

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ТЕПЛОУТИЛИЗАТОРА НА ТЕПЛОВЫХ ТРУБАХ

Наталья Куликова, Андрей Редько

Харьковский национальный университет строительства и архитектуры

Адрес: Украина, г. Харьков, ул. Сумская 40

E-mail: natikkulikova@rambler.ru

Аннотация. Выбор рациональной тепловой схемы теплоутилизатора является актуальной задачей энергосбережения при эксплуатации котельных агрегатов. В статье предлагается методика теплового расчета теплообменника на тепловых трубах с глубоким охлаждением продуктов сгорания котельной установки и конденсацией водяного пара. Описывается конструктивная схема теплообменника, выполненного из двух блоков, в которых тепловые трубы заполнены различными рабочими веществами. Приводятся результаты численного исследования распределений температуры и давлений теплоносителей (продуктов сгорания и нагреваемой воды) по длине противоточного теплообменника. Определена эффективность двухступенчатого теплоутилизатора.

Ключевые слова: теплоутилизатор; тепловые трубы; теплоноситель, котельная установка.

ВВЕДЕНИЕ.

В настоящее время около 35-40 % топливно-энергетических ресурсов Украины используется на теплоснабжение предприятий и населенных пунктов. Из них 70 % теплоты вырабатывается на централизованных и индивидуальных котельных. Затраты на отопление зданий составляют не менее 50 % от всех затрат жилищно - коммунального сектора.

Одним из перспективных направлений в энергосбережении является утилизация теплоты продуктов сгорания котельных установок за счет их охлаждения ниже точки росы ($50 \div 55 \text{ }^\circ\text{C}$) и выделения теплоты конденсации водяных паров. При этом в конденсате будут содержаться водорастворимые газы и взвешенные частицы. Поэтому глубокое охлаждение продуктов сгорания котельных агрегатов в конденсационном режиме обеспечивает не только повышение коэффициента использования топлива и повышения их экологической эффективности.

Потери теплоты с уходящими газами котельных установок достигают $5 \div 6 \%$. При номинальной мощности газо-мазутных котлов типа ДЕ уходящих газов за экономайзером при работе на газе составляет $140 - 160 \text{ }^\circ\text{C}$, а на мазуте от $170 - 190 \text{ }^\circ\text{C}$.

В системах утилизации теплоты используются различные типы теплоутилизационных установок. Выбор типа и требуемой производительности теплоутилизатора определяется не установленной мощностью котлоагрегата, а наличием потребителей утилизируемой теплоты: подогрев химически очищенной воды, подогрев дутьевого воздуха, система горячего водоснабжения, подогрев обратной сетевой воды, технологический нужды промышленного предприятия, подогрев воды для систем теплоснабжения тепличных и парниковых хозяйств и т.д.

Широко применяются контактные теплообменники, в которых происходит теплообмен между дымовыми газами и

охлаждающей их водой. Такие теплообменники при приемлемых габаритах, умеренном расходе металла на их изготовление и сравнительно невысоком расходе электроэнергии при эксплуатации, обеспечивают глубокое охлаждение дымовых газов до $40 - 45 \text{ }^\circ\text{C}$ и конденсацию $60 - 90 \%$ водяных паров, содержащихся в газе.

В контактных теплообменниках нагрев воды возможен только до температуры «мокрого термометра», которая составляет $50 \div 60 \text{ }^\circ\text{C}$ и зависит от влагосодержания дымовых газов и коэффициента избытка воздуха. С увеличением влагосодержания, парциальное давление водяных паров в дымовых газах растет, при этом растет и температура «мокрого термометра». Эффективность контактных теплообменников снижается с увеличением температуры воды (воздуха) и применение их рекомендуется при температуре воды на входе не выше $35 \text{ }^\circ\text{C}$.

Нагреваемая вода содержит свободную углекислоту в количестве до $0,008 - 0,1 \text{ г/м}^3$, что повышает ее коррозионную активность.

Применение конденсационных утилизаторов теплоты на отопительных котельных позволяет повысить КПД на $6 - 8 \%$, снизить себестоимость вырабатываемой тепловой энергии на $9 - 11 \%$.

Сравнение параметров контактных и поверхностных теплообменников показывают, что поверхностные аппараты характеризуются меньшими капитальными затратами, меньшим расходом электроэнергии. Себестоимость и срок окупаемости их значительно ниже.

АНАЛИЗ ПУБЛИКАЦИЙ, МАТЕРИАЛОВ, МЕТОДОВ.

Основным видом вторичных энергоресурсов (ВЭР) в промышленности является теплота отходящих газов теплоэнергетических и технологических агрегатов [11].

Большие резервы экономии вторичных энергетических ресурсов в странах СНГ заключаются не только в утилизации

высокотемпературных газов, но и низкотемпературных (до 300 °С).

В Японии [14] разработана и реализована в промышленных условиях оригинальная конструкция теплообменника тепловой мощностью 75 МВт для утилизации теплоты отходящих газов после котла. При начальной температуре газа 370 °С удается нагреть воздух с 50 °С до 340 °С; температура отходящих газов снижается до 130 °С.

Промышленностью серийно выпускаются водяные экономайзеры типа ЭК-БМ1-1 и ЭК-БМ1-2 [12].

Табл. 1. Основные теплотехнические параметры
Table 1. The general thermotechnical characteristics

Показатель	ЭК-БМ1-1	ЭК-БМ1-2	АЭ-0,6
Теплопроизводительность, МВт	0,87	1,22	0,6
Температура Газов на входе, °С	140	140	140
Расход газов, кг/ч	3600	14400	10620
Расход нагреваемой воды, т/ч	8-12	30-40	20
Температура теплоносителей на выходе, °С			
Горячей воды	42-55	42-55	40-50
Уходящих газов	30-40	30-40	40-50
Аэродинамическое сопротивление, Па	300-500	300-500	300
Габариты, мм			
длина	1488	2443	2800
ширина	1028	2080	2150
высота	4500	5000	5570

КПД утилизатора определяется по формуле:

$$\eta_y = 0,99(1 - \frac{t''}{t'}), \quad (1)$$

где t' и t'' – температура газов на входе и на выходе из теплообменника.

Применение конденсационных теплообменников более эффективно для котлов малой мощности, чем установок с КТАНами [20].

Табл.2. Характеристики КТАНов

Tabl.2. KTANs characteristics

Характеристики КТАНов-утилизаторов КТАН – 1,5 УГ	
Теплопроизводительность, МВт	1,5
Расход газов, нм ³ /с	4,5
Температура нагреваемой воды, °С	
на входе	5
на выходе	50
Температура дымовых газов, °С	
на входе	140

на выходе	40
Поверхность теплообмена, м ²	52,4
Размеры, м	
длина	2,66
ширина	1,75
высота	4,16
Аэродинамическое сопротивление, Па	493

Институтами (ВЗПИ, Горьковским ГНИ Сантехпроект) разработаны конденсационные утилизаторы типа КСК и типа ТП-Т1РК.

Табл.3. Характеристики ТП-Т1РК
Tabl.3. The TP46-T1RK03 characteristics

Характеристики ТП46-Т1РК03	
Расход воздуха, тыс. м ³ /ч	16
Площадь теплообменной поверхности, м ²	68,0

Габариты, мм	
длина	1727
ширина	180
высота	1075

Теплообменники-утилизаторы мощностью 1,0 - 2,5 МВт (завод «Промгазашарат») обеспечивает нагрев дутьевого воздуха или воды системы ГВС [15]. Утилизатор изготовлен на базе термосифонов.

Табл.4. Характеристики утилизаторов:

Tabl.4. Utilizers characteristics

Тип	УГВ-1	УГВ-2	УГГ-1	УГГ-2
Мощность, кВт	42	110	42	110
Температура газов, °С				
На входе	210	210	210	210
На выходе	115	115	115	115
Δt теплоносителя, °С	18	13	110	115

Поверхностные утилизаторы (калориферы) установленные в газоходе создают значительное аэродинамическое сопротивление в газовом тракте, что увеличивает мощность дымососов. При этом характеризуется большой площадью поверхности теплообмена [6].

Разрабатываются аппараты с жидким промежуточным теплоносителем (КТАН) [20].

Эффективные компактные теплообменники-утилизаторы на оребренных термосифонах для паровых котлов малой мощности (паропроизводительностью 1 т/ч) разработаны в Киевском политехническом институте [2].

Схема простейшего утилизатора на тепловых трубах

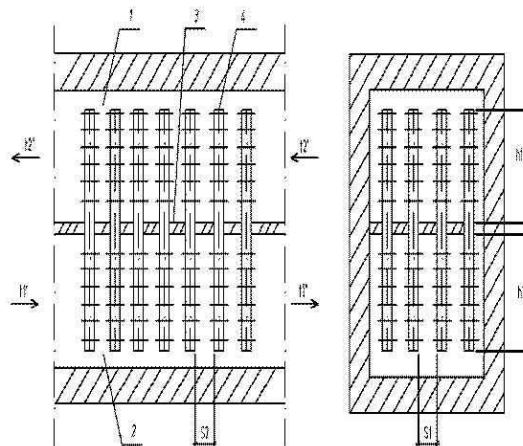


Рис.1. Схема простейшего теплоутилизатора на тепловых трубах (1,2 – газоходы; 3 – газоплотная перегородка; 4 – тепловая труба)

Fig. 1. The scheme of elementary heat utilizer at heat pipes (1,2 – gas flue; 3 – gas-tight partition; 4 – heat pipe)

Теплообменник состоит из двух газоходов 1 и 2, разделенных газо-плотной перегородкой 3. В перегородке закреплены замкнутые теплопередающие элементы в виде тепловых труб 4 со свободными концами, размещенными в газоходах с «горячим» и «холодным» теплоносителями.

Внутри замкнутых элементов заключен промежуточный теплоноситель, с помощью которого теплота в испарительно-конденсационном цикле передается от «горячего» к «холодному» теплоносителю.

Охлаждение дымовых газов в конденсационном теплообменнике снижает влагосодержание на 70-80%, что не исключает возможности конденсации водяных паров в газоходах и дымовой трубе. Отсутствие надежных зависимостей, определяющих процесс изменения влагосодержания не позволяет принимать правильное решение эксплуатационным персоналом о возможности повышения технико-экономических параметров и надежности установки.

Термодинамические процессы при охлаждении продуктов сгорания и конденсации водяного пара показаны на I-d диаграмме [7].

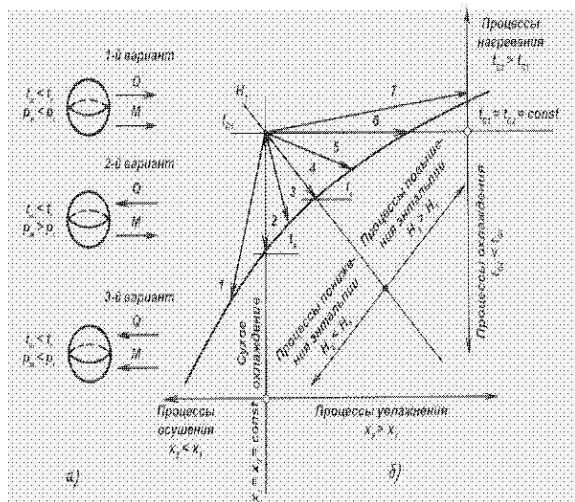


Рис.2. Основные процессы при контакте капель и газа: а - варианты направлений переноса теплоты и влаги; б - представление процессов на H-x диаграмме: 1 – охлаждение и осушка газа; 2 – сухое охлаждение газа; 3 – охлаждение и увлажнение с итоговым понижением температуры газа; 4 – охлаждение с увлажнением без изменения энтальпии; 5 – охлаждение с увлажнением и повышением энтальпии; 6 – изотермическое увлажнение; 7 – нагревание газа с увлажнением.

Fig.2. Main processes during gas and drop contact: a – direction variants of heat and moisture transfer; b – process presentation on H-x diagram: 1 – gas cooling and drying; 2 – dry gas cooling; 3 – cooling and moisturizing with the resulting gas temperature decrease; 4 – cooling with moisturizing without enthalpy change; 5 – cooling with enthalpy increase and change; 6 – isothermal increase; 7 – gas heating with moisturizing.

Значение коэффициента теплоотдачи от дымовых газов к оребренной поверхности определяется из уравнения [11]:

$$Nu_d = 4.55 Re K Pr, \quad (2)$$

где Nu , Re , K , Pr – соответственно число Нуссельта и критерии Рейнольдса, Прандтля и орошения:

$$(K = wD / \mu).$$

Критерий орошения позволяет оценить влияние плотности орошения W ($\text{кг}/\text{м}^2\text{ч}$) связанной со степенью охлаждения дымовых газов. Экспериментально установлено, что значение коэффициента теплопередачи в условиях конденсации водяных паров превышают значения K при сухом теплообмене для водяных экономайзеров ВТИ и УККБ соответственно в 1,5 и 1,8 раза при плотности орошения 3,19-4,03 $\text{кг}/\text{м}^2\text{ч}$ и скорости газов 1,89-3,78 м/с.

Приведенное количество выделяющего конденсата из продуктов сгорания при их охлаждении определяется по формуле:

$$\Delta g^{np} = [g_{сг}^{np} + g_{св}^{np} (\alpha_{yx} - 1)] (x'_{yx} - x''_{yx}), \quad (3)$$

где $g_{св}$ – приведенный теоретический расход сухого дутьевого воздуха, $g_{св} = 1,415$; $g_{сг}$ – приведенный теоретический расход сухих продуктов сгорания, $g_{сг} = 1,333$; α_{yx} – коэффициент избытка воздуха перед теплоутилизатором; x'_{yx} , x''_{yx} – соответственно начальное влагосодержание продуктов сгорания на входе в теплоутилизатор и на выходе, $\text{кг}/\text{кг}$ с.г.

Приведенные характеристики определены по отношению к нижней теплоте сгорания Q_n^P , $\text{Мкал}/\text{М}^3$. Абсолютное количество конденсата определяется, как:

$$\Delta g = \Delta g^{np} Q_n^P, \quad (4)$$

Значения x'_{yx} , x''_{yx} определяются по формулам:

$$x'_{yx} = (0,13 + x_b \alpha_{yx}) / (\alpha_{yx} - 0,058),$$

$$x''_{yx} = \frac{0,0006382 + 0,004 \alpha_{yx} \exp(0,062 t_{yx}'')}{0,199 + \alpha_{yx}}$$

где x_b – влагосодержание дутьевого воздуха, $\text{кг}/\text{кг}$ с.в; t_{yx}'' – температура уходящих продуктов сгорания на выходе из теплоутилизатора, $^{\circ}\text{C}$.

Таким образом, количество выделяемого конденсата зависит от влагосодержания дутьевого воздуха, коэффициента избытка воздуха и температуры продуктов сгорания на выходе из теплоутилизатора.

Интенсивность (плотность) орошения w ($\text{кг}/\text{м}^2\text{ч}$) определяется скоростью выпадения конденсата и площадью теплообменной поверхности.

Приведенный коэффициент теплоотдачи от дымовых газов к наружной поверхности теплоутилизатора определяется по уравнению (2) с учетом плотности орошения конденсатом. Критериальное уравнение справедливо для конденсационного теплоутилизатора-калорифера типа $КС_k - 4-11-02$ ХЛЗ (изготовитель АО «Калориферный завод», г.Кострома).

Зависимость коэффициента теплопередачи от скорости продуктов сгорания и плотности орошения показана на рис. (3).

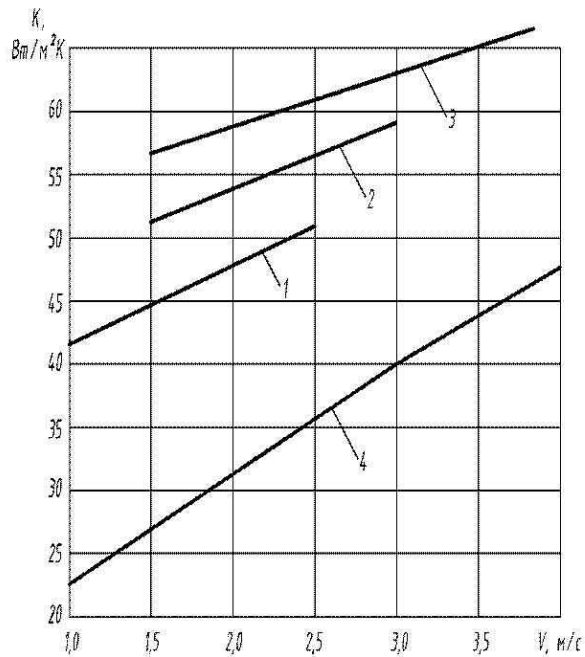


Рис. 3. Зависимость коэффициента теплопередачи $K_{\text{пл}}$ Вт/(м²К) от скорости газов V м/с и плотности орошения W (1 - $W=2,28 \div 3,57$; 2 - $W=2,83 \div 3,67$; 3 - $W=3,19 \div 4,03$; 4 - для воздуха («сухой» теплообмен))

Fig. 3. The plot of a heat transfer coefficient K W/m²K from gases speed V m/s and irrigation density W . (1 - $W=2,28 \div 3,57$; 2 - $W=2,83 \div 3,67$; 3 - $W=3,19 \div 4,03$; 4 - for air («dry» heat-exchange))

Поверхностные конденсационные теплоутилизаторы-экономайзеры широко применяются в Голландии, Франции, Германии, США, Канаде, Италии и других странах.

В России выпускаются биметаллические (сталь-алюминий) теплообменники (калориферы) – КС_к-4-11).

Коэффициент теплопередачи изменяется от 43,4 до 65,6 Вт/м²К при скорости продуктов сгорания 1,0÷4,0 м/с. Опытные значения коэффициента теплоотдачи составили 47,5÷77,0 Вт/м²К при плотности орошения 2,2÷4,0 кг/м²с.

При установке поверхностных теплоутилизаторов за котлами, уходящие газы охлаждаются и частично осушаются. Влажность газов снижается до значений 0,03÷0,006 кг/кг с.г., а точка росы до 30 – 40 °С, что является положительным фактором, т.к. предотвращается выпадение конденсата в дымовой трубе.

Поверхностные конденсационные теплоутилизаторы характеризуются коррозионными процессами, т.к. pH конденсата составляет 3÷5.

Для их изготовления применяют нержавеющую сталь, медь, алюминий, биметаллические трубы (сталь-алюминий), полимерные материалы, стекло и керамику.

Сравнительный анализ характеристик конденсационных котлов контактного и поверхностного типов приведен в [14; 16].

При эксплуатации котлов, при номинальной мощности коэффициент избытка воздуха составляет $\alpha_{\text{в}}$ в продуктах сгорания составляет 1,2 ÷ 1,3, а точка росы газов – 53 ÷ 55 °С. Поэтому для работы теплоутилизатора в конденсационном режиме необходимо, чтобы температура нагрева воды не превышала 50 °С. Средняя логарифмическая разность температур в теплообменнике составляет около 12 ÷ 15 °С.

ЦЕЛЬ И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Цель работы – разработка методики теплового расчета двухступенчатого теплоутилизатора на тепловых трубах при глубоком охлаждении продуктов сгорания с конденсацией водяного пара.

При тепловом расчете конденсационных теплоутилизаторов широко применяют позонный метод расчета [9, 13].

Продукты сгорания представляют собой парогазовую смесь содержащую инертные примеси (CO₂, N₂, H₂O, воздух и др.) с высоким содержанием ($\epsilon_r=0,83 \div 0,45$) [9]. Поэтому для расчета коэффициента массообмена можно использовать приближенную аналогию между теплообменом и массообменом. Плотность поперечного потока массы имеет значение $\rho < 0,1$ кг/м²с.

При определении коэффициента теплопередачи наиболее сложным является определение α_r , $\alpha_{\text{пл}}$ коэффициентов теплоотдачи от парогазовой смеси к поверхности пленки конденсата и от пленки конденсата к охлаждающей жидкости (поверхности).

Коэффициент теплоотдачи α_r определяется по известным зависимостям [17].

Коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\text{пл}}$ для горизонтально расположенных пучков труб определяется по формуле:

$$\alpha_{\text{пл}} = c_w \alpha_n, \quad (5)$$

где c_w – коэффициент, учитывающий скорость движения парогазовой смеси; α_n – коэффициент теплоотдачи при конденсации медленно движущегося пара:

$$\alpha_n = 0,728 \sqrt{\frac{g \rho_k^2 \lambda_k^3 r}{\mu_k d \Delta t_{\text{nc}}}}, \quad (6)$$

где ρ_k , λ_k , μ_k – соответственно плотность, коэффициент теплопроводности, коэффициент динамической вязкости конденсата; d – диаметр трубы; $\Delta t_{\text{nc}} = t_{\text{zp}} - t_{\text{сз}}$ – температурный напор «пар-стенка», $\Delta t_{\text{nc}} \approx 2$ °С.

Коэффициент массоотдачи β может быть определен на основе аналогии между теплообменом и массообменом по известным зависимостям [2, 3, 4, 13] с использованием

зависимостей вида $\beta = \square(\alpha_r)$ или критериальных уравнений.

В [17] приведено уравнение:

$$\beta = \frac{\alpha_z}{C_{рсм} P_{ср}} \cdot \frac{\mu_n}{\mu_{см}} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_d} \right)^{2/3}, \quad (7)$$

где $\mu_{см}$ – средняя молекулярная масса парогазовой смеси:

$$\mu_{см} = \mu_z \xi + \mu_n (1 - \xi), \quad (8)$$

Pr – тепловой критерий Прандтля; Pr_d – диффузионный критерий Прандтля; $P_{ср}$ – движущая сила массообмена, определяемая по формуле:

$$P_{ср} = \frac{P_n - P_{зп}}{\ln \frac{P - P_z}{P - P_n}}, \quad (9)$$

Плотность поперечного потока массы определяется по формуле:

$$g = \beta (P_n - P_{зп}), \quad (10)$$

Условный коэффициент теплоотдачи от парогазовой смеси к стенке поверхности теплообмена определяется по формуле:

$$\alpha_1 = \left\{ \frac{1}{\beta \left[r + c_k (g_{см}^{зх} - g_{см}^{yx}) \frac{P_n - P_{зп}}{g_{см} - t_{тп}} + \alpha_z \right]} + \frac{1}{\alpha_{нл}} \right\}^{-1} \quad (11)$$

Общий условный коэффициент теплопередачи от парогазовой смеси к нагреваемому теплоносителю определяется, как:

$$K = \frac{\psi}{\frac{1}{\alpha_x} + \sum R_i + \frac{1}{\alpha_g}}. \quad (12)$$

Опытами установлено, что гидродинамика пленки на вертикально оребренной или профильно-витой трубке существенно отличается от гидродинамики пленки на гладкой трубке. Угол отклонения траектории движения пленки от вертикального направления увеличивается, что лимитирует процесс теплопередачи.

ОСНОВНОЙ РАЗДЕЛ

В данной работе предлагается методика теплового расчета двухступенчатого теплоутилизатора на тепловых трубах (термосифонах) с учетом конденсации водяного пара при глубоком охлаждении продуктов сгорания котельного агрегата.

Методика расчета предполагает позонный расчет параметров (температура, давление, мощность термосифонов, выпадение конденсата и т.д.) по длине теплообменника.

Схема движения теплоносителей следующая: вода – продольно-поперечное многоходовое движение; продукты сгорания – продольное

противоточное. Конструктивные особенности термосифонов: зона конденсации – гладкая; зона испарения – оребренная с поперечными ребрами, при этом длина зон термосифонов различная, $l_{и} > l_{к}$. Теплоутилизатор типа «газ-жидкость» предназначен для получения горячей воды с температурой $50 \div 55$ °С. Диаметр труб равен $32 \div 57$ мм, что обеспечивает выполнение ограничения по предельной плотности теплового потока в газоходе [2].

Коэффициент теплопередачи теплоутилизатора определяется по формуле:

$$K_i = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{вн1}} + \frac{1}{\alpha_{и}} + \sum \frac{\delta_{см}}{\lambda_{см}} + \frac{1}{\alpha_{к}} + \frac{1}{\alpha_{вн2}}}, \quad (13)$$

Где $\alpha_{вн1}$, $\alpha_{вн2}$ – коэффициенты теплообмена между теплоносителями (продукты сгорания, вода) и внешней поверхностью термосифона в зонах испарения и конденсации; $\alpha_{и}$, $\alpha_{к}$ – соответственно коэффициенты теплоотдачи в зоне испарения и конденсации; $\sum \delta_{см} / \lambda_{см}$ – термическое сопротивление стенок термосифонов.

Теплопроизводительность теплоутилизатора определяется по формуле:

$$Q = KF \Delta t, \quad (14)$$

Где F – площадь поверхности; Δt – средний температурный напор.

Коэффициенты теплоотдачи в различных зонах теплоутилизатора определяются по следующим зависимостям. Коэффициент внешнего теплообмена $\alpha_{вн2}$ в зоне конденсации между нагреваемой водой и внешней поверхностью трубы термосифона определяется по известным зависимостям при обтекании жидкостью пучков труб [2].

Коэффициент теплоотдачи в зоне конденсации определяли по зависимости [2].

Для снарядного режима:

$$\frac{Nu^*}{Pr^{0,54}} = 0,21 Fr^{*0,24}, \quad (15)$$

$$Nu^* = \frac{\alpha_k}{\lambda} \left[\frac{V'^2}{g(1 - S''/S')} \right], \quad (16)$$

$$Fr^* = \frac{W_0'^2 \cdot \rho'}{g \delta \rho}, \quad (17)$$

Коэффициент теплоотдачи в зоне испарения термосифона по зависимости [18]:

$$Nu = 0,0123 Re^{0,5} Pr^{0,35} Kp^{0,54} \left(\frac{d}{l_*} \right)^{0,17}, \quad (18)$$

Коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к внешней поверхности термосифона определяется по формуле:

$$\alpha_{вн} = \alpha_{ср} \frac{F_{ср} e \psi + F_{лр}}{F}, \quad (19)$$

Результаты численных расчетов следующие:

На рис.3 показано изменение мощности термосифонов по длине теплообменника

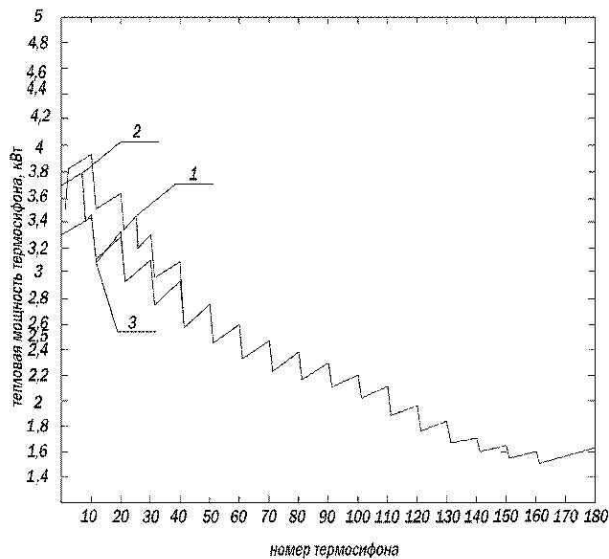


Рис. 4. Изменение тепловой мощности термосифона по длине теплообменника (1- до 27 термосифона теплоноситель вода , после изобутан; 2 – до 8 термосифона метанол, после 8 – изобутан; 3 – во всех термосифонах теплоноситель изобутан)

Fig.4. Thermosyphon power change along heat-exchanger (1 - up to 27 water heat-carrier thermosyphon, after isobutane; 2 – up to 8 methanol thermosyphon, after – isobutene; 3 – isobutene is a heat-carrier in all thermosyphons)

На рис. 5 – изменение температуры теплоносителей по длине теплообменников при одноступенчатой и двухступенчатой схемах теплоутилизаторов.

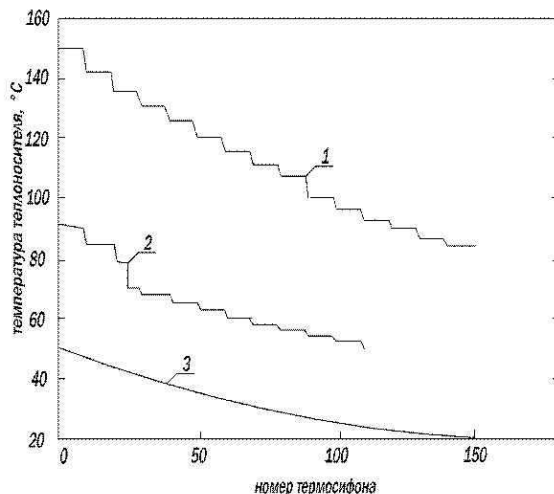


Рис.5. Изменение температуры теплоносителя по длине теплообменника (1 – температура уходящего газа на входе в теплообменник; 2 – температура воды в термосифоне; 3 – температура изобутана)

Fig.5. Heat-carrier temperature change along the heat-exchanger (1 – the outlet-gas temperature in the inlet of heat-exchanger; 2 – water temperature in the

thermosyphon; 3 – isobutene is a heat-carrier in all thermosyphons.

Показано, что выбор рабочего вещества для термосифонов позволяет обеспечить высокую эффективность теплоутилизаторов при глубоком охлаждении продуктов сгорания котельной установки.

ВЫВОДЫ

Результаты численного исследования показывают возможность повышения эффективности теплоутилизаторов выполненных по двухступенчатой схеме с различными теплоносителями в термосифонах.

ЛИТЕРАТУРА

1. Аронов И.З., 1978. Контактный нагрев воды продуктами сгорания природного газа. – Л.: Наука. – 220.
2. Безродный М.К., Пиоро И.Л., Костюк Т.О., 2005. Процессы переноса в двухфазных термосифонных системах. Теория и практика. – 2-е издание, дополненное и переработанное. – Киев: Факт. – 704.
3. Берман Л.Д. Об упрощенных эмпирических зависимостях для массообмена при конденсации пара из парогазовой смеси, 1960. Теплоэнергетика. – №8. – 74 – 78.
4. Берман Л.Д., Фукус С.Н., 1958. Массообмен в конденсаторах с горизонтальными трубами при содержании в паре воздуха. Теплоэнергетика. – №8. – 66 – 74.
5. Бобе С., Малышев Д.М., 1971. К расчету конденсации пара при поперечном обтекании труб парогазовой смесью. Теплоэнергетика. – №12. – 84 – 86.
6. Г.Д. Глубокая А.Д. Киосов, Авруцкий, 2011. Утилизация тепла уходящих газов котлов и его аккумулирования. Теплоэнергетика: Теор. и науч.-практи. журн. – №11. – 60 – 63.
7. Галустов В.С., 2003. Теплообменные процессы и аппараты с непосредственным контактом фаз в теплоэнергетике. Энергетика и менеджмент. – №4. – 120.
8. Л.Д. Богуславский, В.И. Ливчак, 1990. Энерго-сбережение в системах теплоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха: справочное пособие. – М.: Стройиздат, 1990. – 624.
9. Ефимов А.В., Гончаренко А.Л., Гончаренко Л.В., 2009. Совершенствование метода теплового расчета конденсационного теплоутилизационного аппарата поверхностного типа, установленного за котельной установкой. – Энергетика: экономика, технология, экология. – №1. – 64 – 73.
10. Исаченко В.П. Теплопередача. 1975. Учебник для вузов. Изд. 3-е перераб. и доп. М., «Энергия»; – 488.
11. Кудинов А.А., 2001. Энергосбережение в теплогенерирующих установках. – Ульяновск: УЛГТУ. – 139.

12. Методические рекомендации по проектированию контактно-экономайзерных установок в газифицированных котельных, 1985. К.: НИИСТ. – 96.

13. Навродская Р.А., 2001. Утилизация теплоты уходящих газов газопотребляющих котлов в поверхностных теплоутилизаторах конденсационного типа. – Автореф. Дис. канд. техн.наук. – К. – 20.

14. Oshima T., Mohtai T., Mochizuki M., Sugihara S. Laboratory evaluation of heat pipes for development of heat pipe type large gas air heater, 1987. Prep. 6th Int. Heat Pipe Conf. (Grenoble) . – 641 – 646.

15. Пенчев П., Юруков И., Милачков Х. Утилизация на отпадна топлина от хлебопекарни печи через теплообменник с топлинни тръби, 1987. Энергетика . – т.38. – №4. – 24 – 25.

16. Portrait L., 1985. M. Las calderas de condensacion. – Clima y ambiente. – №146. – 55 – 60.

17. Семенов В.П., 2008. Разработка методов интенсификации процессов теплообмена при конденсации пара в поверхностных и контактных теплообменниках. Автореф. дис. д-р техн. наук. – Екатеринбург. – 36.

18. Семена М.Г., Киселев Ю.Ф., 1978. Исследование процессов теплообмена в зоне теплоподвода двухфазных термосифонов на фреонах. 11, 113, 142, воде и этаноле. Инж.-физ. журн. – №2. – 211 – 217.

19. Суханов В.И. и др., 2001. Установки утилизации тепла и очистки дымовых газов паровых и водогрейных котлов. – М.: АКВА-ТЕРМ.

20. Теплообменники контактные с активной насадкой (КТАН) для котлов теплопроизводительностью 0,2 – 1,16 МВт, работающих на природном газе: Каталог. – Рига. – 40.

21. Фиалко Н.М., Гомон В.И., Навродская Р.А., Прокопов В.Г., Пресич Г.А. Особенности методики расчета поверхностных теплоутилизаторов конденсационного типа, 2000. Промышленная теплотехника . – №2. – 49 – 53.

22. Юдин В.Ф. Теплообмен поперечнооребранных труб. 1982. – Л.: Машиностроение. – 189.

Key words: heat-utilizer; heat-pipes; heat-carrier; boiler unit.

EFFICIENCY OF TWO-PHASE HEAT-EXCHANGER AT HEAT PIPES

Summary. The choice of rational heat-utilizer scheme is a very actual problem when using boiler units. This article proposes the heat computation technique of heat exchanger at heat pipes with deep combustion-product cooling in boilers and water steam condensation. In addition, the construction scheme of heat exchanger made with two units in which the heat pipes are filled with different working substance is described. The results of heat carrier temperature and pressure distribution (namely: combustion products and water being heated) according to counterflow - heat exchanger length are presented. The efficiency of two-phase heat-utilizer is determined.