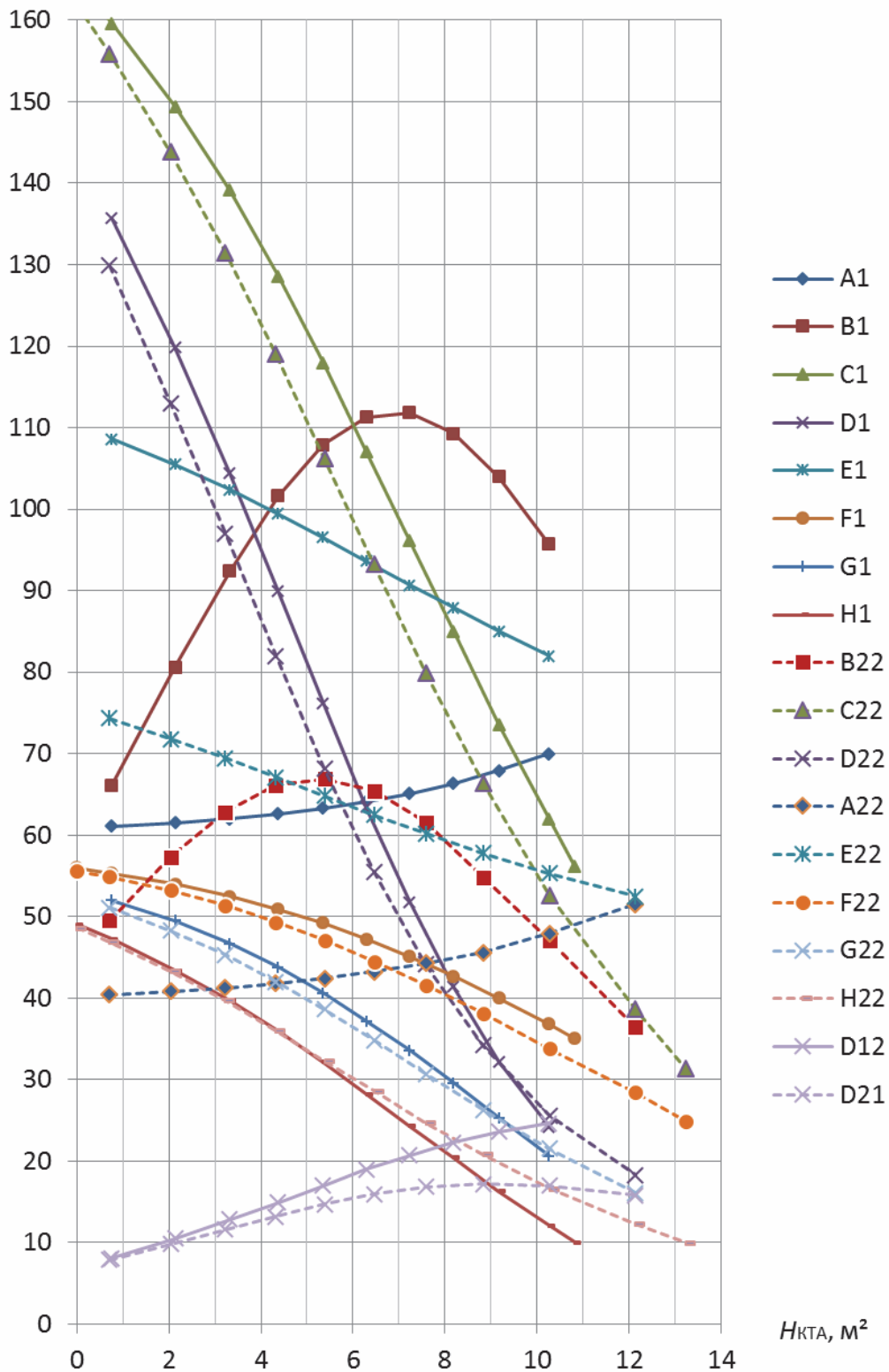


Рис. 3 – Сравнение теплофизических параметров вдоль поверхности теплообмена конденсационной зоны КТА при 100 % и 60 % нагрузках:

A1, A22 – $Q \cdot 10$, кВт; B1, B22 – $q \cdot 10$, кВт/м²; C1, C22 – $p_{II} \cdot 10^{-4}$, Па;

D1, D22 – $p_{ГР} \cdot 10^{-4}$, Па; E1, E22 – $\beta_p \cdot 10^{-8}$, м²/с; F1, F22 – ϑ_{CM} , °С; G1, G22 – $t_{ГР}$, °С;

H1, H22 – $t_{ВОД}$, °С; D12, D21 – Δt_{KTA} ; ----- 100%; - - - - - 60%

При этом, если изменение Q происходит почти эквидистантно, то зависимость $q = f(H_{\text{КТА}})$ имеет более пологий характер и максимум величины q смещается в сторону меньших значений $H_{\text{КТА}}$. Это объясняется перераспределением характера изменения температуры парогазовой смеси $\vartheta_{\text{СМ}}$, парциальных давлений водяного пара $p_{\text{П}}$ и на границе раздела фаз $p_{\text{ГР}}$, коэффициента массоотдачи $\beta_{\text{Р}}$ при относительно небольших отличиях в температурах на границе раздела фаз $t_{\text{ГР}}$ и нагреваемой воды $t_{\text{ВОД}}$ вдоль $H_{\text{КТА}}$, а также увеличением $H_{\text{КТА}}$ (рис. 3). Это и определяет характер зависимости $q = f(H_{\text{КТА}})$, так как q , $p_{\text{ГР}}$ и $t_{\text{ГР}}$ в каждом из отдельных участков КТА находятся методом последовательных приближений путем совместного решения таких уравнений:

$$q_i = \beta_{\text{Р}i} \cdot [r_i + c_{\text{К}i} (\vartheta_{\text{СМ}i}^{\text{ВХ}} - \vartheta_{\text{СМ}i}^{\text{ВХ}})] \cdot (p_{\text{П}i} - p_{\text{ГР}i}) + \alpha_{\text{Г}i} (\vartheta_{\text{СМ}i} - t_{\text{ГР}i}) = K'_i \cdot (t_{\text{ГР}i} - t_{\text{ВОД}i});$$

$$p_{\text{С}i} = f(t_{\text{С}i}),$$

где i – номер участка, $i = 1, 2, 3, \dots, n$; n – количество расчетных участков; j – номер границы участка, $j = 1, 2, 3, \dots, n - 1$; r – удельная теплота парообразования; $c_{\text{К}}$ – удельная массовая теплоемкость конденсата; $\vartheta_{\text{СМ}}^{\text{ВХ}}$, $\vartheta_{\text{СМ}}^{\text{ВХ}}$ – температуры парогазовой смеси на входе и выходе i – того участка; $\alpha_{\text{Г}}$ – коэффициент теплоотдачи от парогазовой смеси к поверхности пленки конденсата; K' – коэффициент теплопередачи от пленки конденсата к охлаждающей воде; $p_{\text{С}}$ и $t_{\text{С}}$ – парциальное давление и температура водяного пара на линии насыщения.

За счет снижения нагрузки на систему со 100 % до 60 % и увеличения доли байпасируемых газов уменьшается объем дымовых газов и, соответственно, снижается скорость движения парогазовой смеси в КТА, что приводит к снижению коэффициента теплопередачи. Уменьшается также температурный напор $\Delta t_{\text{КТА}}$ (рис. 3, D21). Это влечет за собой, как указывалось ранее, повышение площади поверхности теплообмена в конденсационной зоне КТА $H_{\text{КТА}}$ с 10,83 м² до 13,23 м². В бесконденсационной («сухой») зоне КТА, несмотря на снижение коэффициента теплопередачи $K_{\text{КТА}}^{\text{СУХ}}$ со 128 Вт/(м²·К) до 85,7 Вт/(м²·К) и температурного напора $\Delta t_{\text{КТА}}^{\text{СУХ}}$ с 39,7 °С до 38,0 °С, существенно уменьшается количество теплоты $Q_{\text{СУХ}}$ (с 51,9 кВт до 25,8 кВт), что и приводит к уменьшению площади поверхности теплообмена в «сухой» зоне КТА $H_{\text{СУХ}}$ с 10,22 м² до 7,82 м² (рис. 2).

Выводы

Расчетное исследование позволило получить новые данные о характере изменения теплофизических и технико-экономических характеристик системы глубокой утилизации теплоты уходящих из котлов газов при ее эксплуатации в условиях переменного режима работы. Интересными при этом являются сведения об увеличении доли поверхности теплообмена КТА, в которой осуществляется конденсация водяного пара из дымовых газов, а также данные об изменении основных параметров вдоль поверхности теплообмена в конденсационной зоне КТА при снижении нагрузки на теплоутилизационную систему.

Подтверждены высокая надежность и достоверность предложенных методов расчета тепломассообмена в условиях конденсации водяных паров из парогазовых смесей и созданной на их основе компьютерной программы.

Список літератури: 1. Долінський, А. А. Основні положення концепції Національної стратегії теплозабезпечення населених пунктів України [Текст] / А. А. Долінський, Б. І. Басок, Є. Т. Базеев, Г. П. Кучин // Промышленная теплотехника. – 2009. – Т. 31, № 4. – С. 68–77. – ISSN 0204-3602. 2. Аронов, И. З. Контактный нагрев воды продуктами сгорания природного газа [Текст] / И. З. Аронов. – Ленинград Недр (Ленинградское отделение), 1990. – 280 с. 3. Фиалко, Н. М. Эффективность систем утилизации теплоты отходящих газов энергетических установок различного типа [Текст] / Н. М. Фиалко, Ю. В. Шеренковский, А. И. Степанова, Р. А. Навродская, П. К. Голубинский, М. А. Новаковский // Промышленная теплотехника. – 2008. – № 3. – С. 68–76. 4. Гаряев, А. Б. Совершенствование методов расчета аппаратов и установок для глубокой утилизации теплоты влажных газов и разработка мер по повышению эффективности ее использования [Текст] : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.14.04 / Гаряев Андрей Борисович. – М., 2010. – 40 с. 5. Стивен Коллинз. Утилизация тепла с очисткой дымовых газов. [Текст] / Коллинз Стивен // Мировая электроэнергетика. – 1994. – № 4. – С. 15–18. 6. Кудинов, А. А. Энергосбережение в газифицированных котельных установках путём глубокого охлаждения продуктов сгорания [Текст] / А. А. Кудинов, В. А. Антонов, Ю. Н. Алексеев // Теплоэнергетика. – 2000. – № 1. – С. 59–61. 7. Кузма-Китча, Ю. А. Интенсификация теплообмена при конденсации водяных паров из уходящих дымовых газов [Текст] / Ю. А. Кузма-Китча, Д. Ю. Бухонов, Ю. В. Борисов // Теплоэнергетика. – 2007. – № 3. – С. 39–42. 8. Sullivan, R. E. The Timken Company's Canton plant utilizes a condensing heat exchanger to recover boiler stack heat to preheat makeup water [Текст] / R. E. Sullivan // II ASHRAE J. – 1985. – V. 27. – № 3. – P. 73-75. 9. Ефимов, А. В. Математическая модель системы «котел–теплоутилизатор» [Текст] / А. В. Ефимов, А. Л. Гончаренко // Информатика и моделирование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. научн. трудов. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2010. – № 21. – С. 76–87. 10. Ефимов, А. В. Выбор оптимальных параметров теплоносителей при разработке системы глубокой утилизации теплоты уходящих из котельных агрегатов газов [Текст] / А. В. Ефимов, А. Л. Гончаренко, О. В. Касилов, Л. В. Гончаренко // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2014. – № 3. – С. 2–11. – ISSN 2218-1849. 11. Тепловой расчет котлов (нормативный метод) [Текст] / Под ред. С. И. Мочана. – 3-е изд., перераб. и дополн. – Санкт-Петербург, 1998. – 257 с.

Bibliography (transliterated): 1. Dolinskiy, A. A., et al. "Osnovni polozhennja koncepcii 'Nacional'noi strategii' teplozabezpechennja naselennyh punktiv Ukrainy [The main provisions of the concept of National strategy of heat supply of settlements of Ukraine]." *Promyshlennaja teplotehnika* 31.4 (2009): 68–77. ISSN 0204-3602. Print. 2. Aronov, I. Z. *Kontaktnyj nagrev vody produktami sgoranija prirodnogo gaza [Contact heating water by products of combustion of natural gas]*. Leningrad : Nedra (Leningradskoe otdelenie), 1990. Print. 3. Fialko, N. M., et al. "Jefferktivnost' sistem utilizacii teploty othodjashhih gazov jenergeticheskikh ustanovok razlichnogo tipa [The efficiency of heat recovery systems flue gases of power plants of various types]." *Promyshlennaja teplotehnika* 3 (2008): 68–76. 4. Garjaev, A. B. *Sovershenstvovanie metodov rascheta apparatov i ustanovok dlja glubokoj utilizacii teploty vlaznyh gazov i razrabotka mer po povysheniju jefferktivnosti ee ispol'zovanija. [Improving methods of calculating machines and installations for deep wet gas heat recovery and the development of measures to improve the efficiency of its use]*. Avtoref. dis. ... d-ra tehn. nauk. Moscow, 2010. Print. 5. Stiven Kollinz. "Utilizacija tepla s ochistkoj dymovyh gazov [Recycling of heat from the flue gas cleaning]." *Mirovaja jelektrojenergetika* 4 (1994): 15–18. Print. 6. Kudinov, A. A., V. A. Antonov and Ju. N. Alekseev. "Jenergoberezhenie v gazificirovannyh kotel'nyh ustanovkah putjom glubokogo ohlazhdenija produktov sgoranija [Energy saving in boilers gasified by deep cooling of the combustion products]." *Teplojenergetika* 1 (2000): 59–61. Print. 7. Kuzma-Kitcha, Ju. A., D. Ju. Buhonov and Ju. V. Borisov. "Intensifikacija teploobmena pri kondensacii vodjanyh parov iz uhodjashhih dymovyh gazov [Heat transfer during condensation of water vapor from the flue gases]." *Teplojenergetika* 3 (2007): 39–42. Print. 8. Sullivan, R. E. "The Timken Company's Canton plant utilizes a condensing heat exchanger to recover boiler stack heat to preheat makeup water." *II ASHRAE J.* 27.3 (1985): 73-75. Print. 9. Efimov, A. V., and A. L. Goncharenko. "Matematicheskaja model' sistemy "kotel–teploutilizator" [Mathematical model of the system "boiler-heat exchanger]." *Informatika i modelirovanie. Vestnik NTU «KhPI»: sb. nauchn. trudov.* Vol. 21. Kharkiv : NTU «KhPI», 2010. 76–87. Print. 10. Efimov A. V., et al. "Vybor optimal'nyh parametrov teplonositelej pri razrabotke sistemy glubokoj utilizacii teploty uhodjashhih iz kotel'nyh agregatov gazov [Choice of optimal parameters in system design coolants deep heat recovery from flue gases of boilers]." *Jenergoberezhenie. Jenergetika. Jenergoaudit* 3 (2014): 2–11. ISSN 2218-1849. Print. 11. *Teplovoj raschet kotlov (normativnyj metod) [Thermal design of boilers (standard method)]*. Ed. S. I. Mochan. St. Petersburg, 1998.

Поступила (received) 08.11.2014