

УДК 697.34, 536.7

В. Д. ПЕТРАШ, Ю. Н. ПОЛУНИН, А. А. ПОЛОМАННИЙ

ОПЫТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТРАНСФОРМАЦИИ УТИЛИЗИРУЕМОЙ ТЕПЛОТЫ ОТРАБОТАННЫХ ГАЗОВ ВРАЩАЮЩИХСЯ ПЕЧЕЙ

Для раніше запропонованої системи контактної-рекуперативної відбору з парокompресійною трансформацією утилізованої теплоти відпрацьованих газів обертових печей встановлена залежність дійсного коефіцієнта перетворення у вигляді модифікованого критерію комплексної оцінки енергетичної ефективності. Метою експериментального дослідження є порівняння аналітично встановленої та реальної ефективності перетворення енергетичних потоків в теплонасосному контурі при відборі теплоти з відпрацьованих низькотемпературних газів в характерних режимах роботи печі. Експериментальне дослідження, яке проведено для співвідношення греючого середовища та води, що нагрівається при $j = (0,1; 0,2 \dots 0,5)$ і $\beta = (3 \dots 0,3)$, зі зміною G_i / G_k в межах $(0,5 \dots 0,3 \div 3)$, дозволило визначити дійсні коефіцієнти перетворення та відповідні температури нагрівання води після конденсатора. Зіставленням розрахунків за встановленою аналітичною залежністю та результатів експериментального дослідження підтверджено відповідність температур води після конденсатора в умовах високої ефективності перетворення енергетичних потоків, які задовільно узгоджуються з дев'ятивідсотковою розбіжністю.

Ключові слова: парокompресійна утилізація теплоти, відпрацьовані гази обертових печей, дійсний коефіцієнт перетворення.

Для ранее предложенной системы контактнo-рекуперативного отбора с парокompрессионной трансформацией утилизируемой теплоты отработанных газов вращающихся печей установлена зависимость действительного коэффициента преобразования в виде модифицированного критерия комплексной оценки энергетической эффективности. Целью экспериментального исследования явилось сопоставление аналитически установленной и действительной эффективности преобразования энергетических потоков в теплонасосном контуре при отборе теплоты из отработанных низкотемпературных газов в характерных режимах работы печи. Экспериментальное исследование, которое проведено для соотношения греющей среды и нагреваемой воды при $j=(0,1; 0,2 \dots 0,5)$ и $\beta=(3 \dots 0,3)$, с изменением G_w/G_k в пределах $(0,5 \dots 0,3 \div 3)$, позволило определить действительные коэффициенты преобразования и сравнить соответствующие температуры нагрева воды после конденсатора. Сопоставлением расчетов по установленной аналитической зависимости и результатов экспериментального исследования подтверждено соответствие температур нагреваемой воды после конденсатора, которые удовлетворительно согласуются с девятипроцентным расхождением при высокой эффективности преобразования энергетических потоков.

Ключевые слова: парокompрессионная утилизация теплоты, отработанные газы вращающихся печей, действительный коэффициент преобразования.

For the proposed system of contact-recuperative selection with transformation of the recovered heat of the exhaust gases of rotary kilns established the dependence of the actual conversion coefficient as a modified criterion for a complex assessment of energy efficiency. The purpose of the experimental study was to compare the analytically established and actual efficiency of conversion of energy flows in the heat pump circuit during the selection of heat from waste low-temperature gases in certain operating modes of the furnace. The experimental study, which was carried out for the ratio of the heating medium to the heated water at $j=(0,1; 0,2 \dots 0,5)$ and $\beta=(3 \dots 0,3)$, with a change in G_w/G_k $(0,5 \dots 0,3 \div 3)$, it was possible to determine the actual conversion coefficients and compare the corresponding water heating temperatures after the condenser. Comparison of the calculations for the established analytical dependence and the results of the experimental study confirmed the correspondence of the temperatures of the heated water after the condenser, which are in satisfactory agreement with the 9% divergence at high conversion efficiency of energy flows.

Keywords: steam compression heat recovery, waste gases from rotary kilns, actual conversion factor.

Введение.

Существенным недостатком вращающихся печей в технологии производства цемента и керамзита является крайне низкая эффективность использования энергии первичного топлива (до 45%), потери теплоты с отработанными газами составляют 30-35%, [1, 2, 3], при этом в стоимости конечной продукции топливная составляющая достигает 60%. Отработанные газы обладают мощным теплоэнергетическим потенциалом, который в настоящее время практически не используется для теплотехнологического и коммунально-бытового теплоснабжения.

Для предложенной системы контактнo-рекуперативного отбора с парокompрессионной трансформацией утилизируемой теплоты отработанных газов вращающихся печей [4], установлена зависимость действительного коэффициента преобразования в виде модифицированного критерия комплексной оценки энергетической эффективности [5]. Система обеспечивает высокие значения коэффициента преобразования (до $10 \div 15$) при соответствующих

соотношениях расходов греющей и нагреваемой среды, параметров абонентских систем [6], а также соотношения расходов технологического и коммунально-бытового назначения [7].

Постановка задачи в общем виде и ее связь с важными научными и практическими заданиями.

Заданием экспериментального исследования разрабатываемых контактнo-рекуперативных систем теплоснабжения с трансформацией утилизируемой теплоты явилось сопоставление аналитически установленной и действительной эффективности преобразования энергетических потоков в теплонасосном контуре при отборе теплоты из отработанных низкотемпературных газов в характерных режимах работы печи. Действительную эффективность преобразования энергии в парокompрессионном контуре системы целесообразно оценить на основе сопоставления экспериментальных результатов с установленными аналитическими значениями. Исследования по теплогидравлическим условиям проводились на лабораторной теплонасосной установке, база которой была создана в лаборатории «Теплонасосных техно-

© Петраш В.Д., Полунин Ю.Н., Полуманний А.А., 2017

логий» в ИИЭС ОГАСА в 2010 г. с ее реальными возможностями после соответствующих дополнений.

Изложение основного материала исследования. Для этого стало необходимым воспроизвести температурные и гидравлические условия работы предложенной системы [4] путем соответствующей адаптации лабораторной установки мощностью 1,5 кВт. При этом создавались адекватно-близкие условия для характерных теплогидравлических режимов работы системы, которые отражали температуру воды в поддоне после контактного взаимодействия ее с отработанными газами с начальной температурой в интервале при $t_i=(50 \div 100)$, °С. Для этого в лабораторной установке необходимо обеспечить соответствующие соотношения расходов охлаждаемой в испарителе и нагреваемой в конденсаторе воды G_u/G_k , которое базируется на основе установленных зависимостей [5]. С учетом ранее принятой взаимосвязи в системе расход поступающей воды из поддона в конденсатор приобретает вид

$$G_{II} = \frac{G_{XB} - G_{ГВ}}{\Theta} = \frac{G_{ОВ}}{x} = \frac{1+\beta}{\beta} G_{ОВ} = (1+\beta)G_{ГВ}, \quad (1)$$

где β - соотношение расходов воды на отопительно-вентиляционные процессы и горячее водоснабжение; Θ - соотношение расходов воды для теплотехнологических и отопительно-вентиляционных процессов.

После учета части поступающего расхода теплоносителя «х» в теплообменник отопительно-вентиляционной системы относительно общего расхода в безразмерном виде

$$x = \frac{G_{ОВ}}{G_{ОВ} + G_{ГВ}} = \frac{\beta}{(1+\beta)}, \quad \text{что согласуется с данными [5], а также учитывая, что}$$

$$G_{Тех} = G_{XB} - G_{ГВ} = \Theta(1+\beta)G_{ГВ}, \quad (2)$$

и принимая во внимание

$$G_{II} = (1+\beta)G_{ГВ}, \quad \text{а } G_{XB} = [1+\Theta(1+\beta)]G_{ГВ}, \quad (3)$$

искомое соотношение расходов принимает окончательный вид

$$\frac{G_{II}}{G_k} = \frac{G_{ГВ}(1+j)}{G_{ГВ}(1+\beta)} = \frac{1+j}{1+\beta}. \quad (4)$$

Учитывая, что в работе системы действительные пределы возможного изменения $j=0,05 \div 0,2$, $\beta=1 \dots 0$, приходим к выводу, что реальный диапазон соотношения анализируемых расходов может находиться в пределах $1/3 \div 1/4$, согласующийся с техническими возможностями экспериментальной теплонасосной установки. Лабораторная установка с габаритными размерами (0,5×0,7×1,2) м, рис. 1, содержит основные элементы теплового насоса с магнитным пускателем, которая оснащена необходимыми контрольно-измерительными приборами. Парокомпрессионный контур содержит компрессор, кожухозмеевиковый конденсатор и форконденсатор (отключен), а также параллельно соединенные кожухозмеевиковые и трубчатые испарители, ресиверную ёмкость для сбора рабочего тела, запорный вентиль, фильтр-осушитель, соленоидный вентиль, предохраняющий испаритель от переполнения хладагентом во время стоянки установки, а также терморегулирующий вентиль, в котором происходит процесс дросселирования, и термобаллон. Для контроля давления рабочего тела в испарителе установлен мановакуумметр, давление в конденсаторе контролировалось показаниями манометра.

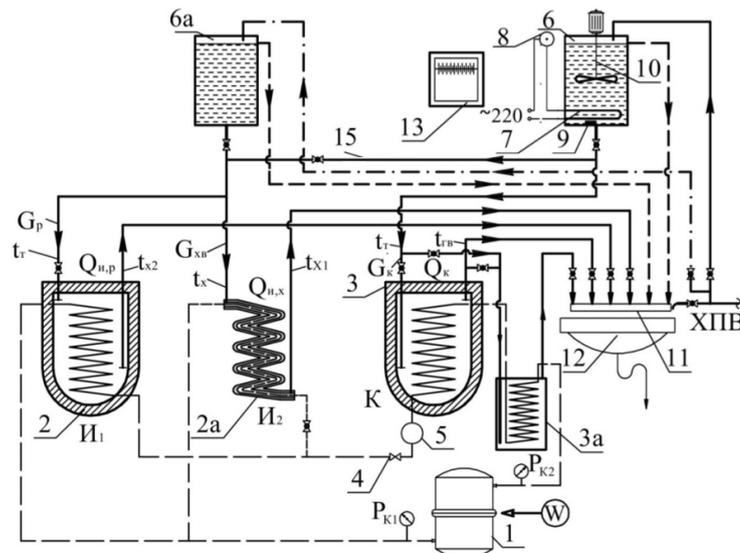


Рис. 1. Схема лабораторной установки термотрансформаторной системы теплоснабжения: ■■■■ – парокомпрессионный контур; ———— – контур охлаждаемой и нагреваемой воды; 1 – компрессор; 2 и 2а – испарители; 3 – конденсатор; 3а – форконденсатор; 4 – автоматический регулирующий вентиль (ТРВ); 5 – ресивер; 6 – бак постоянного уровня со стабилизирующим нагревом воды; 6а – бак холодной воды; 7 – трубочатый электронагреватель (ТЭН); 8 – регулятор стабилизирующего нагрева; 9 – термобаллон регулятора; 10 – турбулизатор жидкости с электроприводом; 11 – система измерения расхода воды; 12 – раковина; 13 – электронный измеритель температур (ЭПИ-0.9) 12-ти точечный с термопарами ХК; $P_{к1}$, $P_{к2}$ – манометры; ХПВ – линия хозяйственно-питьевого водопровода; 15 – соединительный трубопровод догрева.

По шкалам этих манометров определялись соответствующие значения давления рабочего тела, а косвенно и соответствующих температур.

Для защиты установки от превышения давления нагнетания и низкого давления на всасывании компрессора относительно предельных значений служит двоящее реле давления Д-220, которое содержит прессостат (защита от высокого давления) и маноконтроллер (защита от низкого давления). Для заправки системы и контроля давления при настройке реле давления на всасывающей линии установлен клапан Шредера.

В качестве предварительно подогретой воды, поступающей из поддона, использовалась подогреваемая вода в баке 6 с автоматическим поддержанием необходимой температуры. Для этого в напорном баке постоянного уровня 6 предусмотрен стабилизирующий нагрев воды посредством трубчатого автоматизированного электрического нагревателя 7 с регулятором 8. Уровень размещения баков 6 и 6а обеспечивает регулируемое прохождение необходимого расхода охлаждаемой воды через испарители И1 и И2. Автоматическое поддержание заданной температуры в напорном баке 6 со стабилизацией необходимой температуры рециркуляционного потока обеспечивается электронагревателем мощностью до 1,5 кВт с турбулизатором для исключения температурной стратификации жидкости в баке. Система обеспечивала стабилизацию установленной температуры рециркуляционного потока теплой воды в пределах 20-35 °С с отклонением $\pm 0,5^\circ\text{C}$. В системе предусмотрен парокондиционный нагрев воды только в конденсаторе без прохождения её через фторконденсатор.

Из анализа схемы лабораторной установки, рис. 1, следует, что указанное соотношение расходов необходимо поддерживать при поступлении нагретой и холодной воды через испаритель, как низкочастотной среды, соответственно из двух баков-аккумуляторов. Одновременно следует обеспечить расход нагреваемой воды на входе в конденсатор с равнозначной температурой в поддоне контактной камеры t_m , поступающей из соответствующего бака-аккумулятора. При этом по температурному уровню следует обеспечивать соответствующую температуру воды на входе в испаритель, после подогрева исходной воды в теплообменнике 15. Ее охлаждение после испарителя логично поддерживать с предельно низкой положительной температурой в диапазоне (0÷5°C).

Вода в поддоне подогревается в процессе взаимодействия с отработанными газами в контактной камере, в связи с чем она должна поступать в конденсатор с начальной температурой t_m для последующего нагрева. Ее значение было предварительно установлено аналитическим расчетом с анализом тепломассообменных процессов по диаграмме отработанных дымовых газов. Вода в поддоне для газа с начальной температурой (50÷100), °С находится в пределах (27÷37)°С. В

экспериментальном исследовании эта температура поддерживалась автоматизированным процессом предварительного нагрева воды в баке №6 лабораторной установки.

Предельная температура нагрева воды в конденсаторе является искомой перед поступлением в теплообменник 12 для последующего догрева в процессе предварительного охлаждения отработанного газа. Отметим имеющиеся технические ограничения возможностей лабораторной теплонасосной установки по предельной температуре рабочего тела (R-134) при развиваемом компрессионном давлении 12-13 ати. поршневым компрессором, в результате чего вода могла быть реально догрета до температуры $t_k=(50\div 65)^\circ\text{C}$.

Замер температур и расходов воды в теплонасосной установке производился после стабилизации установившегося теплогидравлического режима, который реально достигался через 2,5-3 часа после ее непрерывной работы

В процессе эксперимента расход охлаждаемой и нагреваемой среды после теплообменников соответствующего назначения (в испарителе и конденсаторе) измерялся весовым способом. Замер их температур проводился непрерывно на входе и выходе из соответствующих теплообменников, а также на соединительных участках трубопроводов с использованием электронного потенциометра ЭПП-0,9, который прошёл Государственную метрологическую аттестацию с предварительно проградуированными хромель-копелевыми термопарами ХК. Одновременно измерение всех температур контролировалось ртутными лабораторными термометрами с ценой деления 0,1°C, в том числе в процессе открытого разлива жидкости. Температура рабочего тела в характерных точках парокондиционного контура также определялась с помощью соответствующих термопар, а его давление измерялось до и после компрессора сертифицированными и поверенными мановакууметром и манометром. Измерения выполнялись стандартными лабораторными приборами, общая погрешность которых в определении основных расходных и температурных данных не превышала 2-5%.

Вначале устанавливался необходимый расход водных потоков, затем определялись пусковые и рабочие характеристики теплового насоса, а также исследовалась устойчивость работы всей установки в заданном режиме. Моделировались процессы отбора теплоты в каждом испарителе с передачей её рабочим телом нагреваемому теплоносителю, проходящему через конденсатор. Одновременно автоматически регистрировались соответствующие температуры при установленных соотношениях потоков охлаждаемой воды в испарителях и нагреваемой в конденсаторе. Было проведено три серии экспериментов, которые моделировали соответствующие теплогидравлические режимы догрева нагретой воды в конденсаторе.

В процессе исследования температура исходной холодной воды в баке находилась в пределах $(10 \div 23)^\circ\text{C}$, а имитируемая температура воды в поддоне при необходимости догревалась до 35°C . Температура рабочего тела теплового насоса после компрессора при соответствующем давлении находилась в диапазоне $(65 \div 85)^\circ\text{C}$. Температура охлаждаемой воды после испарителей в зависимости от исходного температурного уровня находилась в пределах $(10 \div 17)^\circ\text{C}$.

Энергетический поток нагрева либо охлаждения жидкости определялся по соответствующим зависимостям:

-в конденсаторе:

$$Q_k = c \cdot G_k \cdot (t_{\text{кон}}^k - t_n), \text{ Вт}; \quad (5)$$

-для первого испарителя:

$$Q_{и,1} = c \cdot G_{и,1} \cdot (t_{и,1}^n - t_{и,1}^k), \text{ Вт}; \quad (6)$$

-для второго испарителя:

$$Q_{и,2} = c \cdot G_{и,2} \cdot (t_{и,2}^n - t_{и,2}^k), \text{ Вт}; \quad (7)$$

где: G_k , $G_{и,1}$ и $G_{и,2}$ – соответствующие расходы воды, проходящие через конденсатор, а также испарители 1 и 2, кг/с; $t_{\text{кон}}^k$, t_n , $t_{и,1}^n$, $t_{и,1}^k$ и $t_{и,2}^n$, $t_{и,2}^k$ – температуры жидкости на соответствующих участках: горячей воды после конденсатора, в поддоне (t_m), до и после испарителя 1, до и после испарителя 2, $^\circ\text{C}$.

Результаты измеряемых параметров были основой для определения тепловых потоков в соответствующих теплообменниках и установления общей мощности теплонасосной установки. На их основе расчётно-аналитическим путём определялось значение действительного коэффициента преобразования.

Ввиду того, что в лабораторной установке использовались 2 испарителя с одинаковой эффективностью теплообмена, в дальнейших расчетах значения тепловых потоков определялись по их сумме

$$\sum Q_{и} = Q_{и,1} + Q_{и,2}, \text{ Вт}. \quad (8)$$

Тепловой поток нагрева воды в конденсаторе определяется суммарным значением отбираемой теплоты в испарителе и тепловым эквивалентом приводной мощности W компрессора $Q_k = (Q_{и,1} + Q_{и,2}) + W$. Для анализируемой системы $W = [Q_k - (Q_{и,1} + Q_{и,2})]$, на этой основе для теплонасосной установки коэффициент преобразования представляется в виде

$$\varphi = \frac{Q_k}{W} = \frac{Q_k}{Q_k - (Q_{и,1} + Q_{и,2})} = \frac{Q_k}{Q_k - \sum Q_{и}} = \left(1 - \frac{\sum Q_{и}}{Q_k}\right)^{-1}. \quad (9)$$

С учетом зависимостей соответствующих энергетических потоков (5), (6) и (7) действительный коэффициент преобразования окончательно представляется соотношением

$$\varphi = \left(1 - \frac{[c \cdot G_{и,1} \cdot (t_{и,1}^n - t_{и,1}^k)] + [c \cdot G_{и,2} \cdot (t_{и,2}^n - t_{и,2}^k)]}{c \cdot G_k \cdot (t_{\text{кон}}^k - t_n)}\right)^{-1}. \quad (10)$$

Для определения достоверности результатов аналитических исследований стало необходимым

подтвердить зависимость конечной температуры на выходе из конденсатора $t_{\text{конд}}$ от исходной температуры воды, поступающей в поддон, то есть t_m , в диапазоне предварительно установленных экспериментально значений коэффициента преобразования ($\varphi = 1,64; 4,2; 9,01$).

Ввиду ограниченных технических возможностей лабораторной установки по изменению соотношения энергетических потоков и расходов поступающей воды в испарители и конденсатор, логичным явилось сопоставление конечной температуры нагрева воды после конденсатора t_k^k с ее расчётно-аналитическим значением в диапазоне реально возможных значений коэффициентов преобразования $\varphi = (2; 6 \text{ и } 8)$ [5, 8, 9].

Зависимость отбираемого теплового потока в испарителе $Q_{и}$ после соответствующих преобразований приобретает следующий вид

$$Q_{и} = (1 + j) \cdot \left[\left((1 + j) \cdot \frac{1 + \Theta \cdot (1 + \beta)}{(1 + j)} \right)^{+j} \right] \cdot t_{и}^n - t_{и}^k. \quad (11)$$

Соотношение тепловых потоков $Q_{и}/Q_k$ базируется на основе отношении соответствующих расходов $\frac{G_{и}}{G_k} = \frac{1 + j}{1 + \beta}$. Тепловой поток, генерируемый

в конденсаторе, определяется зависимостью, учитывающей относительный расход нагреваемой среды. Аналитическое определение температуры нагрева воды после конденсатора производится для соответствующего коэффициента преобразования на основе зависимости $\varphi = \left(1 - \frac{Q_{и}}{Q_k}\right)^{-1}$ в следующем

виде:

$$t_k = t_m + \bar{G} \cdot \left[\left((1 + j) \cdot \frac{1 + \Theta \cdot (1 + \beta)}{1 + j} \right)^{+j} \right] \cdot t_{и}^n - t_{и}^k \cdot \left(1 - \frac{1}{\varphi}\right)^{-1}, \quad (12)$$

где $t_{и}^n$ и $t_{и}^k$ – температура воды соответственно до и после испарителя, $^\circ\text{C}$.

Конечная температура воды после испарителя в компьютерных расчетах принималась равной 5°C . В экспериментальном исследовании ее значение определялось техническими возможностями лабораторной установки, при этом значение $t_{и}^k$ находились в пределах $(4 \div 8)^\circ\text{C}$.

Начальная температура нагретой воды на входе в конденсатор определяется интенсивностью тепломассообменного процесса при взаимодействии газов после теплообменника 12 с поступающей водой из теплообменника 15 в контактной камере.

Температура нагреваемой воды после конденсатора определяется установленной многофакторной взаимосвязью [5, 6, 7]. В связи с изложенным в экспериментальном исследовании указанная температура t_k являлась искомой.

Адекватность сопоставления результатов экспериментального и аналитического исследования температуры воды после конденсатора в зависимости

от температуры ее предварительного нагрева в поддоне, иллюстрируется графически на рис 2. Представленные графики были рассчитаны по аналитической зависимости (12) при следующих

данных: $\theta=0,3$; $\beta=0,2$; $j=0,2$; $\frac{G_{и}}{G_{к}} = \frac{3}{1}$ согласующиеся с данными экспериментального исследования.

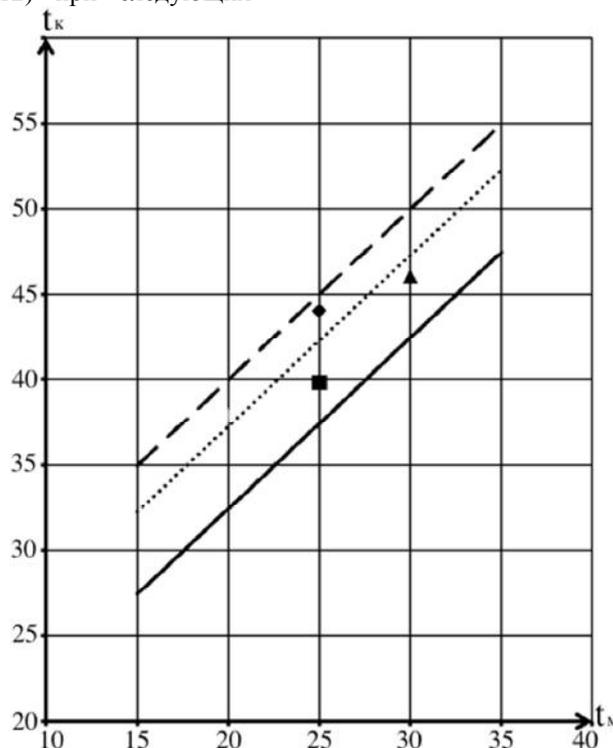


Рис 2. Зависимость температуры нагретой воды после конденсатора t_k от температуры поступающей воды из поддона t_m (при $\theta=0,3$; $\beta=0,2$): аналитические расчеты при: — $\phi=2$; - - - - $\phi=6$; $\phi=8$. экспериментальные значения при: ■ $\phi=1,62$; ◆ $\phi=5,34$; ▲ $\phi=8,73$

Выводы и перспективы дальнейшего развития данного направления.

Экспериментальное исследование, которое проведено для соотношения греющей среды и нагреваемой воды при $j=(0,1; 0,2 \dots 0,5)$ и $\beta=(3 \dots 0,3)$, с изменением $G_{и}/G_{к}$ в пределах $(0,5 \dots 0,3 \div 3)$, позволило определить действительные коэффициенты преобразования и соответствующие температуры нагрева воды после конденсатора. Сопоставлением расчетов по установленной аналитической зависимости и результатов экспериментального

исследования подтверждена высокая эффективность преобразования энергетических потоков и соответствующих температур нагреваемой воды после конденсатора, которые удовлетворительно согласуются с девятипроцентным расхождением. Перспективы дальнейших исследований по анализируемой тематике предполагают расширение функциональных возможностей и повышение энергетической эффективности разрабатываемой системы теплоснабжения.

Список литературы:

1. Ходоров Е.И. Печи цементной промышленности. - Л. : Стройиздат 1968. - 456с.
2. Древицкий Е.Г., Добровольский А. Г., Коробок А.А. Повышение эффективности работы вращающихся печей. - М.: Стройиздат, 1990. - 225с.
3. Онацкий С.П. Производство керамзита - М.: Стройиздат, 1987г. - 333с.
4. Пат. 100923, Укр., МПК (2013.01) F27В 9/00. Термотрансформаторна система відбору теплоти з відпрацьованих газів для промислового тепlopостачання / Ю.Н. Полунін, В.Д. Петраш. - Опубл. 11.02.2013. Бюл. №3.
5. Петраш В.Д., Полунін Ю.Н. Отбор и трансформация энергии отработанных газов вращающихся печей для

- промышленного теплоснабжения / Энерготехнологии и ресурсосбережение. 2013. - №6. - С. 59-66.
6. Петраш В.Д., Полунін Ю.Н. Термотрансформаторная система теплоснабжения на основе контактно-рекуперативного охлаждения отработанных газов вращающихся печей производства строительных материалов // Вестник «ОГАСА». 2013. - №53. - С. 59-66.
 7. Петраш В.Д., Полунін Ю.Н. Влияние соотношения расходов воды технологического и коммунально-бытового назначения на эффективность термотрансформаторного охлаждения низкотемпературных газов // Вестник «ДонНАСА». 2014. - №109. - С. 78-85.
 8. Мартыновский В.С. Циклы, схемы и характеристики термотрансформаторов / - М.: Энергия, 1977. - 280 с.
 9. Петраш В.Д. Теплонасосные системы теплоснабжения / В МВ, Одесса, 2014. - 556 с.

Bibliography (transliterated):

1. *Hodorov E.I.* Pechi cementnoj promyshlennosti. - L. : Strojizdat 1968. - 456s.
2. *Drevickij E.G., Dobrovol'skij A. G., Korobok A.A.* Povyshenie jeffektivnosti raboty vrashhajushhihsja pechej. - M. : Strojizdat, 1990. – 225c.
3. *Onackij S.P.* Proizvodstvo keramzita - M.: Strojizdat, 1987g. - 333s.
4. Pat. 100923, Ukr., МПК (2013.01) F27B 9/00. Termotransformatorna sistema vidboru toploti z vidprac'ovanih gaziv dlja promisloвого teplopstachannja / *Ju. N. Polunin, V.D. Petrash.* – Opubl. 11.02.2013. Bjul. №3.
5. *Petrash V.D., Polunin Ju. N.* Otbor i transformacija jenerгии otrabotannyh gazov vrashhajushhihsja pechej dlja promyshlennogo teplosnabzhenija / Jenergotehnologii i resursosbezrezhenie. – 2013. - №6. – S. 59-66.
6. *Petrash V.D., Polunin Ju. N.* Termotransformatornaja sistema teplosnabzhenija na osnove kontaktno-rekuperativnogo ohlazhdenija otrabotannyh gazov vrashhajushhihsja pechej proizvodstva stroitel'nyh materialov // Vestnik «OGASA» – 2013. - №53. – S. 59-66.
7. *Petrash V.D., Polunin Ju. N.* Vlijanie sootnoshenija rashodov vody tehnologicheskogo i kommunal'no-bytovogo naznachenija na jeffektivnost' termotransformatornogo ohlazhdenija nizkoterperaturnyh gazov // Vestnik «DonNASA» – 2014. - №109. – S. 78-85.
8. *Martynovskij V.S.* Cikly, shemy i harakteristiki termotransformatorov / – M.: Jenergija, 1977. – 280 s.
9. *Petrash V.D.* Teplonasosnye sistemy teplosnabzhenija /– V MV, Odessa, 2014. – 556 s.

Поступила (received) 22.11.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Опитно-експериментальне дослідження ефективності трансформації утилізованої теплоти відпрацьованих газів обертових печей / В. Д. Петраш, Ю. М. Полунін, О. А. Поломанний // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Інноваційні дослідження у наукових роботах студентів. – X. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 41(1263). – С. 28–33. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2220-4784.

Опытно-экспериментальное исследование эффективности трансформации утилизируемой теплоты отработанных газов вращающихся печей / В. Д. Петраш, Ю. Н. Полунин, А. А. Поломанний // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Інноваційні дослідження у наукових роботах студентів. – X. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 41(1263). – С. 28–33. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2220-4784.

Experimental study of the efficiency of transformation of the recovered heat of waste gases from rotary kilns / V. D. Petrash, Y. N. Polunin, A. A. Polomanniy // Bulletin of National Technical University «KhPI». Series: Innovation researches in students' scientific work. – Kharkiv: NTU «KhPI», 2017. – № 41(1263). – С. 28–33. – Bibliogr.: 9 titles. – ISSN 2220-4784.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Петраш Віталій Дем'янович – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри опалення, вентиляції та охорони повітряного басейну, Одеська державна академія будівництва та архітектури, тел. : +380 (67) 262 13 52; e-mail: petrant@ukr.net

Petrash Vitaliy Demjanovich – Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of the Department of Heating, Ventilation and Air Protection, Odessa State Academy of Civil Engineering and Architecture, tel. : +380 (67) 262 13 52; e-mail: petrant@ukr.net

Петраш Віталій Демьянович – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой Отопления, вентиляции и охраны воздушного бассейна, Одесская государственная академия строительства и архитектуры, тел.: +380 (67) 262 13 52; e-mail: petrant@ukr.net

Полунін Юрій Миколайович – кандидат технічних наук, ст. викладач, кафедри опалення, вентиляції та охорони повітряного басейну, Одеська державна академія будівництва та архітектури, тел. : +380 (96) 901 14 58; e-mail: yuri.polunin@ogasa.org.ua

Polunin Yuri Nikolaevich – PhD, senior lecturer, Department of Heating, Ventilation and Air Protection, Odessa State Academy of Civil Engineering and Architecture, tel. : +380 (96) 901 14 58; e-mail: yuri.polunin@ogasa.org.ua

Полунин Юрий Николаевич – кандидат технических наук, ст. преподаватель кафедры Отопления, вентиляции и охраны воздушного бассейна, Одесская государственная академия строительства и архитектуры, тел.: +380 (96) 901 14 58; e-mail: yuri.polunin@ogasa.org.ua

Поломанний Олександр Анатолійович – аспірант кафедри опалення, вентиляції та охорони повітряного басейну, Одеська державна академія будівництва та архітектури, тел. : +380 (97) 046 16 75; e-mail: sashaasper@gmail.com

Polomaniy Aleksandr Anatolyevich – postgraduate student of the Department of Heating, Ventilation and Air Protection, Odessa State Academy of Civil Engineering and Architecture, tel. : +380 (97) 046 16 75; e-mail: sashaasper@gmail.com

Поломанний Александр Анатольевич – аспирант кафедры Отопления, вентиляции и охраны воздушного бассейна, Одесская государственная академия строительства и архитектуры, тел.: +380 (97) 046 16 75; e-mail: sashaasper@gmail.com