

## ТЕПЛОВОЙ ПОТОК ИСПАРИТЕЛЯ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРНОГО КОНТУРА В УСОВЕРШЕНСТВОВАННОЙ СИСТЕМЕ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ ОТРАБОТАННЫХ ГАЗОВ

**Петраш В.Д.**, д.т.н., профессор,  
petrant@ukr.net, ORCID: 0000-0002-0413-233X

**Полунин Ю.Н.**, к.т.н.,  
yuri.polunin@ogasa.org.ua, ORCID: 0000-0002-0752-5550

**Макаров В.О.**, к.т.н., доцент,  
makvol.03@mail.ru, ORCID: 0000-0002-9265-4663

*Одесская государственная академия строительства и архитектуры*

**Аннотация.** На основе результатов аналитического исследования установлена многофакторная зависимость отбора теплового потока в испарителе, которая учитывает исходные и режимные параметры структурных подсистем. Очевидно, что определяющим параметром является расход воды на горячее водоснабжение, соотношение его с расходом холодной воды, а также тепломассообменные факторы в процессе взаимодействия греющей и нагреваемой среды на пути контактно-рекуперативного и термотрансформаторного преобразования потоков отработанных газов к выбросной трубе. Установленная зависимость является основой для определения технико-экономических показателей и энергетической эффективности усовершенствованной системы для промышленного и коммунально-бытового теплоснабжения.

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

**Введение.** Недостатком вращающихся печей в процессе производства 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 теплотехнологическом процессе производства 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.

Перспективным представляется направление применения теплонасосных технологий для энергосбережения в процессах производства строительных материалов во вращающихся печах с утилизацией теплоты низкотемпературных отработанных газов. Логично, что теплота термотрансформаторной компоненты в общем энергетическом потоке в системах энергосбережения на этой основе должна быть минимальной.

Кроме основных [1, 2], известны работы [3-5], в которых разрабатываются новые технические принципы повышения эффективности утилизируемой энергии первичного топлива в процессе отбора, преобразования и потребления утилизируемой теплоты из отработанных газов вращающихся печей для технологического и коммунально-бытового теплоснабжения.

**Целью** настоящей работы является дальнейшее развитие теплонасосных систем теплоснабжения на основе утилизации теплоты отработанных газов, с определением теплового потока испарителя в структуре теплонасосной установки, предопределяющей технико-экономические показатели и экономическую эффективность соответствующего оборудования усовершенствованной системы.

**Методы исследования.** Метод исследования предусматривает математическое

моделирование тепломассообменных процессов в анализируемом термотрансформаторном контуре в предложенной системе на основе их аналитического описания с определением промежуточных и конечных параметров теплообменных сред для установления многофакторной зависимости исходной температуры охлаждаемой среды на входе в испаритель и его энергетической мощности.

**Результаты исследования.** Авторами предложен базовый вариант [3-5] контактно-рекуперативного отбора с пароконпрессионной трансформацией энергии отработанных низкотемпературных газов вращающихся печей для промышленного теплоснабжения.

Исследованиями [4, 5] установлена необходимость совершенствования базового варианта системы в направлении более рационального использования имеющегося потенциала исходной температуры газов в процессе нагрева воды после контактной камеры со снижением составляющей мощности теплонасосной установки.

Вариант усовершенствованной системы отбора теплоты из отработанных газов вращающихся печей [6], (рис.1), работает аналогично ранее разработанной системе. После

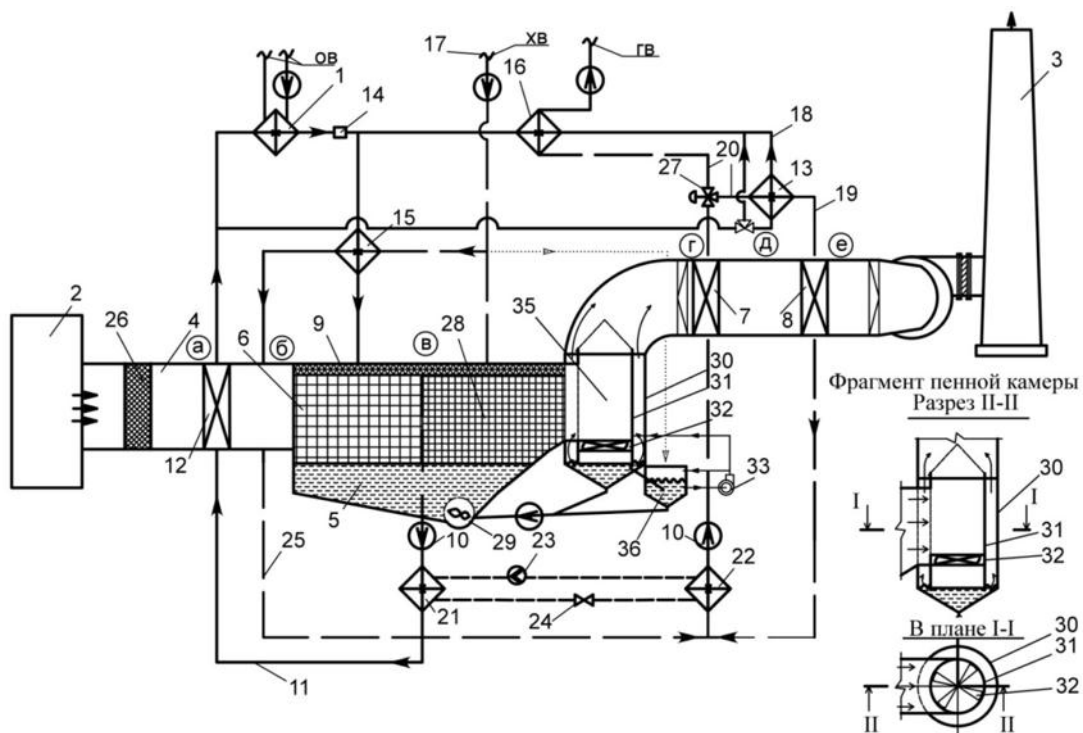


Рис. 1. Схема усовершенствованной системы контактно-рекуперативного отбора с трансформацией теплоты отработанных газов вращающихся печей для промышленного и коммунально-бытового теплоснабжения:

- 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 теплоснабжения 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

традиційної очистки від пилу отримані газы із вращаючої печі поступають по каналу 2, а після фільтра тонкої очистки 26 направляються в рекуперативний теплообмінник 12 для попереднього їх охолодження. Далі газы послідовально проходять першу контактну камеру 6 для попереднього охолодження і зволоження, а далі другу 28 для більш глибокого їх охолодження. Особливість тепломасообмінних процесів заключається в тому, що в першій секції попереднього охолодження процес контактної взаємодії потоків проходить при більш високій температурі води після теплообмінника 15. Во другій секції 28 відбувається більш глибоке доохолодження парогазової суміші.

Здесь вода із піддона поступає в конденсатор теплонасосної установки, а далі незалежним потоком в теплообмінник 12 для підігріву в процесі попереднього охолодження вихідних отриманих газів. При цьому зростає складова традиційного рекуперативного відбору теплоти з одночасним підвищенням ступеня очистки отриманих газів в системі. Регенерація води в піддоні контактної камери реалізується по аналогічному принципу збільшення її витрати на вихідному теплотехнологічному циклі виробничого процесу, як і в базовій схемі.

Визначимо температурний потенціал гріючого теплоносія для системи гарячого водопостачання. Температура попереднього нагріву теплоносія для гарячого водопостачання  $t_{20}$  в теплообміннику доохолодження газу 7, рис. 1, визначається із рівності теплових потоків гріючої і нагріваної середовища в вигляді залежності:

$$t_{20} = t_{и,к} + \frac{Q_{го}}{(1+j)G_{гв}c_{в}}, \quad (1)$$

де  $Q_{го}$  – тепловий потік в процесі доохолодження газу в теплообміннику 7 після контактної камери, Вт;

$j$  – рециркуляційна частина загальної витрати теплоносія в системі гарячого водопостачання, що проходить через теплообмінник 8 з потужністю теплового потоку  $Q_{под}$  для запобігання випадіння конденсату із охолодженого газу при дальнішому його контакті з поверхнями газоходів і вибросної труби, Вт;

$t_{и,к}$  – кінцева температура охолоджуваної води після випарника, значення якої в аналізованій системі логічно [7] приймати позитивною, в межах  $t_{и,к} = 4-6, ^\circ\text{C}$ .

Кінцева температура  $\tau_{о,гв}$  первинного енергоносія після рекуперативного теплообмінника 16 в процесі нагріву теплоносія для системи гарячого водопостачання визначається на основі (1) в наступному вигляді:

$$\tau_{о,гв} = t_{20} + \Delta t = t_{и,к} + \frac{Q_{го}}{(1+j)G_{гв}c_{в}} + \Delta t, \quad (2)$$

де  $\Delta t$  – температурний перепад між кінцевими температурами гріючої і нагріваної середовища в поверхневому теплообміннику 16,  $^\circ\text{C}$ .

Початкова температура гріючої середовища  $\tau_{18}$  в теплообміннику 16 з урахуванням (2) визначається аналогічно [5] по залежності:

$$\tau_{18} = \tau_{о,гв} + \frac{G_{гв}c_{в}(t_{гв} - t_{20})}{(1-y)G_{п}c_{в}} = t_{и,к} + \frac{Q_{го}}{(1+j)G_{гв}c_{в}} + \Delta t + \frac{G_{гв}c_{в}(t_{гв} - t_{20})}{(1-y)G_{п}c_{в}}, \quad (3)$$

де  $t_{гв}$  – розрахункова температура теплоносія в системі гарячого водопостачання,  $^\circ\text{C}$ .

Температура  $j$ -ї частини рециркуляційної води з температурою  $t_{19}$ , що поступає в теплообмінник 8, забезпечуюча незначительний догрів охолодженого газу перед відводним каналом і вибросної труби, визначається на основі [4, 5], з урахуванням (1):

$$\tau_{19} = t_{20} + \frac{Q_{нагр}}{jG_{гв}c_{в}} = t_{и,к} + \frac{Q_{го}}{(1+j)G_{гв}c_{в}} + \frac{Q_{нагр}}{jG_{гв}c_{в}}. \quad (4)$$

Температура поступающей холодной воды после предварительного нагрева в теплообменнике 15 определяется по зависимости:

$$t_{15} = \frac{G_{\Pi}}{G_{XB}}(t_{CM} - \Delta t) + \frac{G_{ГВ}}{G_{XB}}t_{XB}. \quad (5)$$

На основе (5) представляется возможным установить температуру воды на входе в первую контактную камеру  $t_{K1}$  в виде смеси греющего потока воды после теплообменников отопительно-вентиляционной системы и горячего водоснабжения:

$$t_{K1} = t_{15} + \Delta t = \frac{G_{\Pi}}{G_{XB}}(t_{CM} - \Delta t) + \frac{G_{ГВ}}{G_{XB}}t_{XB} + \Delta t. \quad (6)$$

Из анализа системы, рис 1, следует, что температура нагреваемой воды на входе во вторую контактную камеру с расходом  $G_{K2}=(G_{XB} - G_{ГВ})$  равна температуре исходной холодной воды.

На основе (4) с учетом (5) начальная температура смешиваемой воды на входе в испаритель 22, а затем поступающей в систему горячего водоснабжения, представляется в виде:

$$t_{и,н} = \frac{G_{ГВ}c_B t_{15} + jG_{ГВ}c_B t_8}{(1+j)G_{ГВ}c_B}. \quad (7)$$

Нетрудно заметить, что при равенстве тепловых потоков в теплообменниках 8 и 13,  $t_8 = t_{20}$ , в результате зависимость (7) приобретает вид:

$$t_{и,н} = \frac{t_{15} + jt_{20}}{1+j}. \quad (8)$$

Таким образом, начальная температура воды на входе в испаритель термотрансформаторного контура согласно зависимости (8) с учетом (5) определяется уравнением:

$$t_{и,н} = \frac{\frac{G_{\Pi}}{G_{XB}} \left[ (1-y) \left( t_{и,к} + \frac{Q_{Г0}}{(1+j)G_{ГВ}c_B} \right) + x(t_o + \Delta t) - \Delta t \right] + \frac{G_{ГВ}}{G_{XB}}t_{XB} + j \left( t_{и,к} + \frac{Q_{Г0}}{(1+j)G_{ГВ}c_B} \right)}{1+j}, \quad (9)$$

которое после соответствующих преобразований приобретает вид:

$$t_{и,н} = \frac{\left[ \frac{G_{\Pi}}{G_{XB}}(1-y) + j \right] \left( t_{и,к} + \frac{Q_{Г0}}{(1+j)G_{ГВ}c_B} \right) + \frac{G_{\Pi}}{G_{XB}}xt_o + \frac{G_{ГВ}}{G_{XB}}t_{XB}}{1+j}. \quad (10)$$

Принимая во внимание, что [5]  $y = \frac{\beta}{1+\beta+j}$ , а также  $xG_{\Pi}=G_{ОВ}=\beta G_{ГВ}$ , температура воды на входе в испаритель согласно (10) определяется по зависимости:

$$t_{и,н} = \frac{\left[ \frac{G_{ГВ}}{G_{XB}}(1+\beta+j) + j \right] \left( t_{и,к} + \frac{Q_{Г0}}{(1+j)G_{ГВ}c_B} \right) + \frac{G_{ГВ}}{G_{XB}}(\beta t_o + t_{XB})}{1+j}. \quad (10, a)$$

Таким образом, энергия охлаждения циркулирующей воды через испаритель термотрансформаторного контура представляется в обобщенном виде:

$$Q_{и} = (1+j)G_{ГВ}c_B \left[ \frac{\left[ \frac{G_{ГВ}}{G_{XB}}(1+\beta+j) + j \right] \left( t_{и,к} + \frac{Q_{Г0}}{(1+j)G_{ГВ}c_B} \right) + \frac{G_{ГВ}}{G_{XB}}(\beta t_o + t_{XB})}{(1+j)} - t_{и,к} \right]. \quad (11)$$

Тепловой поток  $Q_{Г0}$  доохлаждения влажного газа в теплообменнике 7 в уравнении (11) представим в следующем виде:

$$Q_{го} = G_{г} [c(t_{г,г} - t_{г,д}) + c_{п} d_{п} (t_{г,г} - t_{г,д}) - c_{ж} t_{ж} (d_{п,г} - d_{п,д})]. \quad (12)$$

Первые два слагаемых доохлажденного газа в уравнении (12) с учётом аналогичной взаимосвязи [4, 5] для газовой и паровой составляющих представляются в следующем виде:

$$c_{г} (t_{г,г} - t_{г,д}) = c_{г} \left[ t_{г} - (1 + \mu) \cdot (t_{г} - t_{yx}) - t_{г,б} + m \cdot t_{в,г} - t_{г,д} \right]; \quad (13)$$

$$c_{п} d_{п} (t_{г,г} - t_{г,д}) = c_{п} d_{п} \left[ t_{г} - (1 + \mu) \cdot (t_{г} - t_{yx}) - t_{г,б} + m \cdot t_{в,г} - t_{г,д} \right]. \quad (14)$$

Отметим, что взаимосвязь соотношения  $\frac{Q_{го}}{(1 + j)G_{гв}c_{в}}$  в уравнении (11) была установлена в [4, 5].

Таким образом, энергия охлаждения циркулирующей воды через испаритель термотрансформаторного контура, определяемая согласно (11) с учетом (12-14) после соответствующих преобразований представляется окончательно в виде следующей многофакторной зависимости:

$$Q_{и} = G_{гв} c_{в} \left\{ \left[ \left( \frac{G_{гв}}{G_{хв}} (1 + \beta + j) + j \right) \cdot \left[ t_{и,к} + \frac{a}{(1 + j)c_{в}} \left( \beta + \frac{G_{хв}}{G_{гв}} \right) \cdot (c_{г} (t_{г} - (1 + \mu) \cdot (t_{г} - t_{yx}) - 2t_{г,д} + mt_{в,г})) + \right. \right. \right. \right. \\ \left. \left. \left. + c_{п} d_{п} (t_{г} - (1 + \mu) \cdot (t_{г} - t_{yx}) - 2t_{г,д} + m \cdot t_{в,г}) - c_{ж} t_{ж} (d_{п,г} - d_{п,д}) \right] + \frac{G_{гв}}{G_{хв}} (\beta t_{о} + t_{хв}) \right] - (1 + j)t_{и,к} \right\}. \quad (15)$$

**Выводы.** Установлена многофакторная аналитическая зависимость теплового потока в испарителе, учитывающая исходные и режимные параметры структурных подсистем усовершенствованного варианта системы. Она является основой для дальнейшего определения соответствующих технико-экономических показателей и энергетической эффективности более рациональной системы теплоснабжения.

### Литература

1. Ходоров Е.И. Печи цементной промышленности / Е.И. Ходоров. – Л.: Изд. литературы по строительству, 1968. – 456 с.
2. Древицкий Е.Г. Повышение эффективности работы вращающихся печей / Е.Г. Древицкий, А.Г. Добровольский, А.А. Коробок. – М.: Стройиздат, 1990. – 225 с.
3. Пат. 100923, Укр., МПК (2013.01) F27B 9/00. Термотрансформаторна система відбору теплоти з відпрацьованих газів для промислового теплопостачання / Ю.Н. Полунін, В.Д. Петраш. – Опубл. 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. – Одеса, 2013. – Вип. 53. – С. 173-185.
5. Петраш В.Д. Отбор и трансформация энергии отработанных газов вращающихся печей для промышленного теплоснабжения / В.Д. Петраш, Ю.Н. Полунин // Энерготехнология и ресурсосбережение. – Київ, 2013. – Вип. 6. – С. 56-59.
6. Петраш В.Д. Зависимость энергетической эффективности работы теплонасосной системы теплоснабжения от параметров абонентских систем / В.Д. Петраш, Ю.Н. Полунин // Вестник ГГТУ. – Гомель, 2017. – Вип 4. – С. 97-101.
7. Пеклов А.А. Кондиционирование воздуха / А.А. Пеклов, Т.А. Степанова. – Киев: Вища школа, 1978. – 328 с.

## References

1. Hodorov E.I. Pechi cementnoj promyshlennosti [Cement furnaces]. L.: Izd. literatury po stroitel'stvu, 1968.
2. Drevickij E.G., Dobrovol'skij A.G., Korobok A.A. Povyshenie jeffektivnosti raboty vrashhajushhihsja pechej [Increasing the efficiency of rotary kilns]. Moscow: Strojizdat, 1990.
3. Ju.N. Polunin, V.D. Petrash Pat. 100923, Ukr., MPK (2013.01) F27B 9/00. Termotransformatorna sistema vidboru teploti z vidprac'ovanih gaziv dlja promislovogo teplopostachannja [Heat-transform system of heat recovery from exhaust gases for industrial heat supply]. 11.02.2013.
4. Petrash V. D., Polunin Ju.N. Termotransformatornaja sistema teplosnabzhenija na osnove kontaktno-rekuperativnogo ohlazhdenija otrabotannyh gazov vrashhajushhihsja pechej proizvodstva stroitel'nyh materialov [Heat-transform system of heat supply based on contact-recuperative cooling of exhaust gases of rotating furnaces for production of construction materials]. Visnyk ODABA, Odesa, Vol. 53, pp. 173-185, 2013.
5. Petrash V.D., Polunin Ju.N. Otbor i transformacija jenerгии otrabotannyh gazov vrashhajushhihsja pechej dlja promyshlennogo teplosnabzhenija [Selection and transformation of energy of exhaust gases of rotary furnaces for industrial heat supply]. Jenergotehnologija i resursosberezhenie, Kyiv, Vol. 6, pp. 56-59, 2013.
6. Petrash V.D., Polunin Ju.N. Zavisimost' jenergeticheskoj jeffektivnosti raboty teplonasosnoj sistemy teplosnabzhenija ot parametrov abonentskih system [Dependence of the energy efficiency of the heat pump system of heat supply on the parameters of subscribers systems]. Vestnik GGTU, Homel, Vol. 4, pp. 97-101, 2017.
7. Peklov A.A., Stepanova T.A. Kondicionirovanie vozduha [Air conditioning]. Kiev: Vishha shkola, 1978.

**ТЕПЛОВИЙ ПОТІК ВИПАРНИКА ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРНОГО КОНТУРУ  
У ВДОСКОНАЛЕНІЙ СИСТЕМІ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ  
ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ**

**Петраш В.Д.**, д.т.н., професор,  
petrant@ukr.net, ORCID: 0000-0002-0413-233X

**Полунін Ю.М.**, к.т.н.,  
yuri.polunin@ogasa.org.ua, ORCID: 0000-0002-0752-5550

**Макаров В.О.**, к.т.н., доцент,  
makvol.03@mail.ru, ORCID: 0000-0002-9265-4663  
*Одеська державна академія будівництва і архітектури*

**Анотація.** Удосконалена система відбору теплоти з відпрацьованих газів обертових печей працює аналогічно з раніше розробленою системою. Після традиційного очищення від пилу відпрацьовані гази з обертової печі надходять у фільтр тонкого очищення і направляються в рекуперативний теплообмінник для попереднього їх охолодження. Потім гази послідовно проходять першу контактну камеру для попереднього охолодження і зволоження, а потім другу для більш глибокого їх охолодження. Особливість тепломасообмінних процесів полягає в тому, що в першій секції попереднього охолодження процес контактної взаємодії потоків проходить при більш високій температурі води після теплообмінника. У другій секції відбувається більш глибоке доохолодження парогазової суміші. В результаті вода з піддону надходить в конденсатор теплонасосної установки, а потім потоком, що не розділяється потрапляє в теплообмінник для підігріву в процесі попереднього охолодження вихідних відпрацьованих газів. При цьому зростає складова традиційного рекуперативного відбору теплоти з одночасним підвищенням ступеня очищення відпрацьованих газів в 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.

На основі результатів аналітичного дослідження встановлена багатофакторна залежність відбору теплового потоку в випарнику, яка враховує вихідні та режимні параметри структурних підсистем. Очевидно, що визначальним параметром є витрата води на гаряче водопостачання, співвідношення її з витратою холодної води, а також тепломасообміні чинники в процесі взаємодії, гріючого середовища та середовища, що нагрівається на шляху контактено-рекуперативного і термотрансформаторного перетворення потоків відпрацьованих газів до викидної труби. Встановлена залежність є основою для визначення техніко-економічних показників і енергетичної ефективності удосконаленої системи для промислового та комунально-побутового теплопостачання.

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

### THE HEAT FLUX OF THE EVAPORATOR OF THE THERMAL-TRANSFORMER CIRCUIT IN THE IMPROVED UTILIZATION SYSTEM OF EXHAUST GASES HEAT

**Petrash V.D.**, Doctor of Engineering, Professor,  
petrant@ukr.net, ORCID: 0000-0002-0413-233X

**Polunin Y.M.**, Ph.D.,  
yuri.polunin@ogasa.org.ua, ORCID: 0000-0002-0752-5550

**Makarov V.O.**, Ph.D., Assistant Professor,  
makvol.03@mail.ru, ORCID: 0000-0002-9265-4663  
*Odessa State Academy of Civil Engineering and Architecture*

**Abstract.** The improved heat recovery system from the exhaust gases of rotary kilns works in a similar way to the previously developed system. After the conventional dust cleaning, the exhaust gases from the rotary kiln are fed into the fine filter and sent to the recuperative heat exchanger for preliminary cooling. The gases then successively pass through the first contact chamber for pre-cooling and humidification, and then the second for deeper cooling. A feature of heat and mass exchange processes is that in the first pre-cooling section the process of contact interaction of the flows passes at a higher water temperature after the heat exchanger. In the second section takes place a deeper pre-cooling of the vapor-gas mixture. As a result, water from the pallet enters the condenser of the heat pump plant and then enters with non-separated flow into a 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.

A multi-factor dependence of the heat flux selection in the evaporator is based on the results of the analytical study, which takes into account the initial and regime parameters of the structural subsystems. Obviously, the determining parameter is the water flow for hot water supply, its ratio with the consumption of cold water, and heat and mass exchange factors in the process of interaction between the heating and heated medium in the path of contact-recuperative and thermal transformer transformation of the exhaust gas, that streams to the exhaust pipe. The established dependence is the basis for determining the technical and economic indicators and the energy efficiency of the improved system for industrial and household heat supply.

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

Стаття надійшла 18.09.2018