

УДК 621.878.2

В. Д. ПЕТРАШ, Ю. Н. ПОЛУНИН

Одесская государственная академия строительства и архитектуры

**ВЛИЯНИЕ СООТНОШЕНИЯ РАСХОДОВ ВОДЫ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО И
КОММУНАЛЬНО-БЫТОВОГО НАЗНАЧЕНИЯ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ
ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ
НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ГАЗОВ**

Предложена новая система отбора и трансформации энергии отработанных газов вращающихся печей для промышленного теплоснабжения. В результате аналитического исследования установлен модифицированный критерий комплексной оценки ее энергетической эффективности. Установлено, что высокая эффективность преобразования энергетических потоков ($\varphi = 10...15$) при начальной температуре газов $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ может быть обеспечена при соотношении расходов отбираемого теплоносителя для технологических нужд и коммунально-бытового назначения в диапазоне $0,3...0,7$, а при температуре газов $300\text{ }^{\circ}\text{C}$ ограничивается диапазоном $\Theta = 0,25...0,45$.

термотрансформация, утилизация, вращающиеся печи

Основным 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 %, [1–3], при этом в стоимости конечной продукции топливная составляющая достигает 60 %. Отработанные газы, содержащие наибольший резерв вторичных энергоресурсов в теплотехнологическом процессе производства строительных материалов, отличаются характерной пылегазовой компонентой, сравнительно низкой температурой (до $150...250\text{ }^{\circ}\text{C}$) и большими расходами. Они обладают мощным теплоэнергетическим потенциалом, который в настоящее время практически не используется для теплотехнологического и коммунально-бытового теплоснабжения.

Приведенный анализ сопоставления пылевого и химического состава отработанных газов указывает на существенное отличие их по аналогичным показателям с уходящими газами традиционных районных котельных и ТЭЦ, работающими на газовом топливе. При этом химический состав отработанных газов [4] во многих случаях по содержанию оксидов азота меньше на 10...15 %, а по оксидам серы на 8...13 %, за исключением случаев повышенного содержания указанных компонентов в исходной структуре обрабатываемого материала.

Анализ известных систем отбора теплоты из отработанных газов с позиции энергосбережения свидетельствует о необходимости поиска методов более глубокого их охлаждения с одновременной возможностью повышения температурного уровня нагреваемой среды для абонентских систем. При этом в процессе охлаждения отработанных газов экономия теплоты позволяет сократить до 1/3 энергии традиционно сжигаемого первичного топлива. Одним из рациональных способов отбора теплоты из отработанных газов реализуется в контактно-рекуперативных системах по разработкам [5–10]. В работе [11] акцентируется внимание на перспективность энергосбережения в технологии производства строительных материалов во вращающихся печах на основе теплонасосных технологий.

Перспективным направлением в решении поставленной задачи представляется технология комбинированного контактно-рекуперативного отбора теплоты с минимизацией затрат на парокompрессионную термотрансформацию энергетических потоков. Изложенный подход открывает возможность

повышения температурного потенциала абонентского теплоносителя, увеличения общего объема утилизируемой теплоты, а также способствует защите окружающей среды за счет снижения теплового загрязнения и уменьшения количества вредных выбросов в атмосферу.

Авторами предложена приведенная на рис. 1 система, отличающаяся патентной новизной [12], которая работает следующим образом. После традиционной очистки от пыли отработанные газы из вращающейся печи по каналу 2 поступают в фильтр тонкой очистки 26, дальше направляются в рекуперативный теплообменник 12 для предварительного их охлаждения в «сухом» режиме. Затем газы поступают в первую контактную камеру 6 предложенной структуры [13] для предварительного охлаждения и увлажнения, а затем – во вторую камеру 28 для более глубокого их охлаждения с возможностью нагрева воды до соответствующего значения температуры «мокрого термометра» в каждой из них. В первой камере 6 контактное взаимодействие потоков происходит при повышенной температуре воды после теплообменника 15, а во второй камере 28 обеспечивается более глубокое их доохлаждение при температуре исходной холодной воды в трубопроводе 17. Затем газы проходят рекуперативный теплообменник 7, в который поступает холодная вода с предельно низкой температурой после испарителя 22 пароконденсационного термотрансформаторного контура. В результате происходит глубокое охлаждение парогазовой смеси до 15–20 °С в режиме конденсации влаги с соответствующим выделением теплоты парообразования. Для предотвращения выпадения конденсата в дымовой трубе теплообменник 8 обеспечивает незначительный нагрев охлажденного газа, после чего он выходит в атмосферу с температурой 20...25 °С.

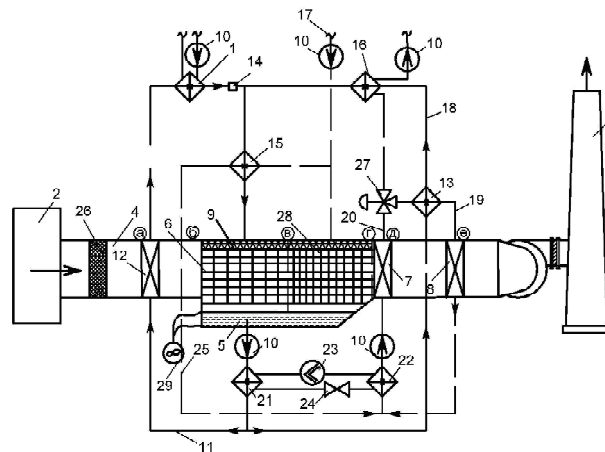


Рисунок 1 – Схема системы контактно-рекуперативного отбора и трансформации теплоты отработанных газов вращающихся печей для промышленного теплоснабжения: 1 – теплообменник нагрева воды для отопительно-вентиляционных систем; 2 – газоход; 3 – дымовая труба; 4 – газоход после тонкой очистки; 5 – поддон; 6 – первая контактная камера; 7 – теплообменник доохлаждения газа; 8 – подогреватель; 9 – распределитель; 10 – циркуляционные насосы; 11, 18, 19, 20 – трубопроводы; 12 – теплообменник предварительного охлаждения газов; 13, 15, 16 – теплообменники; 14 – дроссель; 17 – трубопровод исходной холодной воды; 21 – конденсатор; 22 – испаритель; 23 – компрессор; 24 – дроссельный вентиль; 25 – трубопровод подачи воды на горячее водоснабжение; 26 – фильтр тонкой очистки газа; 27 – трехпозиционный регулятор расхода жидкости; 28 – вторая контактная камера; 29 – шнек.

Исходная холодная вода по трубопроводу 17 поступает во вторую камеру контактного взаимодействия 28 для более глубокого охлаждения газов. Часть потока холодной воды из трубопровода 17 по циркуляционному трубопроводу 25 после предварительного нагрева в рекуперативном теплообменнике 15 поступает в испарительный теплообменник 22 термотрансформаторного контура совместно с рециркуляционным потоком незначительно подогретой воды после теплообменника 8.

В теплообменнике 15 из охлаждаемой воды перед распределителем 9 предусмотрен частичный отбор циркулирующей воды по трубопроводу 25 для последующей передачи ее в испарителе 22 в термотрансформаторном цикле для дальнейшего нагрева поступающей воды из поддона 5 в конденсаторном теплообменнике 21. Для повышения надежности работы как оросительных камер, так и всей системы водно-шламовая смесь с повышенной концентрацией удаляется шнековой системой 29 для последующего применения на исходной стадии замкнутого технологического цикла.

Вода после контактного взаимодействия с газом из поддона 5 под действием циркуляционного насоса 10 поступает в конденсаторный теплообменник 21, где происходит дальнейший термотрансформаторный нагрев ее после контактной камеры. Здесь осуществляется догрев воды после контактного взаимодействия за счет отбираемой теплоты в испарителе 22 из воды, поступающей после теплообменников 8, 13 и 15, а также части приводной мощности в тепловом эквиваленте, расходуемой на привод компрессора 23. В испарителе 22 теплоноситель охлаждается до предельно низкой температуры, обеспечивая высокоэффективную работу теплообменника 7 для эффективного охлаждения парогазовой смеси в режиме конденсации. После конденсатора вода с повышенной температурой разделяется по двум параллельно работающим рециркуляционным контурам. Первая часть общего потока после прохождения через рекуператор предварительного охлаждения газов 12 направляется в теплообменник 1 для нагрева теплоносителя отопительно-вентиляционных систем. После снижения температуры в теплообменнике 15 греющая вода поступает в первую контактную камеру. Вторая часть подогретой воды в конденсаторе 21 после теплообменников 13 и 16 поступает в тот же распределитель 9.

Охлажденная вода после испарителя 22 термотрансформаторного контура с помощью насоса 10 поступает в теплообменник 7 для более глубокого охлаждения влагонасыщенных газов после второй контактной камеры. Частично нагретая вода в теплообменнике 7 после прохождения по трубопроводу 20 с регулятором 27 догревается в теплообменнике 16 и поступает в систему горячего водоснабжения. Рециркуляционная часть воды после нагрева в теплообменнике 13 по трубопроводу 19 проходит в теплообменник 8, а затем возвращается в испаритель 22 термотрансформаторного контура.

Целью аналитического исследования явилось установление зависимостей для оценки энергетической эффективности трансформации энергетических потоков контактно-рекуперативного теплообмена в процессе охлаждения отработанных газов на вышеизложенной основе.

Поступающий из печи газ с начальной температурой (100...300 °С) после дополнительной тонкой очистки с расходом сухой части и паров нагревает воду в рекуперативном теплообменнике предварительного его охлаждения 12. При этом отбираемый тепловой поток $Q_{по}$ в режиме «сухого» охлаждения газа определяется по зависимости

$$Q_{по} = G_r \cdot [C_r \cdot (t_{r,a} - t_{r,b}) + d_n \cdot (C_{n,at_{n,a}} - C_{n,bt_{n,b}})], \text{ Вт}, \quad (1)$$

где C_r и C_n – средняя изобарная теплоёмкость газов и паров в рассматриваемых сечениях «а» и «б», Дж/(кг·°С);
 t_r и t_r – начальная и конечная температура предварительного охлаждения газа и паров в соответствующих сечениях, °С;
 d_n – влагосодержание газа, кг/кг.

В результате последующего взаимодействия охлажденного газа с водой его теплота воспринимается нагреваемой средой в первой и во второй контактных камерах. Общий тепловой поток охлаждения газа в контактной камере представляется в виде теплоты его сухой компоненты, паров и сконденсировавшейся их части в соответствии с уравнениями

$$Q_{кк} = G_r \cdot [(C_{r,b} \cdot t_{r,b} - C_{r,g} \cdot t_{r,g}) + (d_{n,b} \cdot i_{n,b} - d_{n,g} \cdot i_{n,g}) + (d_{n,b} - d_{n,g}) \cdot C_{ж} \cdot t_{ж}], \quad (2)$$

где C_r , C_n , $C_{ж}$ – теплоёмкости соответственно сухой компоненты газа, паров и сконденсировавшейся их части в соответствующих сечениях «б» и «г» до и после контактной камеры, Дж/(кг·°С);
 t_r , t_n , $t_{ж}$ – температуры соответственно сухой компоненты газа, паров и сконденсировавшейся их части в соответствующих сечениях «б» и «г» до и после контактной камеры, °С;
 d_n – влагосодержание газа после контактной камеры, кг/кг;
 i_r и i_n – энтальпия газа и паров соответственно сухой компоненты газа, паров и сконденсировавшейся их части до и после контактной камеры, Дж/кг.

Тепловой поток доохлаждения газа в теплообменнике 7 после контактной камеры определяется по зависимости

$$Q_{го} = G_r \cdot [C_r (t_{r,g} - t_{r,d}) + (d_{n,g} \cdot i_{n,g} - d_{n,d} \cdot i_{n,d}) + (d_{n,g} - d_{n,d}) \cdot C_{ж} \cdot t_{ж}], \quad (3)$$

где C_r , $C_{ж}$ – теплоёмкость газа и сконденсировавшегося пара в соответствующих сечениях «г» и «д», Дж/(кг·°С);

t_{Γ} и $t_{\text{ж}}$ – температура газа и сконденсировавшегося пара в соответствующих сечениях «Г» и «Д», °С;
 d_{Π} – влагосодержание пара в соответствующих сечениях, кг/кг.

Закономерность распределения нагреваемой воды в рассматриваемых подсистемах при взаимодействии ее с низкотемпературным газом определяется структурно-функциональной взаимосвязью основных элементов системы, рис. 1. Очевидно, что расход воды во второй контактной камере $G_{\text{к2}} = G_{\text{хв}} - G_{\text{гв}}$, а в первой $G_{\text{к1}} = G_{\Pi}$. Представим расход воды, поступающей из поддона на исходный цикл технологического процесса $G_{\text{техн}}$ в виде $\Theta \cdot G_{\Pi}$, откуда следует, что

$$G_{\text{техн}} = \Theta \cdot G_{\Pi} = G_{\text{хв}} - G_{\text{гв}} + G_{\text{конд}}, \text{ кг/с}, \quad (4)$$

где $G_{\text{конд}}$ – общий расход сконденсировавшихся паров в результате непосредственного взаимодействия отработанного газа с водой в контактной камере и доохлаждения в теплообменнике 7, кг/с.

Соотношение расходов воды в системе отопления $G_{\text{ов}}$ и на горячее водоснабжение $G_{\text{гв}}$ представляется в виде $\beta = G_{\text{ов}}/G_{\text{гв}}$.

Обозначим соотношение расходов отработанного газа G_{Γ} к общему расходу нагреваемой воды в первой $G_{\text{к1}}$ и второй $G_{\text{к2}}$ контактных камерах в виде

$$a = \frac{G_{\Gamma}}{G_{\text{к1}} + G_{\text{к2}}}, \quad (5)$$

откуда следует, что расход отработанного газа представляется в более общем виде

$$G_{\Gamma} = a \cdot (\beta \cdot G_{\text{гв}} + G_{\text{хв}}). \quad (6)$$

Таким образом, тепловой поток нагрева воды в конденсаторе термотрансформаторного контура $Q_{\text{к}}$ приобретает вид

$$Q_{\text{к}} = (1 + \beta) \cdot G_{\text{гв}} \cdot C_{\text{в}} \left\{ t_{\Gamma} + \Delta t - \frac{a}{C_{\text{в}}} \left(1 + \frac{G_{\text{хв}}}{\beta \cdot G_{\text{гв}}} \right) \cdot [C_{\Gamma} \cdot \Delta t_{\text{по}} \cdot (t_{\Gamma} - t_{\text{yx}}) + \right. \\ \left. + d_{\Pi} (C_{\Pi} \cdot t_{\Pi} - C_{\Pi,6} (t_{\Gamma} - \Delta t_{\text{по}} \cdot (t_{\Gamma} - t_{\text{yx}}))) \right] - t_{\text{м}} \}, \quad (7)$$

где Δt – температурный перепад между конечными температурами греющей и нагреваемой среды в поверхностном теплообменнике, °С;

$\Delta t_{\text{по}}$ – относительное снижение температуры газа в теплообменнике предварительного охлаждения;

$t_{\text{м}}$ – температура воды в поддоне, определенная на основе [14] и графического построения процессов на I-d диаграмме влажного газа, °С;

t_{yx} – температура уходящего отработанного газа, °С.

Для определения энергии охлаждения воды в испарителе термотрансформаторного контура и газа после контактной камеры предварительно был установлен температурный потенциал теплоносителя для горячего водоснабжения в характерных точках системы. На изложенной основе установлена зависимость для определения энергии охлаждения воды в испарителе и газа после контактной камеры.

В результате зависимость для определения энергии охлаждения циркулирующей воды через испаритель термотрансформаторного контура приобретает вид

$$Q_{\Pi} = G_{\text{гв}} \cdot C_{\text{в}} \left\{ \left[\left(\frac{G_{\text{гв}}}{G_{\text{хв}}} + j \right) \cdot \left[t_{\text{и,к}} + \frac{a}{(1+j) \cdot C_{\text{в}}} \left(\beta + \frac{G_{\text{хв}}}{G_{\text{гв}}} \right) \cdot (C_{\Gamma} (t_{\Gamma} - (1+\mu) \cdot (t_{\Gamma} - t_{\text{yx}})) - 2t_{\Gamma,д} + m \cdot t_{\text{в,г}}) \right] + \right. \right. \\ \left. \left. + [C_{\Pi} \cdot d_{\Pi} (t_{\Gamma} - (1+\mu) \cdot (t_{\Gamma} - t_{\text{yx}})) - 2t_{\Gamma,д} + m \cdot t_{\text{в,г}}] - C_{\text{ж}} \cdot t_{\text{ж}} (d_{\Pi,г} - d_{\Pi,д}) \right] + \frac{G_{\text{гв}}}{G_{\text{хв}}} (\beta \cdot t_{\text{о}} + t_{\text{гв}}) - (1+j)t_{\text{и,к}} \right\}, \quad (8)$$

где j – рециркуляционная часть общего расхода теплоносителя в системе горячего водоснабжения, проходящая через теплообменник 8 для предотвращения выпадения конденсата из охлажденного газа при дальнейшем его контакте с поверхностями газопроводов и выбросной трубы.

Взаимосвязь расходов исходной холодной воды $G_{хв}$ и на горячее водоснабжение $G_{гв}$ с учетом ранее принятого соотношения (4) $G_{техн} = \Theta \cdot G_{п}$ представляется как

$$G_{хв} = G_{гв} \cdot [1 + \Theta(1 + \beta)] \quad (9)$$

Воспринятый тепловой поток в конденсаторе Q_k определяется тепловой мощностью испарителя Q_n , а также мощностью в тепловом эквиваленте, затраченной на привод компрессора W в процессе термотрансформации энергетических потоков [15], откуда следует, что $Q_k = Q_n + W$. Исходя из определения действительного коэффициента преобразования и соответствующего соотношения энергетических потоков следует, что

$$\varphi = \frac{Q_k}{W} = \left(1 - \frac{Q_n}{Q_k}\right)^{-1} \quad (10)$$

После подстановки соответствующего соотношения тепловых потоков конденсатора Q_k и испарителя Q_n в зависимость (10), анализ эффективности преобразования энергетических потоков в анализируемой системе представляется возможным производить по уравнению в окончательном виде

$$\varphi = \{1 - [(A \cdot B + B_1) - B_2] \cdot B^{-1}\}^{-1}, \quad (11)$$

где комплексы A , B , B_1 , B_2 и B учитывают соответствующую взаимосвязь исходных и режимных параметров в испарителе и конденсаторе в соответствующем виде:

$$A = \left(j + \frac{1}{1 + \Theta(1 + \beta)} \right);$$

$$B = \left[t_{н,к} + \frac{a}{(1+j) \cdot C_n} \cdot (1 + \beta + \Theta(1 + \beta)) \cdot \{ t_{г,от} + (1 + \mu) \cdot (t_{г,от} - t_{г,х}) + 2t_{г,х} + m \cdot t_{н,к} \} \cdot (C_r + C_n \cdot d_n) - C_{ж} \cdot t_{ж} \cdot (d_{н,г} - d_{н,х}) \right];$$

$$B_1 = \frac{\beta \cdot t_{г,от} + t_{гв}}{1 + \Theta(1 + \beta)}; \quad B_2 = (1 + j) \cdot t_{н,к};$$

$$B = (1 + \beta) \cdot \left\{ t_{г,от} + \Delta t - \frac{a}{C_n} \left(\frac{1 + \Theta + \beta(1 + \Theta)}{\beta} \right) \cdot [C_r \cdot \Delta t_{по} (t_{г,от} - t_{г,х}) + d_n (C_n \cdot t_{п} - C_{п,о} (t_{г,от} - \Delta t_{по} (t_{г,от} - t_{г,х})))] - t_{м} \right\}$$

Из уравнения (11) следует, что коэффициент преобразования как модифицированный критерий комплексной оценки эффективности трансформации энергетических потоков в предложенной системе, учитывая ее исходные параметры и режимные условия работы структурных подсистем, зависит прежде всего от соотношения температур и расходов греющей и нагреваемой среды.

Отбор нагретой воды из поддона контактной камеры является рациональным по энерготехнологическим показателям для использования на исходной стадии с температурой 45...50 °С в основном технологическом цикле. Кроме того, отбор воды обеспечивает надежную работу самой контактной камеры и соответствующих систем за счет непрерывной регенерации нагреваемой среды с остаточными пылегазовыми фракциями отработанного газа после его предварительной тонкой очистки.

На рис. 2 представлена зависимость коэффициента преобразования энергии при начальной температуре газов 100 и 300 °С от соотношения расходов теплоносителей технологического и коммунально-бытового назначения при соответствующих начальных температурах отработанных газов при различной степени их предварительного охлаждения.

При построении графиков для реальных значений исходных параметров отработанного газа и жидкости, соответствующих их термодинамическим характеристикам, а также результатов анализа графического построения процессов на I-d диаграмме в последующих расчетах принимались следующие данные: $j = 0,2$; $t_{н,к} = 5$ °С; $a = 0,5-1,0-1,5$; $\beta = 0,9-0,5-0,7$; $\mu = 0,04$; $t_{г,от} = 100; 300$ °С; $t_{г,х} = 20$ °С; $m = 1$; $t_{м} = 44$ °С; $C_n = 1\ 100$ Дж/(кг·°С); $C_{ж} = 4\ 200$ Дж/(кг·°С); $C_r = 1\ 026$ Дж/(кг·°С); $t_{ж} = 35$ °С; $d_n = 0,04$ кг/кг; $d_n - d_k = 0,02$ кг/кг; $t_{г,х} = 25$ °С; $t_{г,от} = 70$; $t_{гв} = 55$ °С; $\Delta t = 5$ °С; $t_{по} = 95$ °С; $C_n = 4\ 200$ Дж/(кг·°С); $C_r = 1\ 026$ Дж/(кг·°С); $C_n = 1\ 100$ Дж/(кг·°С); $C_{г,х} = 1\ 009$ Дж/(кг·°С); $\Delta t_{по} = 0,2$ °С; $\Theta = 0,5$; $t_{п} = 100$ °С; $C_{п,о} = 1\ 026$ Дж/(кг·°С).

Из представленных графиков рис. 2а следует, что на эффективность преобразования существенно влияет начальная температура отработанных газов, а также степень предварительного их охлаждения в теплообменнике соответствующего назначения. Высокая эффективность преобразования энергетических потоков ($\varphi = 10...15$) при начальной температуре газов 100 °С может быть обеспечена при соотношении расходов отбираемого теплоносителя для технологических нужд и коммунально-бытового назначения в диапазоне 0,3...0,7, учитывая рациональную степень предварительного охлаждения газового потока. Вместе с тем при начальной температуре отработанных газов 300 °С, рис. 2б,

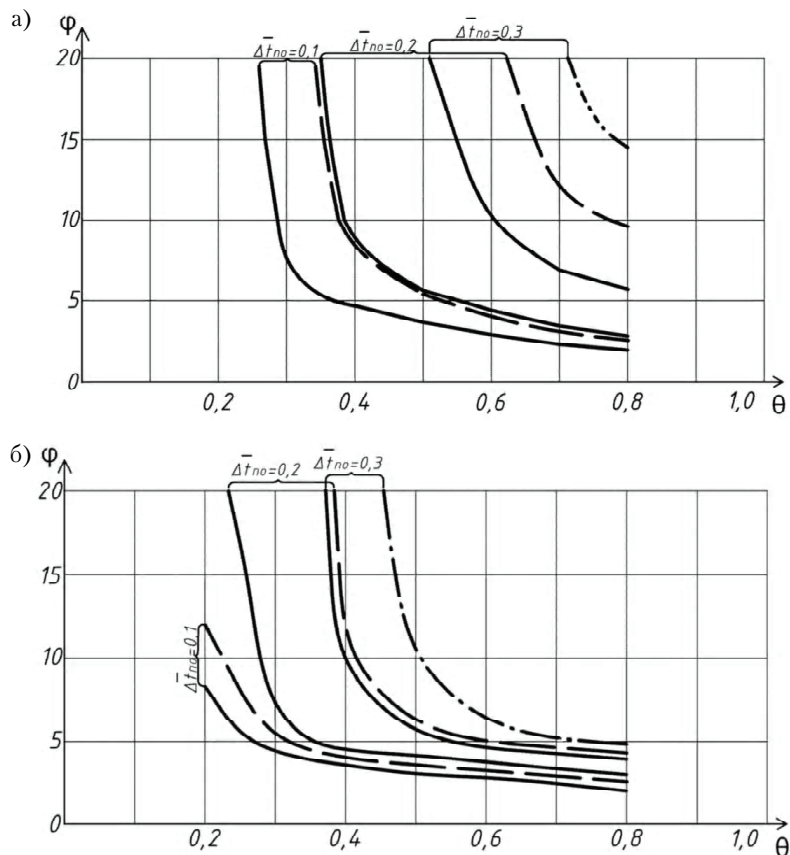


Рисунок 2 – Зависимость коэффициента преобразования от соотношения потребляемой воды на технологическое и коммунально-бытовое теплоснабжение: а) при 100 °С; б) при 300 °С; — при $\beta = 0,9$; - - - при $\beta = 0,5$; - · - при $\beta = 0,7$.

рациональные значения указанного соотношения ограничивается диапазоном $\Theta = 0,25...0,45$ с учетом рациональной степени предварительного охлаждения газов.

ВЫВОДЫ

1. Предложены новый концептуальный подход и соответствующая система энергосбережения на основе контактно-рекуперативного отбора с парокомпрессионной трансформацией теплоты отработанных низкотемпературных газов вращающихся печей для теплотехнологического и промышленного теплоснабжения. Это создает основу для использования мощного потенциала отработанных низкотемпературных газов, энергия которых в настоящее время по существующей теплотехнологии практически не используется. Разработки открывают новые возможности для 20...30 % повышения эффективности использования первичной энергии сжигаемого топлива в печных агрегатах для промышленного и коммунально-бытового теплоснабжения.

2. Установлена зависимость коэффициента преобразования, которая позволяет производить оценку эффективности совместной работы контактно-рекуперативной и абонентских систем с термотрансформацией энергетических потоков. Она показывает, что на единицу приводной мощности в работе компрессора отбор теплоты из охлаждаемого низкотемпературного газа достигает 10...15 в зависимости от исходных параметров и режимных условий работы предложенной системы.

3. Установлено, что высокая эффективность преобразования энергетических потоков ($\Phi = 10-15$) при начальной температуре газов 100 °С может быть обеспечена при соотношении расходов отбираемого теплоносителя для технологических нужд и коммунально-бытового назначения в диапазоне $\Theta = 0,3...0,7$, а при температуре газов 300 °С ограничивается диапазоном $\Theta = 0,25...0,45$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ходоров, Е.И. Печи цементной промышленности [Текст] / Е. И. Ходоров. – Л. : Изд-во Литературы по строительству, 1968. – 456 с.
2. Древицкий, Е. Г. Повышение эффективности работы вращающихся печей [Текст] / Е. Г. Древицкий, А. Г. Добровольский, А. А. Коробок. – М. : Стройиздат, 1990. – 225 с.
3. Онацкий, С. П. Производство керамзита [Текст] / С. П. Онацкий. – М. : Стройиздат, 1987. – 333 с.
4. Нильсен О. Руководство ЕМЕП/ЕАОС по инвентаризации выбросов [Текст] / Оле-Кеннет Нильсен. – Luxembourg : Publication office of the European Union, 2013. – 37 с.
5. Аронов, И. З. Контактный нагрев воды продуктами сгорания природного газа [Текст] / И. З. Аронов. – Л. : Недра, 1978. – 280 с.
6. А. с. 1776907 СССР, F 22 В 1/18. Установка для утилизации тепла и очистки дымовых газов [Текст] / С. М. Комков (СССР). – №4884415/06 ; заявл. 12.10.1990 ; опубл. 23.11.1992, Бюл. № 43. – 3 с.
7. Эффективность систем утилизации теплоты отходящих газов энергетических установок различного типа [Текст] / Н. М. Фиалко, Ю. В. Шеренковский, А. И. Степанова, Р. А. Навродская // Промышленная теплотехника. – 2008. – Т. 30, № 3. – С. 68–76.
8. Полунин, М. М. Совместная работа теплоутилизирующего комплекса обжиговой вращающейся печи и теплопотребляющих систем [Текст] / М. М. Полунин, В. Д. Петраш // Известия вузов. Строительство. – Новосибирск, 1996. – № 11. – С. 90–94.
9. Комплексная система утилизации тепла уходящих газов [Текст] / Л. Г. Семенюк, А. А. Михайлов, О. Б. Шипилов [и др.] // Промышленная энергетика. – 1991. – № 2. – С. 38–40.
10. Губарь, В. Ф. Пути и методы утилизации тепла отходящих газов печей обжига клинкера при мокром способе газоочистки [Текст] / В. Ф. Губарь, А. В. Лукьянов, А. М. Гушин // Новые технологические решения для строительной промышленности Донбасса : Сб. научных трудов / Под ред. УМК ВО. – К. : УМК ВО, 1989. – С. 140.
11. Михайлов-Вагнер, А. Современные энергосберегающие технологии и возможность их применения в цементной промышленности России [Текст] / А. Михайлов-Вагнер // Цемент и его применения. – 1997. – № 4. – С. 9–14.
12. Пат. 100923 Україна, МПК F27В 9/00 F23J 15/00 F24D 17/02 F22В 1/18 F25В 27/02. Термотрансформаторна система відбору теплоти з відпрацьованих газів для промислового теплопостачання [Текст] / Ю. Н. Полунін, В. Д. Петраш ; власник Одеська державна академія будівництва та архітектури. – № а 2011 05497 ; заявл. 29.04.2011 ; опубл. 11.02.2013, Бюл. № 9. – 4 с.
13. Пат. 73654 Україна, МПК F23J 15/00 B01D 47/06 F28D 21/00. Тепломасообмінний апарат для відбору теплоти з низькотемпературних газів [Текст] / В. Д. Петраш, Ю. Н. Полунін ; власник Одеська державна академія будівництва та архітектури. – № u 2011 09026 ; заявл. 19.07.2011 ; опубл. 10.10.2012, Бюл. № 19. – 3 с.
14. Соснин, Ю. П. Высокоэффективные газовые контактные водонагреватели [Текст] / Ю. П. Соснин, Е. Н. Бухаркин. – М. : Стройиздат, 1988. – 376 с.
15. Мартыновский, В. С. Циклы, схемы и характеристики термотрансформаторов [Текст] / В. С. Мартыновский. – М. : Энергия, 1977. – 280 с.

Получено 07.10.2014

В. Д. ПЕТРАШ, Ю. М. ПОЛУНІН
ВПЛИВ СПІВВІДНОШЕННЯ ВИТРАТ СПОЖИВНОЇ ВОДИ НА
ТЕХНОЛОГІЧНЕ ТА КОМУНАЛЬНО-ПОБУТОВЕ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ В
КОНТАКТНО-РЕКУПЕРАТИВНІЙ СИСТЕМІ З
ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРНИМ ОХОЛОДЖЕННЯМ
НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНИХ ГАЗІВ
Одеська державна академія будівництва та архітектури

Запропонована нова система відбору та трансформації енергії відпрацьованих газів обертових печей для промислового теплопостачання. У результаті аналітичного дослідження встановлено модифікований критерій комплексної оцінки її енергетичної ефективності. Встановлено, що висока ефективність перетворення енергетичних потоків ($\varphi = 10...15$) за початкової температури газів $100\text{ }^\circ\text{C}$ може бути забезпечена при співвідношенні витрат теплоносія, що відбирається для технологічних потреб та комунально-побутового призначення у діапазоні $0,3...0,7$, а при температурі газів $300\text{ }^\circ\text{C}$ обмежується діапазоном $\Theta = 0,25...0,45$.

термотрансформація, утилізація, обертові печі

VITALY PETRASH, YURI POLUNIN
THE INFLUENCE OF THE RATIO OF THE COST OF WATER TECHNOLOGY
AND HOUSEHOLD PURPOSE ON THE EFFECTIVENESS OF THERMO-
TRANSFORMER COOLING OF LOW-TEMPERATURE GAS
Odessa State Academy of Civil Engineering and Architecture

A new system for the selection and transformation of the energy of exhaust gases of rotary kilns for industrial heating is proposed. As a result of the analytical study, a modified criterion of comprehensive estimation of its energy efficiency, has been established. It is found that the high conversion efficiency of energy flows ($\varphi = 10...15$) with an initial temperature gases of $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ can be provided at a ratio of expenses of selected heat transfer agent for technological needs and household purpose in the range of $0,3...0,7$ and at a temperature gases $300\text{ }^{\circ}\text{C}$ limited with range $\Theta = 0,25...0,45$.
thermotransformation, recycling, rotary kilns

Петраш Віталій Дем'янович – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри опалення, вентиляції та охорони повітряного басейну Одеської державної академії будівництва та архітектури. Наукові інтереси: теплонасосні системи теплопостачання.

Полунін Юрій Миколайович – асистент кафедри опалення, вентиляції та охорони повітряного басейну Одеської державної академії будівництва та архітектури. Наукові інтереси: теплонасосні системи теплопостачання.

Петраш Виталий Демьянович – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой отопления, вентиляции и охраны воздушного бассейна Одесской государственной академии строительства и архитектуры. Научные интересы: теплонасосные системы теплоснабжения.

Полунин Юрий Николаевич – ассистент кафедры отопления, вентиляции и охраны воздушного бассейна Одесской государственной академии строительства и архитектуры. Научные интересы: теплонасосные системы теплоснабжения.

Petrash Vitaly – DSc (Eng.), Professor, Heating, Ventilation and the Air basin Protection Department, Odessa State Academy of Civil Engineering and Architecture. Scientific interests: heat pump heating systems.

Polunin Yuri – Assistant, Ventilation and the Air basin Protection Department, Odessa State Academy of Civil Engineering and Architecture. Scientific interests: heat pump heating systems.