

УДК 621.1

Алексей Борисович Бирюков

ФГБОУ ВО «Донецкий национальный технический университет», доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой технической теплофизики, проректор, Россия, Донецк, e-mail: birukov.ttf@gmail.com

Александр Николаевич Лебедев

ФГБОУ ВО «Донецкий национальный технический университет», кандидат технических наук, доцент кафедры промышленной теплоэнергетики, Россия, Донецк, e-mail: lan.fmt@mail.ru

Кирилл Дмитриевич Каминский

ФГБОУ ВО «Донецкий национальный технический университет», студент факультета металлургии и теплоэнергетики, Россия, Донецк, e-mail: k4minskiy.k@yandex.ru

Исследование характеристик комбинированных устройств глубокого охлаждения дымовых газов на водогрейных котлах системы ЖКХ

Авторское резюме

Состояние вопроса. Одним из направлений повышения экономичности водогрейных котлов системы ЖКХ является глубокое охлаждение продуктов сгорания до температур ниже температуры точки росы. В настоящее время существует ряд исследований по использованию конденсационных экономайзеров и воздухоподогревателей различных типов для решения этой задачи. Применение таких устройств позволяет снизить температуру продуктов сгорания и, таким образом, повысить коэффициент использования тепла, сократить расход топлива. Особенно перспективным представляется использование комбинированных устройств охлаждения дымовых газов, но параметры их работы до сих пор не исследованы. В связи с этим разработка и исследование параметров таких устройств являются актуальными.

Материалы и методы. Комплекс тепловых расчетов по исследованию характеристик комбинированной системы глубокого охлаждения продуктов сгорания после водогрейного котла системы ЖКХ, представленной воздухоподогревателем и конденсационным экономайзером, выполнен с использованием методик по проектированию теплообменников. При этом учтено, что одна часть дымовых газов после воздухоподогревателя направляется в экономайзер, а другая часть идет по байпасу, минуя экономайзер, и далее встречается с выходящими из него продуктами сгорания. Распределение потока продуктов сгорания перед экономайзером производится исходя из необходимости обеспечения температуры смешанного потока после экономайзера на уровне 70 °С.

Результаты. Для наиболее распространенного в системе ЖКХ водогрейного котла типа ТВГ-8М установлена зависимость коэффициентов теплообмена, площади поверхности теплообменников и других параметров элементов системы глубокого охлаждения уходящих газов от заданного значения температуры продуктов сгорания после воздухоподогревателя.

Выводы. Установлено, что предложенная схема комбинированной системы глубокого охлаждения продуктов сгорания позволяет повысить технико-экономические показатели котла за счет сокращения расхода топлива. Обосновано, что температура дыма после воздухоподогревателя для этого типа котла не должна быть очень низкой (не ниже 115–130 °С), поскольку это резко увеличивает тепловой поток в нем при снижении среднелогарифмической разности температур и приводит к увеличению не только температуры нагретого воздуха, но и площади поверхности воздухоподогревателя.

Ключевые слова: водогрейный котел, воздухоподогреватель, теплоутилизатор, конденсационный экономайзер, температура точки росы, коэффициент теплоотдачи, коэффициент теплопередачи, средняя разность температур

Alexey Borisovich Biryukov

Donetsk National Technical University, Doctor of Engineering Sciences (Post-doctoral degree), Professor, Head of Technical Thermal Physics Department, Vice-Rector, Russia, Donetsk, e-mail: birukov.ttf@gmail.com

Alexander Nikolaevich Lebedev

Donetsk National Technical University, Candidate of Engineering Sciences, (PhD), Associate Professor of Industrial Heat Power Engineering Department, Russia, Donetsk, e-mail: lan.fmt@mail.ru

Kirill Dmitrievich Kaminsky

Donetsk National Technical University, Student of the Faculty of Metallurgy and Heat Power Engineering, Russia, Donetsk, e-mail: k4minskiy.k@yandex.ru

Study of the characteristics of combined flue gas deep cooling devices on hot water boilers of housing and communal services system

Abstract

Background. One of the ways to increase the efficiency of hot water boilers of the housing and communal services system is the deep cooling of combustion products to temperatures below the dew point temperature. Currently, there are a number of studies on the use of condensation economizers and air heaters of various types to solve this problem. The use of such devices makes it possible to reduce the temperature of combustion products and, thus, increase the heat utilization coefficient, reduce fuel consumption. The use of combined flue gas cooling devices seems particularly promising, but the parameters of their operation have not yet been studied. In this regard, the development and study of the parameters of such devices are relevant.

Materials and methods. Using the techniques to design heat exchangers, a set of thermal calculations has been performed to study the characteristics of a combined deep cooling system for combustion products after a hot water boiler of the housing and communal services system, represented by an air heater and a condensation economizer. It is considered that one part of the flue gases after the air heater is sent to the economizer, and the other part goes through the bypass, bypassing the economizer, and then meets the combustion products coming out of it. The distribution of the combustion product flow before the economizer is based on the need to ensure the temperature of the mixed flow after the economizer at 70 °C.

Results. For the most common hot water boiler in the housing and communal services system of the TVG-8M type, the authors have been established the dependence of the heat transfer coefficients, the surface area of the heat exchangers and other parameters of the deep cooling system of the exhaust gases on the set value of the temperature of the combustion products after the air heater.

Conclusions. It has been established that the proposed scheme of a combined deep cooling system for combustion products makes it possible to improve the technical and economic performance of the boiler by reducing fuel consumption. It is proved that the smoke temperature after the air heater for this type of the boiler should not be very low (not lower than 115–130 °C), since it dramatically increases the heat flow with a decrease in the average logarithmic temperature difference and leads to an increase not only in the temperature of the heated air, but also in the surface area of the air heater.

Key words: hot water boiler, air heater, heat exchanger, condensation economizer, dew point temperature, heat transfer and heat transfer coefficients, average temperature difference

DOI: 10.17588/2072-2672.2024.5.031-041

Введение. Развитие промышленности связано с увеличением потребления природных ресурсов, а также постоянно увеличивающимися проблемами охраны окружающей среды от воздействия тепло-генерирующих установок и промышленных предприятий. Для снижения себестоимости тепловой и электрической энергии, а также готовой продукции особое внимание должно уделяться малозатратным технологиям, имеющим высокий уровень энергоэффективности, которые могут быть внедрены в кратчайшие сроки. Это относится к предприятиям различных отраслей, среди которых особое место занимают предприятия большой и малой теплоэнергетики.

К основным задачам повышения энергоэффективности относится разработка технологий повышения экономичности котельных установок и тепломеханического

оборудования ТЭС путем использования вторичных энергоресурсов. Котельные установки предприятий ЖКХ наряду с нагревательными печами металлургических и машиностроительных заводов и химическими производствами характеризуются значительным потреблением природного газа. Коэффициент полезного действия водогрейных котлов, работающих на природном газе, достаточно высокий и может иметь значения, превышающие 90 %. Это связано с отсутствием потерь от химической и механической неполноты сжигания топлива при нормальной организации тепловой работы котлов и использовании современных топливо-сжигающих устройств, а также с низкими потерями тепла от наружного охлаждения. В то же время есть определенные резервы для повышения эффективности этих агрегатов, что особенно важ-

но с учетом постоянно растущей стоимости топлива. Для определения путей уменьшения расхода топлива необходимо весь комплекс задач разделить на отдельные этапы: повышение эффективности сжигания топлива за счет применения современных или модернизированных топливо-сжигающих устройств; уменьшение потерь тепла от наружного охлаждения благодаря применению современных огнеупорных и теплоизоляционных материалов; увеличение коэффициента полезного действия за счет снижения температуры отходящих газов; использование вторичных энергоресурсов. Водогрейные котлы достаточно часто в своем составе имеют водяные экономайзеры, но в них отсутствуют воздухоподогреватели. Это позволяет осуществлять нагрев воды и обеспечивает заявленную тепловую мощность в связи с высокой теплотой сгорания природного газа, но в то же время воздух на горение поступает из помещения котельной с низкой температурой. Температура отходящих газов после котлов достаточно высокая (140–200 °С), но в то же время есть определенные возможности для ее снижения, а значит, и экономии топлива. Основным требованием к температуре продуктов сгорания является отсутствие конденсации водяных паров в процессе их удаления. Появление конденсата в боровых и дымовых трубах приводит к коррозии металла и разрушению их кладки в процессе эксплуатации. Исследованию процессов, протекающих в дымовых трубах, посвящен ряд работ [1, 2]. Содержание водяных паров в дымовых газах зависит от состава топлива и условий его сжигания и обычно находится в пределах 15–20 %. Температура, при которой начинается процесс их конденсации, является температурой точки росы для продуктов сгорания. Существует ряд методик и расчетных формул для определения этой температуры. Достаточно часто для ее определения используется формула И.З. Аронова [3], которая учитывает только коэффициент избытка воздуха при сжигании. Либо может быть использована методика, предложенная в [4] для произвольного состава природного газа. Для продуктов сгорания природного газа эта температура обычно находится в пределах 53–57 °С, что значительно ниже температуры дымовых газов после котла. В связи с этим даже с учетом тепловых потерь и определенного

температурного запаса есть возможность охлаждения продуктов сгорания до температуры точки росы или ниже ее и, что особенно важно, возможность использования удельной теплоты парообразования при конденсации водяного пара. В соответствии с существующими исследованиями, температура продуктов сгорания после теплоутилизатора может быть в пределах 35–40 °С, а для недопущения последующей конденсации водяных паров в дымовых каналах и трубе к ним через байпас подмешиваются неохлажденные дымовые газы или предварительно нагретый воздух.

Методы исследования. Разработке систем глубокой утилизации теплоты продуктов сгорания в теплоэнергетике посвящено большое количество исследований. В отечественных и зарубежных источниках приводится анализ преимуществ и недостатков различных конструкций и схем применения теплоутилизаторов. Особое внимания заслуживают работы А.А. Кудинова и С.К. Зиганшиной [2, 5], научного коллектива под руководством А.В. Ефимова [6], а также другие работы [7, 8], в которых приведены методы расчета таких установок, их основные технические показатели, результаты промышленного использования, при этом приоритетным является использование поверхностных теплообменников. Сложность расчета теплообменников такого типа связана, прежде всего, с определением коэффициентов теплообмена при конденсации водяного пара. В настоящее время существует большое количество работ по проектированию воздухоподогревателей и экономайзеров из гладких и оребренных труб¹ [9], наличие в продуктах сгорания неконденсирующихся составляющих, таких как углекислый газ, кислород, азот и другие, делает эти методики непригодными для расчета конденсационных устройств. В соответствии с данными М.А. Михеева и И.М. Михеевой [10], содержание в паре даже 1 % воздуха приводит к уменьшению коэффициента теплоотдачи на 60 %. В связи с этим наряду с процессами теплопереноса должны решаться и задачи массопереноса (диффузии водяного пара к поверхности), что значительно усложняет процесс проектирования. Этот вопрос был также рассмотрен в работах А.В. Ефимова и коллег [6].

¹ Тепловой расчет котельных агрегатов. Нормативный метод. – М.: Энергия, 2000. – 380 с.

В связи с этим актуальной задачей является выбор компоновки системы глубокого охлаждения дымовых газов для конкретного типа водогрейных котлов, которая позволила бы не только увеличить коэффициент использования тепла для котельной в целом, но и уменьшить расход природного газа. При этом необходимо учитывать обязательное наличие конденсационного экономайзера для нагрева воды, которая может быть использована как теплоноситель, так как проектирование только конденсационного воздухоподогревателя нецелесообразно в связи с низкой теплоемкостью воздуха и неравномерностью тепловыделения в нем, для чего потребуется теплообменник со значительной площадью поверхности. Существуют различные схемы компоновки теплоутилизаторов. Так, в работах А.А. Кудинова [2] предлагается использование конденсационных экономайзеров или вращающихся воздухоподогревателей регенеративного типа, А.В. Ефимов [11] предлагает целый комплекс теплообменников, состоящий из поверхностных и контактных теплоутилизаторов.

В [12] предложена схема комбинированного теплоутилизатора, состоящего из установленного после котла ТВГ-8М воздухоподогревателя для подогрева воздуха на горение и конденсационного экономайзера для нагрева воды. Температура продуктов сгорания после экономайзера $t_{гв}$ составляет $40\text{ }^{\circ}\text{C}$, а для обеспечения их температуры выше температуры точки росы ($70\text{ }^{\circ}\text{C}$) в байпас дымовые газы отбираются после воздухоподогревателя, а не после котла, как в других схемах. Схема установки представлена на рис. 1. При этом необходимо отметить, что эта температура может быть скорректирована в зависимости от условий отвода тепла при перемещении дымовых газов в дымовой трубе (в зависимости от времени года) и влагосодержания дыма после байпаса.

В качестве объекта исследования выбран один из наиболее распространенных водогрейных котлов типа ТВГ-8М, для которого в результате теплового расчета в соответствии с нормативным методом² были определены основные показатели, а именно: коэффициент избытка воздуха после экономайзера – 1,28; теоретическое количество

воздуха на горение – $V_{в}^0 = 9,866\text{ м}^3/\text{м}^3\text{ т-ва}$; объем дымовых газов после котла – $V_{гв} = 13,864\text{ м}^3/\text{м}^3\text{ т-ва}$, которые в дальнейшем были использованы для исследования характеристик воздухоподогревателя и конденсационного экономайзера.

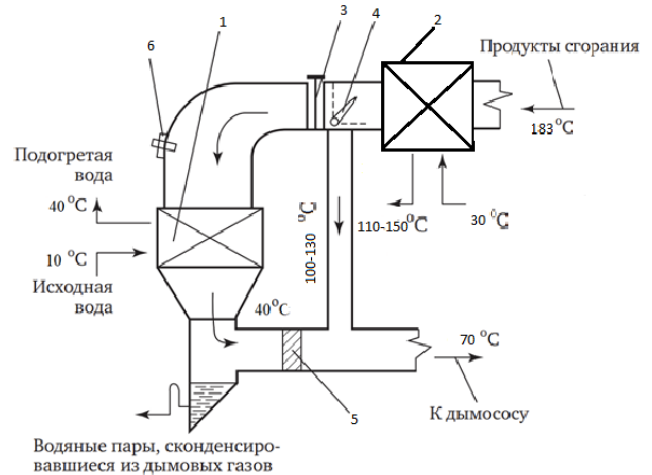


Рис. 1. Схема установки глубокого охлаждения продуктов сгорания с использованием комбинированного теплоутилизатора: 1 – конденсационный экономайзер; 2 – воздухоподогреватель; 3 – сетчатый фильтр; 4 – распределительный клапан; 5 – каплеуловитель; 6 – гидронеоматическое обдувочное устройство

Результаты этого расчета для одной выбранной температуры дымовых газов после воздухоподогревателя приведены в [12]. В то же время представляет большой интерес влияние различных факторов на характеристики системы теплоутилизаторов в целом. Расчеты выполнены для различных температур продуктов сгорания после воздухоподогревателя $t''_{гв}$ (97, 107, 117, 127 $^{\circ}\text{C}$). Очевидно, что с изменением температуры дымовых газов после воздухоподогревателя будет изменяться соотношение их объемных долей, поступающих в экономайзер X_3 и $(1 - X_3)$ в байпас, для обеспечения принятой температуры на входе в дымовую трубу ($70\text{ }^{\circ}\text{C}$). График изменения этого соотношения представлен на рис. 2.

Считаем, что схема теплообменника – перекрестный ток. Воздухоподогреватель выполнен по классической для котельных установок схеме, когда дымовые газы проходят внутри стальных труб с внутренним диаметром 30 мм и наружным 35 мм, воздух омывает наружную поверхность.

² Тепловой расчет котельных агрегатов. Нормативный метод. – М.: Энергия, 2000. – 380 с.

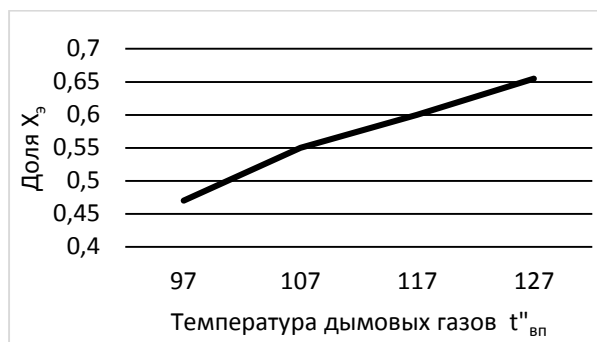


Рис. 2. Зависимость доли продуктов сгорания, поступающих в экономайзер, от их температуры после воздухоподогревателя

Температура нагретого воздуха $t''_{в-x}$ при выбранных температурах продуктов сгорания после воздухоподогревателя определялась из уравнения теплового баланса для теплообменника и уменьшалась от 154 °C при температуре уходящих газов 97 °C до 111 °C при температуре 127 °C, а тепловые потоки $Q_{вп}$ в этих пределах изменения температур – от 323 до 210,5 кВт. Графики изменения температуры нагретого воздуха и тепловых потоков в зависимости от температуры продуктов сгорания после воздухоподогревателя показаны на рис. 3 и 4.

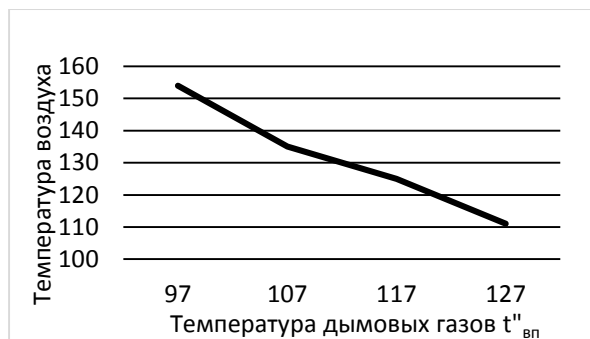


Рис. 3. Зависимость температуры нагрева воздуха от температуры продуктов сгорания после воздухоподогревателя

Коэффициент конвективной теплоотдачи определяется по уравнению [9]

$$Nu = \frac{0,023 \cdot Re^{0,8} Pr}{1 + 2,14 \cdot Re^{-0,1} (Pr^{0,7} - 1)}, \quad (1)$$

где Re – критерий Рейнольдса, который при средних температурах продуктов сгорания изменялся в пределах от 12982 до 13825 (режим турбулентный для всех случаев); Pr – критерий Прандтля для дымовых газов среднего состава; Nu – критерий Нуссельта.

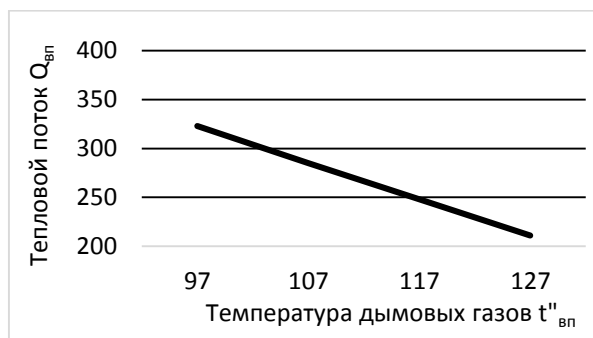


Рис. 4. Зависимость теплового потока в воздухоподогревателе от температуры продуктов сгорания после него

Теплофизические свойства дымовых газов при рассматриваемых средних температурах дыма, а именно: плотность, массовая теплоемкость, коэффициент теплопроводности, коэффициент кинематической вязкости и критерий Прандтля, определялись по справочным данным [9, 13].

Критерии Нуссельта, вычисленные по уравнению (1) для различных температур дыма после воздухоподогревателя, соответственно равны: 39,968 – для температуры продуктов сгорания 97 °C; 39,275 – для 107 °C; 38,638 – для 117 °C; 38,036 – для 127 °C. По величине критерия Нуссельта определяются коэффициенты конвективной теплоотдачи от продуктов сгорания к поверхности трубы α_d , которые составляют соответственно в Вт/(м²·К): 46,39 – для температуры дымовых газов 97 °C; 46,16 – для температуры 107 °C; 45,98 – для температуры дыма 117 °C и 45,82 – для температуры 127 °C.

Определение коэффициента конвективной теплоотдачи к воздуху осуществлялось по критериальному уравнению для принятой компоновки труб в пучке [10, 14]:

$$Nu_b = 0,4 \cdot Re_b^{0,6} Pr_b^{0,36} \left(\frac{Pr_b}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}, \quad (2)$$

где Nu_b – критерий Нуссельта для воздуха при его движении в пучке; Re_b – критерий Рейнольдса; Pr_b – критерий Прандтля для воздуха при его средней температуре;

$\left(\frac{Pr_b}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}$ – так называемая поправка

М.А. Михеева [10], учитывающая направление теплового потока в системе.

Поправка М.А. Михеева представляет собой отношение критериев Прандтля для воздуха, рассчитанных при средних темпе-

ратурах подвижной среды (в данном случае воздуха) и стенки. Для двухатомных газов (а значит, и воздуха) критерий Прандтля в малой степени зависит от температуры, и поэтому для практических расчетов может быть принято, что эта поправка равна 1.

Критерий Рейнольдса при омывании воздухом пучка труб определяется по формуле

$$Re_B = \frac{w_B d_{нар}}{\nu_B}, \quad (3)$$

где w_B – скорость воздуха в шахматном пучке (принимается равной 5,75 м/с); $d_{нар}$ – характерный геометрический размер (в данном случае это наружный диаметр трубы, равный 0,035 м); ν_B – коэффициент кинематической вязкости воздуха при его средней температуре.

Начальная температура воздуха принималась равной ее значению в помещении котельной 30 °С. Тогда средние температуры для выбранных температур дымовых газов после воздухоподогревателя соответственно равны: для $t_{вп}''$ 97 °С – 92 °С; для 107 °С – 84,5 °С; для 117 °С – 77,5 °С; для 127 °С – 70,5 °С. Теплофизические свойства воздуха при указанных средних температурах, а именно: плотность, массовая теплоемкость, коэффициент теплопроводности, коэффициент кинематической вязкости и критерий Прандтля, определялись по справочным данным [9, 13]. Тогда критерии Рейнольдса для воздуха для рассматриваемых средних температур воздуха соответственно будут равны 9098, 9317, 9653 и 10047. После подстановки всех значений в уравнение (2) были получены значения критерия Нуссельта: 83,7 – для $t_{вп}''$ 97 °С; 84,26 – 107 °С; 86,17 – 117 °С; 88,367 – 127 °С. Очевидно, что влияние на величину этого критерия при неизменной скорости воздуха оказывали только теплофизические свойства воздуха, и поэтому его значение изменяется в достаточно узких пределах. Коэффициенты конвективной теплоотдачи от стенки трубы к воздуху вычислялись по значениям критерия Нуссельта по общей формуле

$$\alpha_B = \frac{Nu_B \lambda_B}{d_{нар}}.$$

Расчет показал, что α_B также изменялся в узких пределах и составлял соответственно 74,34; 74,40; 74,60 и 74,23 (Вт/(м²·К)).

Коэффициент теплопередачи в трубчатом воздухоподогревателе определяется по формуле

$$k = \psi \frac{\alpha_B \alpha_r}{\alpha_B + \alpha_r}, \quad (4)$$

где ψ – коэффициент использования воздухоподогревателя (для котлов, работающих на природном газе, равен $\psi = 0,85$); α_B и α_r – коэффициенты теплоотдачи от газа к стенке и от стенки к воздуху, Вт/(м²·К).

С использованием полученных выше коэффициентов α_B и α_r были получены значения коэффициентов теплопередачи для рассматриваемых температур продуктов сгорания после воздухоподогревателя и воздуха: 24,45 – для $t_{вп}''$ 97 °С; 24,21 – 107 °С; 24,18 – 117 °С; 24,10 – 127 °С.

Площадь поверхности воздухоподогревателя определяется из уравнения теплопередачи:

$$F = (Q_{вп} \cdot 1000) / (K \Delta t_{cp}), \quad (5)$$

где $Q_{вп}$ – тепловой поток в воздухоподогревателе, кВт; K – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К); Δt_{cp} – среднелогарифмическая разность температур продуктов сгорания и нагреваемого воздуха, °С.

Среднелогарифмическая разность температур в общем случае для перекрестного тока определяется как для противотока по уравнению

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \left(\frac{\Delta t_6}{\Delta t_m} \right)}, \quad (6)$$

где Δt_6 – разность температуры продуктов сгорания на входе в теплообменник (183 °С) и температуры нагретого воздуха; Δt_m – разность температуры дымовых газов на выходе из теплообменника $t_{вп}''$ и температуры холодного воздуха (30 °С).

Очевидно, что с учетом соотношения между температурами теплоносителя и нагреваемой среды необходимо определить поправочный коэффициент $\Delta \varepsilon_t$, который учитывает неравномерность омывания поверхности при перекрестном токе в отличие от противотока. Эта величина определяется по номограммам в справочной литературе [9, 13]. Для упрощения анализа принимаем $\Delta \varepsilon_t = 1$.

Таким образом, используя ранее определенные величины, получаем следу-

ющие площади поверхности воздухоподогревателя в зависимости от температуры $t_{вп}''$: 286,3 м² – при 97 °С; 181,2 м² – при 107 °С; 143, м² – при 117 °С; 104,10 м² – при 127 °С.

Следующий этап – это исследование параметров конденсационного экономайзера в зависимости от температуры продуктов сгорания после первой ступени.

В качестве основного элемента конденсационного экономайзера выбран биметаллический калорифер типа КСк-4-11-02 ХЛЗ (изготавливается на АО «Калориферный завод», г. Кострома), который успешно использовался А.А. Кудиновым с сотрудниками [2, 5] на Ульяновской ТЭЦ-3. Основные характеристики и размеры этого теплообменника приведены в [2]. Преимуществами такого калорифера являются: наличие ребер на внешней поверхности, что позволяет увеличить площадь теплообмена, а значит, и интенсивность процесса переноса тепла со стороны меньшего коэффициента теплоотдачи; применение в качестве одного из материалов алюминия, что приводит к снижению термических сопротивлений разделительной стенки. Кроме этого, полученное авторами [2, 5] на основе экспериментальных данных критериальное уравнение для расчета коэффициента конвективной теплоотдачи с учетом конденсации водяных паров может быть использовано для других случаев.

Методика расчета экономайзера приведена в работе А.А. Кудинова и С.К. Зиганшиной [2] и использовалась нами в [12]. Рассмотрим данную методику в общем виде. В связи с этим ниже приведены основные зависимости в общем виде.

Объемный расход дымовых газов при нормальных физических условиях определим по формуле

$$V_n = X_v B V_{yx}.$$

Теплопроизводительность экономайзера при глубоком охлаждении продуктов сгорания с учетом конденсации водяных паров определяется по формуле И.З. Аронова [1]:

$$Q_{кт} = V_n \left[0,33(t_{yx} - t_{кт}) + 435 \frac{X'_{yx} - X''_{yx}}{0,6 + X'_{yx}} \right] 1,163,$$

где X'_{yx} – влагосодержание продуктов сгорания на входе в теплоутилизатор, кг/кг с.г.; X''_{yx} – влагосодержание насыщенных про-

дуктов сгорания на выходе из теплоутилизатора, кг/кг с.г.

Влагосодержание дымовых газов определяется по приближенным формулам Л.Г. Семенюка [5]:

$$X'_{yx} = \frac{0,13 + X_v \alpha_{yx}}{\alpha_{yx} - 0,058}, \quad (7)$$

где X_v – влагосодержание дутьевого воздуха, кг/кг с.в. (в расчетах принимается $X_v = 0,01$ кг/кг с.в.);

$$X''_{yx} = \frac{0,0006382 + 0,004 \cdot \alpha_{yx}}{\alpha_{yx} + 0,199} e^{0,062 \cdot t_{кт}}. \quad (8)$$

Расчет по приведенным выше уравнением показал, что $X'_{yx} = 0,1169$ кг/кг с.в., а $X''_{yx} = 0,0464$ кг/кг с.в. [12].

Результаты расчета теплопроизводительности экономайзера при различных температурах уходящих газов после воздухоподогревателя приведены в таблице.

Количество воды, нагреваемой в экономайзере, определяется из уравнения теплового баланса:

$$G_b = \frac{Q_{кт}}{c_b (t''_{вд} - t'_{вд})}, \quad (9)$$

где c_b – теплоемкость воды при средней ее температуре, кДж/(кг·К) (по справочным данным [9, 13], $c_b = 4,179$ кДж/(кг·К) при $t_{ср} = 25$ °С); $t''_{вд}$ и $t'_{вд}$ – температуры воды на входе (10 °С) и выходе из экономайзера (40 °С) соответственно.

Среднелогарифмическая разность температур продуктов сгорания и нагреваемой воды определяется по формуле

$$\Delta t_{ср} = \frac{(\Delta t_6 - \Delta t_m)}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}}, \quad (10)$$

где Δt_6 , Δt_m – большая и меньшая разность температур, определяемая для противотока соответственно:

$$\Delta t_6 = t''_{вп} - t''_{вд},$$

$$\Delta t_m = t_{ты} - t'_{вд} = 40 - 10 = 30 \text{ °С}.$$

Тогда средние температурные напоры по этому уравнению для принятых температур дымовых газов после воздухоподогревателя составят, °С: 42,07 – при 97 °С; 46,05 – при 107 °С; 49,86 – при 117 °С; 53,54 – при 127 °С.

Основные характеристики конденсационного экономайзера

Температура дыма, °С	Q, кВт	G _в , кг/с	Δt _{ср} , °С	W, кг/(м ² ·ч)	Критерий орошения K _г	α _д , Вт/(м ² ·К)	α _в , Вт/(м ² ·К)	K, Вт/(м ² ·К)	F, м ²
97	324,3	2,59	42,07	2,038	0,517	53,4	10891	53,06	145,3
107	399,8	3,19	46,05	2,26	0,569	56,63	10891	56,24	154,4
117	458,3	3,66	49,86	2,343	0,588	57,65	10891	57,25	160,6
127	524,6	4,18	53,54	2,444	0,605	58,55	10891	58,14	168,5

При расчете коэффициента теплопередачи через разделительную стенку можно пренебречь термическим сопротивлением процессу теплопроводности, так как эта величина очень мала по сравнению с сопротивлением процессу конвективной теплоотдачи:

$$\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} = \frac{0,0012}{50} + \frac{0,001}{205} = 2,89 \cdot 10^{-5} (\text{м}^2 \cdot \text{К}) / \text{Вт},$$

где λ_1 и λ_2 – коэффициенты теплопроводности стали и алюминия ($\lambda_1 = 50$ Вт/(м·К) и $\lambda_2 = 205$ Вт/(м·К) [13]).

Для выбора критериального уравнения для определения коэффициента конвективной теплоотдачи от стенки трубы к воде необходимо определить режим течения по критерию Рейнольдса:

$$\text{Re}_в = \frac{w_в d_в}{\nu_в}, \quad (11)$$

где $w_в$ – скорость воды в трубках, принимаемая в диапазоне 2–4 м/с (принимаем равной 3 м/с); $d_в$ – внутренний диаметр трубы, м; $\nu_в$ – коэффициент кинематической вязкости воды, определяемый по средней температуре воды в теплоутилизаторе (по справочным данным [9, 13], $\nu_в = 0,906 \cdot 10^{-6}$ м²).

Согласно (11), критерий Рейнольдса равен 45033 (так как $\text{Re} > 10^4$, то режим течения турбулентный).

Критериальное уравнение, описывающее теплоотдачу при турбулентном режиме движения жидкости в трубе, имеет вид [14]

$$\text{Nu}_в = 0,021 \cdot \text{Re}_в^{0,8} \text{Pr}_в^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_в}{\text{Pr}_{ст}} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l, \quad (12)$$

где $\text{Pr}_в$, $\text{Pr}_{ст}$ – критерии Прандтля при средней температуре воды и при температуре стенки соответственно; ε_l – поправочный коэффициент (при $l/d > 50$ $\varepsilon_l = 1$).

Так как температура стенки трубы неизвестна, а коэффициент теплоотдачи от стенки к воде велик, то температура стенки будет незначительно отличаться от темпе-

ратуры подвижной среды и поправка М.А. Михеева может быть принята равной 1. В результате расчета получено, что при данной скорости воды критерий Нуссельта будет равен 243,43, а коэффициент конвективной теплоотдачи 10891 Вт/(м²·К) [12].

Определение коэффициента конвективной теплоотдачи от дымовых газов к поверхности трубы при наличии конденсации водяных паров может быть выполнено по критериальному уравнению, полученному А.А. Кудиновым для теплоутилизаторов поверхностного типа КСк [2]:

$$\text{Nu}_г = 4,55 \cdot \text{Re}_г^{0,315} K_г^{0,388} \text{Pr}_г^{2/3}, \quad (13)$$

где $\text{Re}_г$ – критерий Рейнольдса для продуктов сгорания; $K_г$ – критерий орошения; $\text{Pr}_г$ – критерий Прандтля, определяемый по средней температуре дымовых газов.

Критерий Рейнольдса для дымовых газов определяется по формуле

$$\text{Re}_г = \frac{w_г d_н}{\nu_г}, \quad (14)$$

где $w_г$ – скорость дымовых газов в межтрубном пространстве, принимаемая в диапазоне 2–5 м/с (принимаем равной 3 м/с); $d_н$ – наружный диаметр трубы, м; $\nu_г$ – коэффициент кинематической вязкости дымовых газов, определяемый по средней температуре дымовых газов в теплоутилизаторе (выбираем по справочным данным [9, 13]).

В соответствии с расчетами, получены следующие значения критерия Рейнольдса для выбранных температур продуктов сгорания после воздухоподогревателя: 2904 – для 97 °С; 2832 – 107 °С; 2765 – 117 °С; 2701 – 127 °С.

Для определения коэффициента конвективной теплоотдачи необходимо вычисление критерия орошения, который, в свою очередь, зависит от количества конденсата и площади орошаемой поверхности. Количество получаемого из продуктов сгорания конденсата водяных паров при их охла-

ждении ниже температуры точки росы определяется по формуле [2]

$$G_k = \left[g_{c.g}^0 + g_{c.b}^0 (\alpha_{yx} - 1) \right] (X'_{yx} - X''_{yx}), \quad (15)$$

где $g_{c.g}^0$, $g_{c.b}^0$ – теоретический расход сухих продуктов сгорания и сухого дутьевого воздуха, кг/с; X'_{yx} , X''_{yx} – влагосодержание продуктов сгорания на входе в теплоутилизатор и на выходе из него соответственно, кг/кг с.г.

Теоретический расход сухих продуктов сгорания определяем по формуле

$$g_{c.g}^0 = X_g V_g^0 B \rho_g.$$

Теоретический расход сухого воздуха определяется по формуле

$$g_{c.b}^0 = X_b V_b^0 B \rho_b,$$

где V_0 – теоретическое количество воздуха на горение, м³/м³; ρ_b – плотность сухого воздуха при температуре воздуха, подаваемого в топку.

В соответствии с расчетами, приведенными в [12], количество конденсата для продуктов сгорания природного газа выбранного состава составит 0,091 кг/с.

Критерий орошения определяется по формуле

$$K_r = \frac{W d_H}{\mu_r \cdot 3600}, \quad (16)$$

где W – плотность орошения, кг/(м²·ч); μ_r – коэффициент динамической вязкости дымовых газов при их средней температуре.

Плотность орошения наружной поверхности теплообменника конденсатом водяных паров из продуктов сгорания рассчитывается по формуле

$$W = \frac{G_k}{F_{кт}}, \quad (17)$$

где G_k – количество конденсата водяных паров, выделяющегося из продуктов сгорания при их охлаждении ниже температуры точки росы, кг/с; $F_{кт}$ – площадь поверхности теплообмена конденсационного теплоутилизатора поверхностного типа, м².

Так как площадь теплообменника на данном этапе неизвестна, то используется метод последовательных приближений [2, 5]. Сущность метода заключается в предварительном выборе площади теплообменника, определении критерия орошения и поверхности экономайзера по уравнению теплопередачи. В случае несовпадения значений принятой и полученной площадями поверх-

ностей назначается новое значение площади и расчет продолжается до обеспечения заданной точности.

Критерии Нуссельта и коэффициенты теплоотдачи от газов к стенке далее определяются по уравнению А.А. Кудинова (12).

Уточненная площадь поверхности теплообмена конденсационного поверхностного теплоутилизатора определяется по уравнению теплопередачи и сравнивается с принятой ранее. Результаты расчетов параметров конденсационного экономайзера представлены в таблице.

Выводы. Анализ литературных источников и выполненных расчетов показывает, что применение установок глубокого охлаждения продуктов сгорания после водогрейных котлов является перспективным направлением повышения технико-экономических показателей этих агрегатов.

Целесообразным является использование комбинированных систем, направленных не только на снижение потерь тепла с уходящими продуктами сгорания в окружающую среду, но и на экономию природного газа за счет подогрева воздуха на горение.

Для предварительного нагрева воздуха целесообразно использование трубчатых воздухоподогревателей. При этом сравнительный анализ теплообмена на дымовой и воздушной сторонах воздухоподогревателя показал, что лимитирующей стадией является перенос тепла от продуктов сгорания к стенке трубы, что и приводит к достаточно низким коэффициентам теплопередачи. Для повышения интенсивности переноса тепла возможно использование труб с односторонним или двусторонним оребрением (например, игольчатых), что значительно интенсифицирует процесс теплообмена. Это является также целесообразным с учетом того, что продукты сгорания природного газа не содержат пыли и не будет заноса игг на поверхности труб.

Расчеты показали, что температура уходящих газов после воздухоподогревателя не должна быть очень низкой, так как это резко увеличивает тепловой поток в нем при снижении среднелогарифмической разности температур. Это приводит к увеличению не только температуры нагретого воздуха, но и площади его поверхности. Значение этой температуры определяется для каждого типа котла и вида топлива, а также исходя из потребности предприятия в

нагретой воде. Для рассмотренного типа котла эта температура должна находиться в пределах 115–130 °С. Применение в качестве элемента конденсационного экономайзера биметаллических труб от калорифера КСк-4-11-02 ХЛЗ является целесообразным в связи с низким тепловым сопротивлением, а также наличием критериального уравнения, позволяющего их проектирование.

Список литературы

1. **Мустьяцэ В.Т., Бутенко Н.А., Вареник А.М.** Исследование температурного поля и технического состояния дымовой трубы на ТЭЦ-1 г. Кишинева // Материалы Междунар. конф. «Энергия Молдовы». Региональные аспекты развития. – Чизинау, Республика Молдова, 2012.
2. **Кудинов А.А., Зиганшина С.К.** Энергосбережение в теплоэнергетике и теплотехнологиях. – М.: Машиностроение, 2011. – 374 с.
3. **Аронов И.З.** Контактный нагрев воды продуктами сгорания природного газа. – Л.: Недра, 1990. – 280 с.
4. **Бирюков А.Б., Лебедев А.Н., Каминский К.Д.** Методика определения температуры точки росы продуктов сгорания природного газа // Вестник ИГЭУ. – 2023. – Вып. 6. – С. 43–49.
5. **Кудинов А.А.** Энергосбережение в теплогенерирующих установках. – Ульяновск: УлГТУ, 2000. – 139 с.
6. **Современные** технологии глубокого охлаждения продуктов сгорания топлива в котельных установках, их проблемы и пути решения / А.В. Ефимов, А.Л. Гончаренко, Л.В. Гончаренко, Т.А. Есипенко; под ред. А.В. Ефимова. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2017. – 233 с.
7. **Беспалов В.В., Беспалов В.И.** Технология осушения дымовых газов ТЭЦ с использованием теплоты конденсации водяных паров // Известия Томского политехнического университета. – 2010. – Т. 316, № 4. – С. 56–59.
8. **Елсуков В.К.** Оценка эффективности технологий утилизации энергии уходящих газов котлов, включающей теплоту конденсации водяных паров // Системы. Методы. Технологии. – 2014. – № 1(2). – С. 83–85.
9. **Володин В.И., Карлович Т.Б.** Примеры теплового расчета конвективных поверхностей нагрева парового котла и конденсатора паротурбинной установки. – Минск: БГТУ, 2023. – 74 с.
10. **Михеев М.А., Михеева И.М.** Основы теплопередачи. – Изд. 2-е, стереотип. – М.: Энергия, 1977. – 345 с.
11. **Ефимов А.В., Гончаренко А.Л., Гончаренко Л.В.** Разработка пластинчатого воздухоподогревателя конденсационного типа для теплоутилизационной системы // ЭНЕРГЕТИКА:

економіка, технології, екологія. – 2012. – № 2(31). – С. 83–90.

12. **Бирюков А.Б., Лебедев А.Н., Каминский К.Д.** Использование комбинированных устройств глубокого охлаждения дымовых газов на водогрейных котлах системы ЖКХ // Вестник Донецкого национального университета. Сер. Г: Технические науки. – 2024. – № 1. – С. 69–81.
13. **Казанцев Е.И.** Промышленные печи. Справочное руководство для расчетов и проектирования. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Металлургия, 1975. – 368 с.
14. **Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С.** Теплопередача: учебник для вузов. – Изд. 3-е, перераб. и доп. – М.: Энергия, 1975. – 488 с.

References

1. Mustyatse, V.T., Butenko, N.A., Varenik, A.M. Issledovanie temperaturnogo polya i tekhnicheskogo sostoyaniya dymovoy truby na TETs-1 g. Kishineva [Study of temperature field and technical condition of the chimney at TPP-1 Chişinău-city]. *Materialy Mezhdunarodnoy konferentsii «Energiya Moldovy». Regional'nye aspekty razvitiya* [Proceedings of the International conference "Energy of Moldova". Regional issues of development]. Chizinau, Respublika Moldova, 2012.
2. Kudinov, A.A., Ziganshina, S.K. *Energosberezhenie v teploenergetike i teplotekhnologiyakh* [Energy saving in heat power engineering and heat technologies]. Moscow: Mashinostroenie, 2011. 374 p.
3. Aronov, I.Z. *Kontaktnyy nagrev vody produktami sgoraniya prirodnogo gaza* [Contact heating of water using natural gas combustion products]. Leningrad: Nedra, 1990. 280 p.
4. Biryukov, A.B., Lebedev, A.N., Kaminskiy, K.D. Metodika opredeleniya temperatury tochki rosy produktov sgoraniya prirodnogo gaza [Methodology for determining the dew point temperature of natural gas combustion products]. *Vestnik IGEU*, 2023, issue 6, pp. 43–49.
5. Kudinov, A.A. *Energosberezhenie v teplogeneriruyushchikh ustanovkakh* [Energy saving in heat generating plants]. Ul'yanovsk: UIGTU, 2000. 139 p.
6. Efimov, A.V., Goncharenko, A.L., Goncharenko, L.V., Esipenko, T.A. *Sovremennye tekhnologii glubokogo okhlazhdeniya produktov sgoraniya topliva v kotel'nykh ustanovkakh, ikh problemy i puti resheniya* [Modern technologies of deep cooling of fuel combustion products in boiler plants, their problems and solutions]. Khar'kov: NTU «KhPI», 2017. 233 p.
7. Bepalov, V.V., Bepalov, V.I. Tekhnologiya osusheniya dymovykh gazov TETs s ispol'zovaniem teploty kondensatsii vodyanykh parov [The technology of dehumidification of flue gases of a CHP plant using the heat of condensa-

tion of water vapor]. *Izvestiya Tomskogo politekhnicheskogo universiteta*, 2010, vol. 316, no. 4, pp. 56–59.

8. Elsukov, V.K. Otsenka effektivnosti tekhnologiy utilizatsii energii ukhodyashchikh gazov kotlov, vklyuchayushchey teplotu kondensatsii vodyanykh parov [Evaluation of the efficiency of technologies for the utilization of energy from exhaust gases of boilers, including the heat of condensation of water vapor]. *Sistemy. Metody. Tekhnologii*, 2014, no. 1(2), pp. 83–85.

9. Volodin, V.I., Karlovich, T.B. *Primery teplovogo rascheta konvektivnykh poverkhnostey nagreva parovogo kotla i kondensatora paroturbinoi ustanovki* [Examples of thermal calculation of convective heating surfaces of a steam boiler and a condenser of a steam turbine installation]. Minsk: BGTU, 2023. 74 p.

10. Mikheev, M.A., Mikheeva, I.M. *Osnovy teploperedachi* [Fundamentals of heat transfer]. Moscow: Energiya, 1977. 345 p.

11. Efimov, A.V., Goncharenko, A.L., Goncharenko, L.V. Razrabotka plastinchatogo vozdukhopodogrevatelya kondensatsionnogo tipa dlya teplouutilizatsionnoy sistemy [Development of a condensation type plate air heater for a heat recovery system]. *ENERGETIKA: ekonomika, tekhnologii, ekologiya*, 2012, no. 2(31), pp. 83–90.

12. Biryukov, A.B., Lebedev, A.N., Kamin-skiy, K.D. Ispol'zovanie kombinirovannykh ustroystv glubokogo okhlazhdeniya dymovykh gazov na vodogreynykh kotlakh sistemy ZhKKh [The use of combined deep flue gas cooling devices on hot water boilers of the housing and communal services system]. *Vestnik Donetskogo natsional'nogo universiteta. Seriya G: Tekhnicheskie nauki*, 2024, no. 1, pp. 69–81.

13. Kazantsev, E.I. *Promyshlennyye pechi* [Industrial furnaces]. Moscow: Metallurgiya, 1975. 368 p.

14. Isachenko, V.P., Osipova, V.A., Sukomel, A.S. *Teploperedacha* [Heat transfer]. Moscow: Energiya, 1975. 488 p.