

УДК 621.036; 697.4

Тепловой поток конденсатора усовершенствованной системы утилизации теплоты отработанных газов

В. Д. Петраш¹, Ю. М. Полунин², Е. А. Гераскина³

¹д.т.н., проф. Одесская государственная академия строительства и архитектуры, г. Одесса, Украина, petrant@ukr.net, ORCID: 0000-0002-0413-233X

²к.т.н., ст. препод. Одесская государственная академия строительства и архитектуры, г. Одесса, Украина, polunin@ogasa.org.ua, ORCID: 0000-0002-0752-5550

³к.т.н., доц. Одесская государственная академия строительства и архитектуры, г. Одесса, Украина, poselok@te.net.ua

Аннотация. Авторами обоснована необходимость совершенствования ранее предложенного варианта системы утилизации теплоты отработанных газов вращающихся печей в направлении более рационального использования располагаемого температурного потенциала газов в процессе нагрева воды со снижением мощности теплоносной составляющей. Принцип работы усовершенствованного варианта аналогичен ранее разработанной базовой системе. После традиционной очистки от пыли отработанные газы из вращающейся печи поступают в фильтр тонкой очистки, а затем направляются в рекуперативный теплообменник для предварительного их охлаждения. Газы последовательно проходят первую и вторую контактную камеру для более глубокого их охлаждения. Особенность теплообменных процессов заключается в том, что в первой секции предварительного охлаждения процесс контактного взаимодействия потоков проходит при более высокой температуре воды после соответствующего теплообменника. Во второй камере происходит более глубокое доохлаждение парогазовой смеси. Здесь вода из поддона поступает в конденсатор теплоносной установки, а затем неразделяющимся потоком в теплообменник для подогрева в процессе предварительного охлаждения исходных отработанных газов. При этом возрастает составляющая традиционного рекуперативного отбора теплоты с одновременным повышением степени очистки отработанных газов в системе. Регенерация воды в поддоне контактной камеры реализуется по аналогичному принципу увеличения её расхода на исходном теплотехнологическом цикле производственного процесса, как и в базовой схеме. В результате для усовершенствованной системы аналитически установлена многофакторная зависимость теплового потока в конденсаторе, учитывающая исходные и режимные параметры структурных подсистем, которая является основой для определения технико-экономических, экологических показателей и энергетической эффективности всей системы.

Ключевые слова: теплоснабжение, отработанные газы, печи обжига строительных материалов, тепловые насосы, конденсатор.

Введение. Главным недостатком вращающихся печей в производстве цемента и керамзита является крайне низкая эффективность использования энергии первичного топлива (до 45 %). Потери теплоты с отработанными газами составляют 30...35 % [1, 2], а топливная составляющая в стоимости конечной продукции достигает 60 %. Отработанные газы, в производстве различных строительных материалов отличаются сравнительно низкой температурой (до 50...150 °С) с характерной пылегазовой компонентой и большими расходами. Они обладают мощным теплоэнергетическим потенциалом, который в настоящее время практически не используется для промышленного теплотехнологического и коммунально-бытового теплоснабжения.

Актуальность исследования. Применение теплонасосных технологий в процессах производства строительных материалов во вращающихся печах с утилизацией теплоты низкотемпературных отработанных газов представляется весьма перспективным. Закономерно, что теплота термотрансформаторной

компоненты в общем энергетическом потоке в системах энергосбережения на этой основе должна быть минимизирован.

Последние достижения и публикации. Авторами предложен базовый вариант системы [3, 4, 5] контактно-рекуперативного отбора с парокompрессионной трансформацией энергии отработанных низкотемпературных газов вращающихся печей для промышленного теплоснабжения. В работе [4] определена энергетическая эффективность базовой термотрансформаторной системы теплоснабжения на основе контактно-рекуперативного охлаждения отработанных газов вращающихся печей в производстве строительных материалов. Обоснована также взаимосвязь параметров подсистем теплотехнологического и коммунально-бытового назначения в условиях промышленного теплоснабжения [5]. Для усовершенствованной системы [6] также проанализирована зависимость эффективности работы системы теплоснабжения, учитывая параметры абонентских систем. Вместе с тем, для неё требуется дальнейшее решение задач по установлению

многофакторной зависимости теплового потока в конденсаторе, а также определения технико-экономических показателей всей системы.

Результатами исследования [4, 5] установлена необходимость совершенствования базового варианта системы в направлении более рационального использования располагаемого температурного потенциала газов в процессе нагрева воды со снижением мощности теплоносной установки.

Формулирование целей статьи. Целью настоящей работы является дальнейшее совершенствование теплонасосных систем теплоснабжения на основе утилизации теплоты отработанных газов с установлением теплового потока конденсатора в структуре теплонасосной установки, предопределяющей технико-экономические показатели и энергетической эффективности соответствующего оборудования всей системы.

Основная часть. Усовершенствованный ва-

риант системы отбора теплоты из отработанных газов вращающихся печей [6], рис. 1, работает аналогично ранее разработанной базовой системой. После традиционной очистки от пыли отработанные газы из вращающейся печи поступают по каналу 2, а после фильтра тонкой очистки 26 направляются в рекуперативный теплообменник 12 для предварительного их охлаждения. Затем газы последовательно проходят первую контактную камеру 6 для предварительного охлаждения и увлажнения, а затем вторую 28 с целью более глубокого их охлаждения. Особенность теплообменных процессов заключается в том, что в первой секции предварительного охлаждения процесс контактного взаимодействия потоков проходит при более высокой температуре воды после теплообменника 15. Во второй секции 28 происходит более глубокое доохлаждение парогазовой смеси.

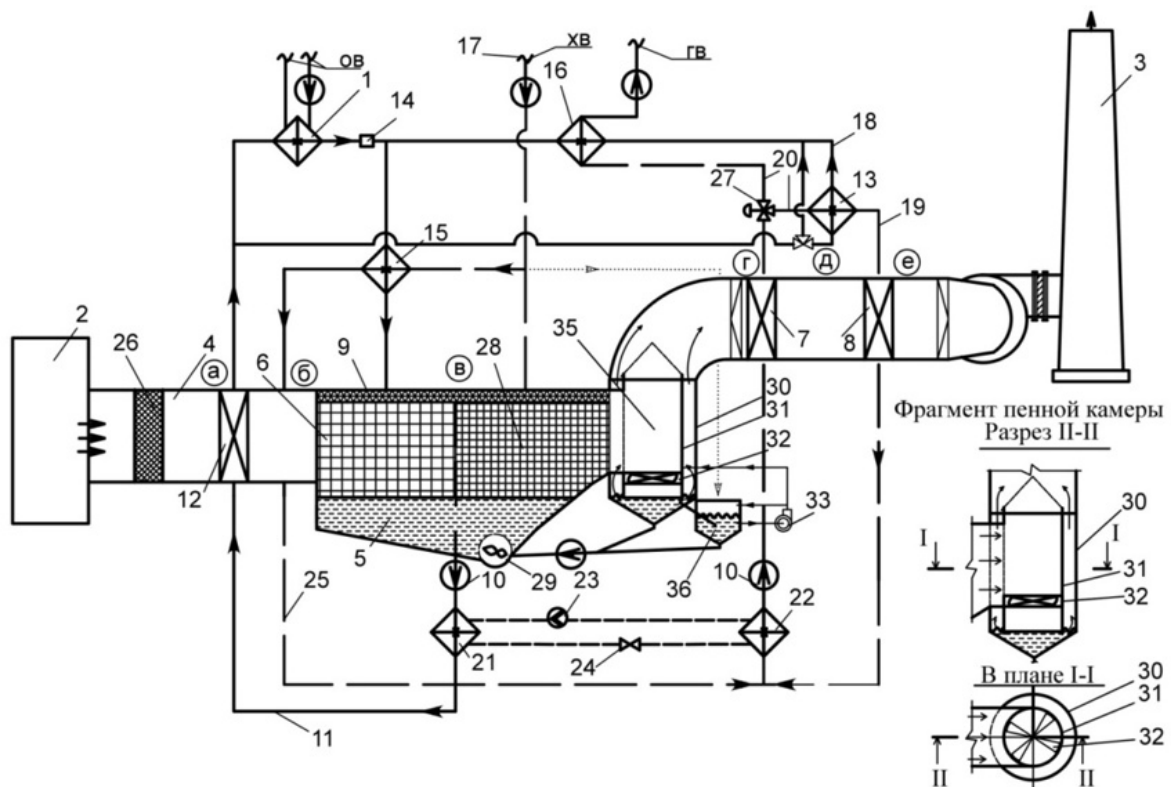


Рис. 1. Схема усовершенствованной системы контактно-рекуперативного отбора с трансформацией теплоты отработанных газов вращающихся печей для промышленного и коммунально-бытового теплоснабжения.

- 1 - теплообменник нагрева воды для отопительно-вентиляционных систем; 2 - газоход после традиционной очистки отработанных газов из вращающейся печи; 3 - дымовая труба; 4 - газоход после тонкой очистки отработанных газов; 5 - поддон для сбора воды в контактной камере; 6 - первая контактная камера предварительного увлажнения; 7 - теплообменник глубокого охлаждения газа; 8 - подогреватель; 9 - ороситель; 10 - циркуляционные насосы; 11, 18, 19, 20 - трубопроводы; 12 - теплообменник предварительного охлаждения газов; 13, 15, 16 - теплообменники; 14 - регулятор соотношения расходов; 17 - трубопровод подачи исходной холодной воды; 21 - конденсатор; 22 - испаритель; 23 - компрессор; 24 - дроссельный вентиль; 25 - трубопровод подачи воды на горячее водоснабжение; 26 - фильтр тонкой очистки; 27 - трехпозиционный регулятор расхода жидкости; 28 - вторая контактная камера; 29 - дренажный участок технологического теплопотребления с регенерацией воды; 30 - внешний цилиндрический элемент; 31 - внутренний цилиндрический элемент; 32 - завихритель; 33 - шламовый (циркуляционный) насос; 34 - промежуточная емкость; 35 - завихрительное устройство; 36 - расширительный бак.

Здесь вода из поддона поступает в конденсатор теплоносной установки, а затем неразделяющимся потоком в теплообменник 12 для подогрева в процессе предварительного охлаждения исходных отработанных газов. При этом возрастает составляющая традиционного рекуперативного отбора теплоты с одновременным повышением степени очистки отработанных газов в системе. Регенерация воды в поддоне контактной камеры реализуется по аналогичному принципу увеличения её расхода на исходном теплотехнологическом цикле производственного процесса, как и в базовой схеме.

Располагаемый тепловой поток нагрева теплоносителя с расходом G_n , кг/с, нагреваемой воды в конденсаторе трансформаторного контура на основе разности конечной температуры нагреваемой среды после него $t_{кд}$, °С, и температуры t_m , °С, воды в поддоне, аналогично [4, 5] представляется в следующем виде

$$Q_k = G_n c_w \left(t_O + \Delta t + \frac{G_{ov}(t_r - t_O)}{y G_n} - \frac{Q_{no}}{G_n c_w} - t_m \right), \text{ Вт} \quad (1)$$

где c_w – удельная теплоёмкость воды, Дж/(кг·К); t_r и t_O – температура, соответственно, горячей и обратной воды отопительно-вентиляционных систем, °С, G_{ov} – расход воды на отопительно-вентиляционные системы, кг/с, Q_{no} – температурный потенциал, Вт, теплового потока в процессе предварительного охлаждения газа в теплообменнике 12, работающего в «сухом» режиме.

Из условия соблюдения пропорционального распределения расходов греющей и нагреваемой среды в соответствующих теплообменниках системы отопления 1 и горячего водоснабжения 16, следует зависимость

$$\frac{G_{z6} + j G_{z6}}{(1 - y) G_n} = \frac{G_{ov}}{y G_n}, \quad (2)$$

где G_{z6} – расход воды на горячее водоснабжение, кг/с; j – рециркуляционная часть общего расхода теплоносителя в системе горячего водоснабжения, проходящая через теплообменник 8 для предотвращения выпадения конденсата из охлаждённого газа при дальнейшем его контакте с поверхностями газопроводов и выбросной трубы, а y – искомая часть поступающего расхода теплоносителя в тепло-

обменник отопительно-вентиляционной системы, которая выражается из уравнения (2):

$$y = \frac{G_{ov}}{G_{ov} + (1 + j) G_{z6}}. \quad (3)$$

Исходя из принятого условия [4] $G_{ov} = \beta G_{z6}$ (β – отношение расходов воды на отопление и горячее водоснабжение), искомая часть расхода y представляется в виде следующего симплекса

$$y = \frac{\beta}{1 + \beta + j}. \quad (4)$$

В результате расход поступающего теплоносителя из поддона для последующего нагрева в конденсаторе на основе (3) представляется в виде соотношения

$$G_n = \frac{1 + \beta + j}{\beta} G_{ov}, \text{ кг/с}. \quad (5)$$

Таким образом, воспринимаемый тепловой поток в процессе нагрева воды в конденсаторе трансформаторного контура согласно зависимости (1) определяется по выражению

$$Q_k = G_n c_w \left(t_r + \Delta t - \frac{Q_{no}}{(1 + \beta + j) G_{z6} c_w} - t_m \right), \text{ Вт}, \quad (6)$$

а для определения в (6) отбираемого теплового потока Q_{no} , Вт, в режиме «сухого» охлаждения газа представим его в виде следующего уравнения

$$Q_{no} = G_z \left(c_z (t_z - t_{z,\delta}) + d_n (c_n t_n - c_{n,\delta} t_{n,\delta}) \right), \text{ Вт}, \quad (7)$$

где c_z – средняя изобарная теплоёмкость газов в сечениях «а» и «б» (рис. 1), Дж/(кг·К); t_z и $t_{z,\delta}$ – температура газа при предварительном охлаждении, соответственно, в сечениях а и б; t_n и $t_{n,\delta}$ – соответственно, начальная и конечная температура предварительного охлаждения газа и паров в сечениях а и б.

Преобразуем составные части газовой смеси в этом уравнении аналогично [4, 5] получим для них следующие зависимости

$$c_z (t_z - t_{z,\delta}) = c_z \left| t_z - t_z + \Delta \bar{t}_{no} (t_z - t_{yx}) \right| = c_z \Delta \bar{t}_{no} (t_z - t_{yx}), \text{ Дж/кг} \quad (8)$$

$$d_n(c_n t_n - c_{n,\sigma} t_{n,\sigma}) = \\ = d_n \left(c_n t - c_{n,\sigma} \left(t_n - \Delta \bar{t}_{no} (t_z - t_{yx}) \right) \right), \text{ Дж/кг} \quad (9)$$

где c_n – средняя изобарная теплоёмкость паров в сечениях «а» и «б» (рис. 1), Дж/(кг·К); t_{yx} – температура отработанного газа, °С, $\Delta \bar{t}_{no}$ – относительное снижение температуры газа в теплообменнике предварительного охлаждения.

Обозначив соотношение расходов, кг/с, отработанного газа G_z в сечении «а» и общего расхода, кг/с, нагреваемой воды в первой $G_{к1}$ и второй $G_{к2}$ контактных камерах в виде

$$a = \frac{G_z}{G_{к1} + G_{к2}}. \quad (10)$$

Тогда расход G_z отработанного газа с учётом ранее установленной зависимости [4, 5] представляется в виде

$$G_z = a \cdot (\beta \cdot G_{z\sigma} + G_{x\sigma}). \quad (11)$$

При принятых обозначениях анализируемое соотношение газовой составляющей в [4, 5] представляющее температурный перепад предварительного охлаждения газа в теплообменнике 12 и, принимая во внимание уравнения (7) и (8), трансформируется в зависимость:

$$\frac{Q_{no}}{G_{z\sigma} c_{\sigma} (1 + \beta + j)} = a \frac{\beta G_{z\sigma} + G_{x\sigma}}{G_{z\sigma} c_{\sigma} (1 + \beta + j)} \times \\ \times \left[c_z \Delta \bar{t}_{no} (t_z - t_{yx}) + \right. \\ \left. + d_n (c_n t_n - c_{n,\sigma} (t_z - \Delta \bar{t}_{no} (t_z - t_{yx}))) \right], \quad (12)$$

где d_n – влагосодержание газа, кг/кг. После соответствующих преобразований формула (12) приобретает окончательный вид:

$$\frac{Q_{no}}{G_{z\sigma} c_{\sigma} (1 + \beta + j)} = a \frac{\beta + \frac{G_{x\sigma}}{G_{z\sigma}}}{c_{\sigma} (1 + \beta + j)} \times \\ \left[c_z \Delta t_{no} (t_z - t_{yx}) + \right. \\ \left. + d_n (c_n t_n - c_{n,\sigma} (t_z - \Delta \bar{t}_{no} (t_z - t_{yx}))) \right]. \quad (13)$$

Таким образом, на основе зависимости (6) с учётом соотношения (5) $G_n = G_{o\sigma} (1 + \beta + j) / \beta$, кг/с, где $G_{o\sigma} = \beta G_{z\sigma}$, кг/с, а $G_n = G_{z\sigma} (1 + \beta + j)$, кг/с. Уравнение для определения теплового потока Q_k , Вт, нагрева воды в конденсаторе термотрансформаторного контура представляется в окончательном виде

$$Q_k = (1 + \beta + j) G_{z\sigma} c_{\sigma} \times \\ \times \left\{ t_{\Gamma} + t_O - a \frac{\beta + \frac{G_{x\sigma}}{G_{z\sigma}}}{c_{\sigma} (1 + \beta + j)} \times \right. \\ \times \left[c_z \Delta \bar{t}_{no} (t_z - t_{yx}) + \right. \\ \left. + d_n (c_n t_n - c_{n,\sigma} (t_z - \Delta \bar{t}_{no} (t_z - t_{yx}))) \right] - t_m \left. \right\}, \text{ Вт} \quad (14)$$

Выводы. Установленная многофакторная зависимость теплового потока в конденсаторе, учитывающая исходные и режимные параметры структурных подсистем, является основой для определения технико-экономических показателей и энергетической эффективности всей системы.

Литература

1. Ходоров Е. И. Печи цементной промышленности / Е. И. Ходоров. – Ленинград: Издательство литературы по строительству, 1968. – 456 с.
2. Древицкий Е. Г. Повышение эффективности работы вращающихся печей / Е. Г. Древицкий, А. Г. Добровольский, А. А. Коробок. – Москва: Стройиздат, 1990. – 225 с.
3. Пат. 100923 Україна МПК (2013.01) F27B 9/00. Термотрансформаторна система відбору теплоти з відпрацьованих газів для промислового теплопостачання / Ю. Н. Полунін, В. Д. Петраш. – опублік. 11.02.2013 бюл. №3.
4. Петраш В. Д. Термотрансформаторная система теплоснабжения на основе контактно-рекуперативного охлаждения отработанных газов вращающихся печей производства строительных материалов / В. Д. Петраш, Ю. Н. Полунин // Вісник ОДАБА. – 2013. – Вип. 52. – С. 183-195.
5. Петраш В. Д. Отбор и трансформация энергии отработанных газов вращающихся печей для промышленного теплоснабжения / В. Д. Петраш, Ю. Н. Полунин // Энерготехнология и ресурсосбережение. – 2013. – Вип. 6. – С. 59-66.

6. Петраш В. Д. Зависимость энергетической эффективности работы теплонасосной системы теплоснабжения от параметров абонентских систем / В. Д. Петраш, Ю. Н. Полунин // Вестник ГГТУ имени П. О. Сухого: научно-практический журнал. – 2017. – № 4. – С. 97-101.

References

1. Khodorov E. I. *Pechi cementnoj promyshlennosti*. Izdftelstvo literatury po stroitelstvu, 1968.
2. Dreveckii, E. G., Dobrovolskii A. G., Korobok A. A. *Povyshenie jeffektivnosti raboty vrashhajushhijsja pechej*. Strojizdat, 1990.
3. Polunin Ju. N., Petrash V. D. “Termotransformatorna sistema vidboru teploty z vidpratsevanykh gaziv dlia promyslovoho teplopostachannia.” Patent of Ukraine 100923. 11 February 2013.
4. Petrash V. D., Polunin Ju. N. “Termotransformatornaia sistema teplosnabzheniia na osnove kontaktno-rekuperativnogo okhlazhdeniia otrabotannykh gazov vrashchaiushchikhsia pechei proizvodstva stroitelnykh materialov.” *Visnyk ODABA*, Iss. 53, 2013.
5. Petrash V. D., Polunin Ju. N. “Otbor i transformaciia energii otrabotannykh gazov vrashchaiushchikhsia pechei dlia promyshlennogo teplosnabzheniia.” *Energotehnologii i resursosberezhenie*, Iss. 6, 2013.
6. Petrash V. D., Polunin Ju. N. “Zavisimost energeticheskoi jeffektivnosti raboty teplonasosnoi sistemy teplosnabzheniia ot parametrov abonentskikh sistem.” *Vestnik GGTU*, no. 4, 2017.

УДК 621.036; 697.4

Тепловий потік конденсатора вдосконаленої системи утилізації теплоти відпрацьованих газів

В. Д. Петраш¹, Ю. М. Полунн², Е. А. Гераскіна³

¹д.т.н., проф. Одеська державна академія будівництва та архітектури, м. Одеса, Україна, petrant@ukr.net,
ORCID: 0000-0002-0413-233X

²к.т.н., ст. виклад. Одеська державна академія будівництва та архітектури, м. Одеса, Україна, polunin@ogasa.org.ua,
OR-CID: 0000-0002-0752-5550

³к.т.н., доц. Одеська державна академія будівництва та архітектури, м. Одеса, Україна, poselok@te.net.ua

Анотація. Авторами обґрунтована необхідність удосконалення запропонованого раніше варіанта відбору теплоти з відпрацьованих газів обертових печей у напрямку більш раціонального використання наявного температурного потенціалу газів у процесі нагрівання води зі зниженням потужності теплонасосної складової. Принцип роботи вдосконаленого варіанта системи аналогічний до раніше розробленої базової системи. Після традиційного очищення від пилу відпрацьовані гази з обертової печі надходять у фільтр тонкого очищення, а потім направляються в рекуперативний теплообмінник для попереднього їх охолодження. Гази послідовно проходять першу і другу контактну камеру для більш глибокого їх охолодження. Особливість тепломасообмінних процесів полягає в тому, що в першій секції попереднього охолодження процес контактної взаємодії потоків проходить при більшій високій температурі води після відповідного теплообмінника. У другій камері відбувається більш глибоке доохолодження парогазової суміші. Тут вода з піддону надходить до конденсатора теплоносною установкою, а потім потоком, що не розділяється, іде до теплообмінника для підігріву в процесі попереднього охолодження вихідних відпрацьованих газів. При цьому зростає складова традиційного рекуперативного відбору теплоти з одночасним підвищенням ступеня очищення відпрацьованих газів у системі. Регенерація води в піддоні контактної камери реалізується за аналогічним принципом збільшення її витрати на вихідному теплотехнологічному циклі виробничого процесу, як і в базовій схемі. У результаті для вдосконаленої системи аналітично встановлена багатofакторна залежність теплового потоку в конденсаторі, що враховує вихідні та режимні параметри структурних підсистем, яка є основою для визначення техніко-економічних, екологічних показників і енергетичної ефективності всієї системи.

Ключові слова: теплопостачання, відпрацьовані гази, печі обпалу будівельних матеріалів, теплові насоси, конденсатор.

UDC 621.036; 697.4

The Heat Flux of The Condenser in the Improved System of Exhaust Gas Heat Recovery

V. Petrash¹, Y. Polunin², E. Heraskina³

¹Sc.D.; professor, Odessa state academy of building and architecture, Odessa, Ukraine, petrant@ukr.net,
ORCID: 0000-0002-0413-233X

²PhD., senior lecturer, Odessa state academy of building and architecture, Odessa, Ukraine, polunin@ogasa.org.ua,
ORCID: 0000-0002-0752-5550

³PhD., associate professor, Odessa state academy of building and architecture, Odessa, Ukraine, poselok@te.net.ua

Abstract. The authors show the need to improve the proposed earlier basic version of the system of the heat utilization from the exhaust gases of rotary ovens in the direction of more rational use of the available temperature potential of gases in the process of water heating with a decreasing the power of the heat pump component. The improved version of the heat extraction system works in a similar way to the previously developed basic system. After the traditional dust cleaning, the exhaust gases from the rotary oven are fed into the fine filter and then sent to the recuperative heat exchanger for preliminary cooling. Gases consistently pass the first and second contact chamber for deeper cooling. The peculiarity of heat and mass exchange processes is that in the first section of preliminary cooling the process of contact interaction of the flows passes at a higher water temperature after the corresponding heat exchanger. In the second chamber takes place a deeper pre-cooling of the vapor-gas mixture. Here, the water from the pallet enters the condenser of the heat pump unit, and then with the undivided stream leads into the heat exchanger for heating in the process of preliminary cooling of the original exhaust gases. At the same time, the component of traditional recuperative heat extraction increases with simultaneous increase in the degree of purification of exhaust gases in the system. Regeneration of water in the pallet of the contact chamber is realized by a similar principle of increasing its flow rate at the initial heat-technological cycle of the production process, as in the basic scheme. As a result, the multifactor dependence of the heat flux in the condenser is analytically established for the advanced system, taking into account the initial and regime parameters of the structural subsystems, which is the basis for determining the technical, economic, environmental indicators and energy efficiency of the entire system.

Keywords: heat supply, exhaust gases, firing kilns of building materials, heat pumps, condenser

Надійшла до редакції / Received 11.08.2018