

А.В. ЕФИМОВ, д-р техн. наук, профессор, зав. кафедрой НТУ "ХПИ" (г. Харьков),
А.Л. ГОНЧАРЕНКО, аспирант НТУ "ХПИ" (г. Харьков)

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СИСТЕМЫ "КОТЕЛ – ТЕПЛОУТИЛИЗАТОР"

Предложена математическая модель системы "котел – конденсационный воздухоподогреватель – конденсационный теплообменный аппарат", предназначенной для глубокой утилизации теплоты продуктов сгорания газообразного топлива, уходящих из котлов в окружающую среду (охлаждение ниже температуры точки росы). На основе математической модели разработан программный комплекс. Библиогр.: 21 назв.

Ключевые слова: математическая модель, система, глубокая утилизация теплоты, продукты сгорания газообразного топлива, котел, окружающая среда, программный комплекс.

Постановка проблемы. В настоящее время в Украине уровень энергопотребления на единицу валового национального продукта существенно выше, чем в передовых промышленно развитых странах [1]. По оценкам экономистов это превышение составляет более 45%, что свидетельствует о наличии большого энергосберегающего потенциала в топливно-энергетическом комплексе страны. Так как доля выработки теплоты в общем энергетическом балансе Украины составляет 55%, из которых 40% приходится на котельные жилищно-коммунального хозяйства, то в условиях острого дефицита и дороговизны природного газа и мазута важной и актуальной задачей является разработка и внедрение малозатратных быстроокупаемых энергосберегающих технологий.

Коэффициент полезного действия (КПД) котлов, работающих на природном газе и мазуте, составляет 85 – 92% (при расчете по низшей теплоте сгорания топлива). Основной причиной низкого значения КПД является потеря теплоты с уходящими газами. При температуре уходящих газов 120 – 200°C она составляет 6 – 12%. Одним из перспективных и эффективных способов снижения этой потери является глубокая утилизация теплоты уходящих газов, осуществляемая путем их охлаждения до температур, лежащих ниже точки росы [2 – 5]. При этом выделяется большое количество низкопотенциальной теплоты как за счет охлаждения продуктов сгорания топлива, так и за счет конденсации из них водяных паров. Такая теплотехнология позволяет существенно повысить коэффициент использования топлива и улучшить экологические показатели за счет снижения выбросов в окружающую среду теплоты, оксидов азота и углекислоты. К достоинствам ее следует также отнести возможность использования конденсата в качестве подпиточной воды для котлов и систем теплоснабжения [6, 7].

Характерной особенностью внедрения технологий глубокой утилизации теплоты уходящих газов при модернизации и реконструкции существующих котлов является зависимость оценки эффективности разработанных теплоутилизационных устройств от конкретных схемных решений по рациональному использованию утилизируемой теплоты. Эта теплота в общем случае может быть использована в системах отопления, горячего водоснабжения, вентиляции, кондиционирования воздуха, получения конденсата и т.п. Большое разнообразие конкретных специально разработанных схем утилизации теплоты [2, 3, 5, 8, 9], требует применения соответствующего теплоутилизационного оборудования: теплообменных аппаратов контактного, контактно-поверхностного, поверхностного типов. При этом основным критерием оценки эффективности утилизации теплоты в этих схемах является коэффициент использования топлива, т.е. его экономия. В приведенных схемах, как правило, не рассматриваются вопросы негативного обратного влияния снижения расхода топлива на теплотехнические показатели котла (ухудшаются условия теплообмена в поверхностях нагрева котла за счет снижения скоростей движения газов, что равнозначно его эксплуатации при частичных нагрузках).

В соответствии с вышеприведенным наиболее приемлемым решением является объединение котла и теплоутилизационных устройств в единую замкнутую систему при условии сохранения расхода топлива на прежнем уровне. Эффективность утилизации теплоты при этом следует оценивать по повышению КПД системы и дополнительной выработке теплотехнической продукции (воздуха, воды, конденсата).

Задача в такой постановке может быть решена путем разработки математической модели замкнутой системы "котел – теплоутилизатор" с использованием последних достижений в области глубокой утилизации теплоты продуктов сгорания газообразного топлива в котлах небольшой и средней мощности.

Анализ литературы. При формировании системы "котел – теплоутилизатор" необходимо решить ряд проблем, присущих технологии глубокой утилизации теплоты уходящих газов котельных установок, о чем свидетельствуют многочисленные исследования, например, [2 – 5, 8 – 10]: выбор наиболее эффективного типа теплоутилизационного устройства; принятие специальных мер по защите теплоутилизатора, газоотводящего тракта и дымовой трубы от коррозии и разрушения; обеспечение высокого качества конденсата; разработка надежных методов тепловых расчетов теплообменного оборудования, работающего в условиях конденсации водяных паров из парогазовых смесей (продуктов сгорания топлива).

Анализ литературных источников свидетельствует, что требования к теплоутилизационным аппаратам существенно отличаются от требований, предъявляемых к традиционному котельному оборудованию, в связи с необходимостью обеспечения высокой компактности, низкой

материалоемкости, высокой надежности, антикоррозийной стойкости, низких капитальных и эксплуатационных затрат и пр. В последнее время за рубежом и в Украине [3 – 5, 7] нашли широкое применение конденсационные теплоутилизаторы поверхностного типа, в которых в качестве поверхности нагрева используются оребренные трубы (биметаллические и др.) термосифоны, пластинчатые поверхности и т.п. Это обусловлено тем, что по сравнению с контактными теплообменниками они более надежны в эксплуатации, технологичны в изготовлении, обеспечивают возможность нагрева воды выше температуры мокрого термометра при отличном ее качестве, обладают высокой интенсивностью теплообмена.

Низкопотенциальная теплота, полученная в результате утилизации, может быть использована для нагрева сырой воды химводоочисток при подготовке питательной и подпиточной воды для котлов и тепловых сетей, воды для технологических нужд промышленных предприятий, сетевой воды систем отопления и горячего водоснабжения, а также дутьевого воздуха для котлов, отопительно-вентиляционных систем и т.п. [4, 8]. Для нагрева холодной подпиточной воды для паровых котлов и систем теплоснабжения требуется существенно меньшее количество теплоты, чем ее может быть получено в процессе утилизации [4]. Поэтому более заманчивой является идея использования в качестве подпиточной воды конденсата, получаемого из продуктов сгорания природного газа [6, 7]. Использование утилизируемой теплоты в системах отопления ограничивается предварительным подогревом сетевой воды перед подачей ее в водогрейный котел, а также периодичностью работы тепловых сетей. При этом КПД утилизационной системы повышается незначительно (на 3 – 6%). Более эффективным является нагрев воды с температурой 5 – 15°C в системах горячего водоснабжения. Для устранения суточной периодичности потребления воды достаточно эффективным является применение баков-аккумуляторов. В этом случае повышение КПД системы может составлять 10 – 15%.

Такая же проблема возникает при нагреве холодного воздуха, так как при конденсации водяных паров из продуктов сгорания топлива выделяется такое большое количество теплоты, для отвода которого требуется более чем в 5 раз больший расход воздуха, чем это необходимо для организации процесса сжигания топлива в котле. При этом имеет место более низкая эффективность теплоутилизационных схем нагрева воздуха по сравнению с нагревом воды. Однако, как отмечают авторы работы [3], это компенсируется стабильной годовой нагрузкой и возможностью интенсификации процесса теплообмена.

Проблема, связанная с обеспечением надежности газоотводящего тракта и дымовой трубы, вызвана низкой температурой и высокой относительной влажностью (95 – 100%) отводимых из утилизационной системы в окружающую среду продуктов сгорания топлива. Применение коррозионностойких материалов для изготовления газоходов и дымовых труб (например, пластиков) или покрытий является дорогостоящим мероприятием.

Существуют более простые экономически обоснованные решения. Для исключения конденсации остаточных (несконденсировавшихся) водяных паров в газоотводящем тракте необходимо, чтобы температура его поверхности была выше точки росы. Это можно обеспечить [9, 11] путем повышения температуры уходящих газов за счет подмешивания к ним части байпасируемых мимо утилизатора дымовых газов или горячего воздуха, а также за счет нагрева в теплообменнике. Авторы этих работ сделали вывод о том, что наиболее эффективным является смешение уходящих газов с горячим воздухом.

Еще одной серьезной проблемой является необходимость нейтрализации кислого конденсата ($\text{pH} = 4,5 - 6$). Нейтрализация конденсата наиболее просто может быть осуществлена в деаэрационной установке котельной либо (при ее отсутствии) в специальных дегазаторах [2, 4, 5].

Цель статьи – разработка математической модели системы "котел – теплоутилизатор", позволяющей решить вышеперечисленные проблемы и осуществить оценку эффективности глубокой утилизации теплоты уходящих из котлов продуктов сгорания топлива.

В качестве объекта исследования рассмотрим систему "котел – КВП – КТА" для котельного агрегата, не имеющего в своем составе воздухоподогревателя. Теплоутилизационная часть данной системы состоит из КВП, в котором происходит охлаждение всех продуктов сгорания топлива до точки росы без конденсации водяных паров и их части ниже точки росы с конденсацией водяных паров, и КТА, в котором осуществляется охлаждение ниже точки росы оставшейся части продуктов сгорания топлива с конденсацией водяных паров. В качестве КВП предлагается использовать теплообменный аппарат с циркулирующим промежуточным шарообразным теплоносителем. Таким теплоносителем могут быть шары диаметром 4 – 15 мм, изготовленные из стекла, керамики, стали, чугуна, алюминия и т. п. Основным достоинством КВП такого типа является высокая компактность, так как удельная поверхность теплообмена в этом случае составляет 850 – 250 м²/м³. Конструктивно КВП может быть выполнен дробепоточным или вращающимся.

КТА поверхностного типа представляет собой пакет труб с невысокими (1 – 2 мм) ребрами (интенсификаторами теплообмена) или гладкотрубный пакет, изготовленный из нержавеющей стали. Такая конструкция обусловлена, в первую очередь, высокими значениями коэффициентов теплопередачи при конденсации водяных паров из продуктов сгорания топлива, которые, как показывают экспериментальные и теоретические исследования [4, 12], достигают 300 – 400 Вт/м²К. Во вторых, предлагаемые многими исследователями в качестве эффективной теплоутилизационной поверхности биметаллические трубы с алюминиевыми ребрами высотой 10 – 15 мм, кроме дороговизны обладают рядом недостатков, а именно: из-за большого температурного напора между основанием и вершиной ребра (10°С и более)

возможен бесконденсационный режим теплообмена, так как температура вершины ребра может превышать точку росы (ограничивается тем самым температурный предел нагрева воды); из-за опасности возникновения коррозии, основная труба должна быть изготовлена из нержавеющей стали; межреберное пространство может быть затоплено конденсатом (предлагаются даже специальные меры защиты от этого) [5, 13].

Целесообразность применения системы с двумя теплоутилизационными аппаратами вместо одного, несмотря на увеличение капитальных и эксплуатационных затрат, обусловлена необходимостью решения таких задач, как обеспечение максимально возможной степени утилизации теплоты уходящих газов (отсутствует байпас газов), улучшение процесса горения топлива за счет подачи горячего воздуха в топку котла, защита газоотводящего тракта и дымовой трубы от коррозии и разрушения путем смешения уходящих из теплоутилизаторов газов с горячим воздухом; снижение расхода нагреваемой воды за счет использования части утилизируемой теплоты для нагрева воздуха.

Решение поставленной задачи осуществлялось комплексно с привлечением современной вычислительной техники: на основе математической модели разработан пакет программ, выполнен большой объем численного эксперимента, проведены обработка и анализ его результатов.

Математическая модель системы "котел – КВП – КТА" содержит следующие блоки. **Блок 1.** Формирование исходных данных. **Блок 2.** Расчет объемов и влагосодержаний продуктов сгорания топлива. **Блок 3.** Расчет температур точки росы, нагрева воздуха, шарообразного теплоносителя. **Блок 4.** Расчет энтальпий продуктов сгорания топлива и воздуха. **Блок 5.** Расчет коэффициента избытка воздуха и относительной влажности смеси газов и воздуха. **Блок 6.** Тепловой баланс системы, КПД и расход топлива. Расчет температуры нагрева и расхода воды в КТА и температуры нагрева воздуха в конденсационной зоне КВП. **Блок 7.** Тепловой расчет КТА. **Блок 8.** Тепловой расчет КВП. **Блок 9.** Аэродинамические расчеты. **Блок 10.** Обработка и анализ результатов расчетов.

Рассмотрим особенности каждого из этих блоков.

Блок 1. В качестве исходных данных используются результаты теплового расчета парового или водогрейного котельных агрегатов и задаются температуры продуктов сгорания топлива на входе $\vartheta_{г1}$ и на выходе $\vartheta_{г2}$ теплоутилизационных устройств, температуры холодного воздуха $t_{хв}$ и холодной воды $t_{хвод}$, температура шарообразного теплоносителя на входе в КВП $t_{шп}$, температура смеси продуктов сгорания топлива и горячего воздуха $\vartheta_{см}$. Задаются также теплофизические параметры теплоносителей, величины присосов воздуха, скорости движения теплоносителей.

Блок 2. Определяются составы продуктов сгорания топлива и влагосодержания их на входе и выходе КВП и КТА. Расчет объемов продуктов

сгорания топлива осуществляется по методу, изложенному в [14], т. е. на 1 м^3 топлива. Влагосодержание газов определяется по формуле

$$d = M_{\text{п}} \cdot p_{\text{в.п}} / M_{\text{с.г}} \cdot (P - p_{\text{в.п}}), \quad (1)$$

где $M_{\text{п}}, M_{\text{с.г}}$ – молекулярные массы водяного пара и сухих продуктов сгорания топлива; P – давление продуктов сгорания топлива; $p_{\text{в.п}}$ – парциальное давление водяного пара при соответствующей температуре и 100% относительной влажности продуктов сгорания топлива, которое определяется с помощью аналитической зависимости парциального давления насыщенного пара от температуры насыщения $p_{\text{н}} = f(\vartheta_{\text{н}})$ (программа "Rosa").

Блок 3. Определение температуры точки росы $\vartheta_{\text{р}}$ сопряжено с некоторыми затруднениями, так как получение аналитической зависимости $\vartheta_{\text{н}} = f(p_{\text{н}})$ регулярными методами математики представляет собой довольно трудную задачу. Поэтому расчет $\vartheta_{\text{р}}$ осуществляется методом последовательных итераций с использованием зависимости $p_{\text{н}} = f(\vartheta_{\text{н}})$. С этой целью первоначально задаются значения температур в окрестности предполагаемого значения точки росы, определяются соответствующие этим температурам парциальные давления водяных паров с помощью программы "Rosa" и путем интерполяции находится искомое значение точки росы.

Температуры горячего воздуха и шарообразного теплоносителя на выходе из КВП определяются по методу, приведенному в [15], в основу которого положены коэффициенты эффективности нагрева и охлаждения теплоносителей в зависимости от отношения их водяных эквивалентов и числа единиц переноса теплоты. Метод реализован в виде программы "Temp".

Блок 4. Расчет энтальпий продуктов сгорания топлива и воздуха осуществляется в соответствии с рекомендациями [14] на 1 м^3 газообразного топлива. Расчеты выполняются с помощью программ "Gaz" и "Vozd", в которых определение удельных энтальпий углекислого газа, водяного пара и влажного воздуха осуществляется с помощью полиномов пятой степени.

Блок 5. Для защиты газоотводящего тракта и дымовой трубы от разрушения температура уходящих из КВП и КТА газов повышается до $\vartheta_{\text{см}}$ за счет подмешивания к ним горячего воздуха. С этой целью в КВП предусматривается нагрев части воздуха, необходимого для смешения с газами. Коэффициент избытка воздуха в смеси $\alpha_{\text{см}}$ по отношению к теоретически необходимому в этом случае определяется методом последовательных приближений с использованием уравнения смешения. Относительная влажность смеси оценивается так $\varphi_{\text{см}} = p_{\text{в.п}}^{\text{см}} / p_{\text{в.п}}$, где $p_{\text{в.п}}^{\text{см}}$ – парциальное давление водяного пара в ней, а $p_{\text{в.п}}$ – парциальное давление водяного пара в продуктах сгорания топлива при температуре $\vartheta_{\text{см}}$.

Блок 6. Уравнение теплового баланса системы записывается следующим образом [14]:

$$Q_p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6, \quad (2)$$

где Q_p – располагаемая теплота на 1 м^3 газообразного топлива, $Q_p = Q_H^C$; Q_H^C – низшая теплота сгорания топлива; Q_1 – полезно используемая теплота в системе: $Q_1 = Q_{K,a} + Q_{CVX} + Q_{K,3}$; $Q_{K,a}$ – полное количество теплоты, полезно используемое в паровом (водогрейном) котле; Q_{CVX} , $Q_{K,3}$ – количества теплоты, выделившиеся в бесконденсационной ("сухой") зоне КВП и в конденсационных зонах КВП и КТА; $Q_{CVX} = \varphi \cdot (I_{Г1} - I_{ГР})$, где $\varphi = 1 - q_5 / (\eta_c + q_5)$ – коэффициент сохранения теплоты; $I_{Г1}, I_{ГР}$ – энтальпии продуктов сгорания топлива на входе в КВП и при температуре точки росы; $Q_{K,3} = \varphi \cdot Q_K$; Q_2, Q_3, Q_4, Q_5, Q_6 – потери теплоты: с уходящими газами, от химического недожога, от механической неполноты сгорания топлива, от наружного охлаждения, с конденсатом.

Количество теплоты, выделяющееся в конденсационных частях КВП и КТА, определяется следующим образом:

$$Q_K = Q_a + Q_b + Q_c, \quad (3)$$

где Q_a – количество теплоты, выделяющееся при конденсации водяного пара и охлаждении конденсата; Q_b – количество теплоты, выделяющееся при охлаждении неконденсирующихся газов; Q_c – количество теплоты, выделяющееся при охлаждении неконденсировавшегося водяного пара.

Составляющие уравнения (3) определяются по формулам

$$\begin{aligned} Q_a &= (V_{C,Г}^{BX} \cdot \rho_{C,Г}^{BX} \cdot d_{BX} - V_{C,Г}^{YX} \cdot \rho_{C,Г}^{YX} \cdot d_{YX}) \cdot [r + c_{\text{вод}}(t_P - \vartheta_{Г2})]; \\ Q_b &= (V_{C,Г}^{BX} \cdot \rho_{C,Г}^{BX} \cdot t_P - V_{C,Г}^{YX} \cdot \rho_{C,Г}^{YX} \cdot \vartheta_{Г2}) \cdot c_{C,Г}; \\ Q_c &= V_{H_2O}^{YX} \cdot \rho_{H_2O} \cdot c_{B,П} \cdot (t_P - \vartheta_{Г2}), \end{aligned} \quad (4)$$

где r – удельная теплота фазового перехода; $c_{\text{вод}}, c_{C,Г}, c_{B,П}$ – теплоемкости конденсата, сухих газов, водяного пара; ρ_{H_2O} – плотность водяного пара.

Несмотря на то, что при конденсации водяных паров из продуктов сгорания топлива более логичным было бы определение потерь теплоты с уходящими газами осуществлять по высшей теплоте сгорания топлива Q_B^C , как это принято за рубежом и в некоторых случаях у нас в стране, в настоящей модели эта и другие потери теплоты отнесены к низшей теплоте сгорания

топлива Q_H^C . Такое решение является вполне правомерным. Оно было принято в связи с тем, что в Украине традиционно тепловые расчеты котельных агрегатов выполняются по низшей теплоте сгорания топлива и при этом нет необходимости осуществлять пересчет потерь теплоты по Q_B^C . При расчете теплового баланса теплоутилизационной системы по Q_H^C потеря теплоты с уходящими газами становится отрицательной и ее КПД может превышать 100%.

Потеря теплоты с уходящими газами определяется по формуле

$$q_2 = Q_2 \cdot 100\% / Q_H^C = \{ (I_{CM} - Q_K - [(\alpha_{CM} - \beta') \cdot I_{ПРС} - \beta' I_{ХВ}] \cdot (100 - q_4) \} / Q_H^C, \quad (5)$$

где I_{CM} – энтальпия смеси уходящих газов и горячего воздуха; β' – отношение количества воздуха на входе в воздушный тракт к теоретически необходимому; $I_{ПРС}$ – энтальпия воздуха, присасываемого в газоходы системы; $I_{ХВ}$ – энтальпия теоретически необходимого количества воздуха на входе в воздушный тракт; $q_4 = Q_4 \cdot 100 / Q_H^C$ – потеря теплоты от механической неполноты сгорания топлива, при сжигании газа $q_4 = 0$.

Следует отметить, что очень часто при определении потери q_2 вместо I_{CM} в формулу (5) подставляют энтальпию уходящих из теплоутилизатора газов (без учета повышения их температуры выше точки росы), что приводит к завышенному значению КПД.

Потеря теплоты с химическим недожогом $q_3 = Q_3 \cdot 100 / Q_H^C$ берется из теплового баланса котла. Потеря теплоты от наружного охлаждения $q_5 = Q_5 \cdot 100 / Q_H^C$ определяется в соответствии с рекомендациями [14]. Потеря теплоты с конденсатом, удаляемым из теплоутилизаторов (многими исследователями не учитывается), определяется так: $q_6 = I_{конд} \cdot 100 / Q_H^C$, где

$$I_{конд} = (V_{сг}^{вх} \cdot \rho_{сг}^{вх} \cdot d_{вх} - V_{сг}^{yx} \cdot \rho_{сг}^{yx} \cdot d_{yx}) \cdot c_{вод} \cdot \vartheta_{г2}.$$

КПД системы "котел – КВП – КТА" определяется как

$$\eta_C = 100 - q_2 - q_3 - q_4 - q_5 - q_6. \quad (6)$$

Расход топлива, подаваемого в систему, определяется по формуле

$$B_C = Q_{к.а} \cdot 100 / Q_H^C \cdot \eta_C. \quad (7)$$

Повышение КПД системы по сравнению с КПД котла (без утилизации теплоты уходящих газов) составляет $\Delta\eta = \eta_C - \eta_{к.а}$, возможная экономия топлива при этом определяется как $\Delta B = B - B_C$ (B – расход топлива, подаваемого в котел).

Уравнение теплового баланса КВП и КТА записывается так:

$$Q_{\text{СУХ}} + Q_{\text{КЗ}} = Q_{\text{В}} + G_{\text{ВОД}} / B, \quad (8)$$

где $Q_{\text{В}}$ – количество теплоты, необходимое для нагрева воздуха, которое определяется по формуле $Q_{\text{В}} = (\beta' + \Delta\alpha_{\text{КВП}} / 2) \cdot (I_{\text{ГВ}} - I_{\text{ХВ}})$; $\Delta\alpha_{\text{КВП}}$ – присос воздуха в КВП; $I_{\text{ГВ}}$ – энтальпия горячего воздуха; $G_{\text{ВОД}}$ – расход нагреваемой воды, который находится так $G_{\text{ВОД}} = B \cdot Q_{\text{КТА}} / c_{\text{ВОД}} (t_{\text{ГВОД}} - t_{\text{ХВОД}})$; $Q_{\text{КТА}}$ – количество теплоты, необходимое для нагрева воды в КТА, которое равно $Q_{\text{КТА}} = Q_{\text{КЗ}} - Q_{\text{КВП}}^{\text{К}}$; $Q_{\text{КВП}}^{\text{К}}$ – количество теплоты, необходимое для нагрева воздуха в конденсационной зоне КВП, $Q_{\text{КВП}}^{\text{К}} = Q_{\text{В}} - Q_{\text{СУХ}}$. Температура нагрева воды в КТА $t_{\text{ГВОД}} = \vartheta_{\text{П}} - \Delta t_{\text{Н}}$, определяется путем задания величины ее недогрева до температуры точки росы на уровне $\Delta t_{\text{Н}} = 7 - 10$ °С.

Температура нагрева воздуха в конденсационной зоне КВП

$$t_{\text{ГВ}}^{\text{К}} = t_{\text{ХВ}} + Q_{\text{КВП}}^{\text{К}} / (\beta' + \Delta\alpha_{\text{КВП}} / 2) \cdot V^{\circ} \cdot c_{\text{В}}, \quad (9)$$

где $c_{\text{В}}$ – удельная теплоемкость воздуха.

Блок 7. Тепловой расчет КТА выполняется в соответствии с методом, приведенным в [18]. Этот метод позонного теплового расчета теплообменного аппарата позволяет учитывать реальные представления об особенностях совместно протекающих процессов теплообмена и массообмена при конденсации водяных паров из продуктов сгорания топлива (парогазовой смеси с большим содержанием неконденсирующихся газов). В основу метода положены следующие уравнения:

$$q = \beta_{\text{Р}} [r + c_{\text{ВОД}} (\vartheta_{\text{Г}}^{\text{BX}} - \vartheta_{\text{Г}}^{\text{YX}})] (p_{\text{П}} - p_{\text{ГР}}) + \alpha_{\text{Г}} (\vartheta_{\text{Г}} - t_{\text{ГР}}) = K' (t_{\text{ГР}} - t_{\text{ВОД}}); \quad (10)$$

$$p_{\text{Н}} = f(t_{\text{Н}}). \quad (11)$$

В уравнении (10) приняты следующие обозначения: q – плотность теплового потока; $\beta_{\text{Р}}$ – коэффициент массоотдачи водяного пара в газовой фазе, отнесенный к градиенту парциальных давлений; $\vartheta_{\text{Г}}^{\text{BX}}, \vartheta_{\text{Г}}^{\text{YX}}, \vartheta_{\text{Г}}$ – температуры газов на входе, выходе и в средней части участка КТА; $p_{\text{П}}$ – парциальное давление водяного пара при температуре уходящих газов $\vartheta_{\text{Г}}$; $p_{\text{ГР}}, t_{\text{ГР}}$ – соответственно парциальное давление и температура водяного пара на границе раздела фаз; $\alpha_{\text{Г}}$ – коэффициент теплоотдачи от газов к поверхности пленки конденсата; K' – коэффициент теплопередачи от пленки

конденсата к охлаждающей воде. Так как плотность теплового потока q , коэффициент массоотдачи β_p и коэффициент теплоотдачи от пленки конденсата к наружной поверхности теплообмена $\alpha_{пл}$ зависят от неизвестных температур на границе раздела фаз $t_{гр}$ и на поверхности теплообмена $t_{ст}$, то значения последних определяются методом последовательных приближений.

Блок 8. Тепловой расчет КВП осуществляется по методу, разработанному нами с использованием опыта проектирования регенеративных и дробепоточных воздухоподогревателей с шарообразным промежуточным теплоносителем [17 – 19]. Однако в конструкциях этих ВП не предусматривалось охлаждение продуктов сгорания топлива ниже точки росы (отсутствовала конденсация водяных паров). Поэтому поверхность теплообмена КВП была разделена на "сухую" и конденсационную зоны. Тепловой расчет "сухой" зоны с использованием рекомендаций работы [20] не вызывает затруднений. Тепловой расчет конденсационной зоны КВП может быть выполнен по методу, который был принят для расчета КТА, только при условии наличия достаточно надежного метода определения коэффициентов теплоотдачи при конденсации водяных паров из парогазовых смесей в шарообразном слое. Однако, учитывая, что пока такой метод отсутствует, а также тот факт, что доля теплоты, выделяющейся в конденсационной зоне КВП, незначительна (5–15% от $Q_{кз}$), расчет коэффициентов теплоотдачи в математической модели системы выполняется с помощью зависимости, предложенной в [9]

$$\alpha_{пр} = \alpha_{г} \cdot [1 + r \cdot (d_{г} - d_{ст}'') / c_{г} \cdot (\vartheta_{г} - t_{ст}'')], \quad (12)$$

где $\alpha_{пр}$ – приведенный коэффициент теплоотдачи; $\alpha_{г}$ – коэффициент теплоотдачи от газов к стенке без учета конденсации водяных паров; $d_{г}, d_{ст}''$ – соответственно влагосодержания газов при температуре $\vartheta_{г}$ и температуре насыщенной парогазовой смеси, равной $t_{ст}''$; $c_{г}$ – удельная теплоемкость газов.

Блок 9. Аэродинамические расчеты КВП и КТА осуществлены в соответствии с рекомендациями [21].

Блок 10. Анализ результатов расчетов позволяет оценить эффективность предлагаемой теплоутилизационной системы и в дальнейшем осуществить конструктивные проработки КВП и КТА.

Выводы. Анализ проблем, возникающих при разработке технологических схем теплоиспользования утилизируемой теплоты, позволил сделать вывод о необходимости создания системы "котел – теплоутилизатор", которая дает возможность более полно учитывать многие факторы, оказывающие существенное влияние на эффективность глубокой утилизации теплоты уходящих газов котлов, работающих на природном газе.

Разработанный на основе математической модели программный комплекс позволяет вести проектирование теплоутилизационных систем с различными схемными решениями по теплоиспользованию применительно к паровым и водогрейным котельным установкам.

При разработке систем необходимо учитывать негативное обратное влияние теплоутилизаторов на теплотехнические показатели котла. Поэтому расход топлива следует оставлять неизменным, а оценку эффективности работы системы осуществлять по повышению ее КПД и дополнительной выработке теплотехнической продукции.

Высокие значения коэффициентов теплопередачи в конденсационном режиме теплообмена дают возможность формировать теплообменную поверхность КТА с помощью гладкотрубных пакетов с интенсификаторами теплообмена (или даже без них) вместо дорогостоящих труб с оребрением.

Включение в состав системы компактного КВП позволяет обеспечить высокотемпературный нагрев воздуха, что дает возможность относительно просто решить проблему защиты газоотводящего тракта и дымовой трубы от разрушений и повысить эффективность сжигания топлива.

Отсутствие надежных методов расчета теплообмена в условиях конденсации водяных паров из парогазовых смесей с большим содержанием неконденсирующихся газов на поверхности шарообразного слоя требует проведения теоретических и экспериментальных исследований.

Список литературы: 1. Стратегія енергозбереження в Україні: Аналітично-довідкові матеріали в 2-х томах: Загальні засади енергозбереження / За ред. В.А. Жовтянського, М.М. Кулика, Б.С. Стогнія. – К.: Академперіодика, 2006. – Т.1.– 10 с. 2. Аронов И.З. Контактный нагрев воды продуктами сгорания природного газа / И.З.Аронов. – Л.: Недра. Ленинградское отделение, 1980. – 280 с. 3. Фялко Н.М. Эффективность систем утилизации теплоты отходящих газов энергетических установок различного типа / Н.М. Фялко, Ю.В. Шеренковский, А.И. Степанова, Р.А. Навродская, П.К. Голубинский, М.А. Новаковский // Промышленная теплотехника. – 2008. – № 3. – С. 68 – 76. 4. Баскаков А.П. Реальные возможности повышения энергетической эффективности газовых отопительных котельных / А.П. Баскаков, В.А. Мунц, Н.Ф. Филипповский, Е.В. Черепанова // Промышленная энергетика. – 2005. – № 9. – С. 22 – 26. 5. Навродська Р.О. Утилізація теплоти відхідних газів газоспоживаючих котлів у поверхневих теплоутилізаторах конденсаційного типу // Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.14.06. – Київ. – 2001. – 20 с. 6. Семенюк Л.Г. Получение конденсата при глубоком охлаждении продуктов сгорания / Л.Г. Семенюк // Промышленная энергетика. – 1987. – № 8. – С. 47 – 50. 7. Бухонов Д.Ю. Исследование и оптимизация метода получения конденсата из уходящих продуктов сгорания природного газа // Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.14.14. – М. – 2007. – 17 с. 8. Дьяков А.Ф. Комплексные системы теплоутилизации и газоочистки на паровых и водогрейных котлах / А.Ф. Дьяков, В.С. Варварский, А.Е. Свичар, И.З. Аронов, В.Б. Павловский, С.В. Ажимов // Теплоэнергетика. – 1992. – № 11. – С 50 – 55. 9. Бухаркин Е.Н. О перспективе применения конденсационных водогрейных котлов в газовых отопительных котельных / Е.Н. Бухаркин // Промышленная энергетика. – 1991. – № 9. – С. 26 – 30. 10. Бухаркин Е.Н. Обеспечение надежных условий эксплуатации газоотводящего тракта в котельных с конденсационными экономайзерами / Е.Н. Бухаркин // Теплоэнергетика. – 1997. – № 9. – С. 29 – 34. 11. Аронов И.З. Повышение надежности газового тракта котельных с контактными теплоутилизаторами / И.З. Аронов, Г.А. Пресич // Промышленная энергетика. – 1991. – № 4. – С. 29 – 33. 12. Исаченко В.П. Теплообмен при конденсации / В.П. Исаченко. – М.: Энергия. – 1974. – 239 с. 13. Баскаков А.П. Расчет температурно-влажностного режима газоотводящего тракта с учетом уноса влаги из

теплоутилизаторов / *А.П. Баскаков, С.Б. Пуত্রик* // Промышленная энергетика. – 2006. – № 9. – С. 36 – 38. **14.** Тепловой расчет котлов (нормативный метод). Издание третье, переработанное и дополненное *Под ред. С.И. Мочана.* – Санкт-Петербург, 1998. – 257 с. **15.** *Ефимов А.В.* Определение конечных температур теплоносителей в теплообменных аппаратах котельных установок с движущейся шарообразной насадкой / *А.В. Ефимов, Л.В. Гончаренко, К.Э. Цымбал, Адель-Аль-Тувайни* // Интегрированные технологии и энергосбережение. – 2003. – № 4.– С. 28 –31. **16.** *Ефимов А.В.* Совершенствование метода теплового расчета конденсационного теплоутилизационного аппарата поверхностного типа, устанавливаемого за котельной установкой / *А.В. Ефимов, А.Л. Гончаренко, Л.В. Гончаренко* // Энергетика. – К.: НТУУ "КПІ". – 2009. – № 1. – С. 36 – 45. **17.** *Любошиц А.И.* Регенеративный теплообмен в плотном слое / *А.И. Любошиц, В.А. Шейман.* – Минск: Наука и техника. – 1970. – 200 с. **18.** *Нинюа Н.Е.* Регенеративный вращающийся воздухоподогреватель / *Н.Е. Нинюа.* – М.: Высшая школа. – 1965. – 108 с. **19.** *Добряков Т.С.* Воздухоподогреватели котельных установок / *Т.С. Добряков, В.К. Мигай, В.С. Назаренко, И.И. Надыров, И.И. Федоров.* – Л.: Энергия. – 1977. – 183 с. **20.** *Ефимов А.В.* Выбор критериальных уравнений для расчета теплообмена в конденсационных теплообменных аппаратах с промежуточным шарообразным теплоносителем / *А.В. Ефимов, Л.В. Гончаренко, К.Э. Цымбал, Т.А. Есипенко* // Вісник НТУ "ХПІ". Тематичний випуск: Хімія, хімічна технологія та екологія. – Харків: НТУ "ХПІ". – 2003. – № 3. – С. 24 – 31. **21.** *Аэродинамический расчет котельных установок (нормативный метод) / Под ред. С.И. Мочана.* – Л.: Энергия. – 1977. – 256 с.

УДК 621.036.7

Математична модель системи "котел – теплоутилізатор" / Єфімов О.В., Гончаренко О.Л. // Вісник НТУ "ХПІ". Тематичний випуск: Інформатика і моделювання. – Харків: НТУ "ХПІ". – 2010. – № 21. – С. 76 – 87.

Запропонована математична модель системи "котел – конденсаційний повітропідігрівник – конденсаційний теплообмінний апарат", яка призначається для глибокої утилізації теплоти продуктів згоряння газоподібного палива, що відходять з котлів в навколишнє середовище (охолодження нижче температури точки роси). На основі математичної моделі здійснено розробку програмного комплексу. Бібліогр.: 21 назв.

Ключові слова: математична модель, система, глибока утилізація теплоти, продукти згоряння газоподібного палива, котел, навколишнє середовище, програмний комплекс.

UDK 621.036.7

Mathematical model of the system "boiler – heat recovery" / Yefimov A.V., Goncharenko A.L. // Herald of the National Technical University "KhPI". Subject issue: Information Science and Modelling. – Kharkov: NTU "KhPI". – 2010. – № 21. – P. 76 – 87.

The mathematical model of the system "boiler – condensation air-heater – condensation heat-transfer apparatus" with deep utilization of the warmth of products of combustion of gaseous fuel (cooling below of temperature of point of dew) is offered. On the basis of mathematical model a programmatic complex is developed. Refs.: 21 titles.

Keywords: mathematical model, system, deep utilization of warmth, products of combustion of gaseous fuel, boiler, programmatic complex.

Поступила в редакцию 10 09 2009