

**ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРНАЯ СИСТЕМА
ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ НА ОСНОВЕ КОНТАКТНО-
РЕКУПЕРАТИВНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ОТРАБОТАННЫХ
ГАЗОВ ВРАЩАЮЩИХСЯ ПЕЧЕЙ ПРОИЗВОДСТВА
СТРОИТЕЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ**

Петраш В.Д., д.т.н., проф., Полунин Ю.Н., асп.

Одесская государственная академия строительства и архитектуры

Главным 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, 3], при этом в стоимости конечной продукции топливная составляющая достигает 60%. Отработанные газы, отличающиеся наибольшим резервом вторичных энергоресурсов в теплотехнологическом процессе производства строительных материалов, отличаются характерной пылегазовой компонентой, сравнительно низкой температурой (до 150-250 °С) и большими расходами. Они обладают мощным теплоэнергетическим потенциалом, который в настоящее время практически не используется для теплотехнологического и коммунально-бытового теплоснабжения.

Анализ результатов сравнения 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, 6, 7, 8, 9, 10]. В работе [11] акцентируется внимание на перспективность энергосбережения в технологии производства строительных материалов во вращающихся печах на основе теплонасосных технологий.

Для решения поставленной задачи перспективным направлением представляется технология комбинированного контактно-рекуперативного отбора теплоты с минимизацией затрат на парокомпрессионную термотрансформацию энергетических потоков. Изложенный подход открывает возможность повышения температурного потенциала абонентского теплоносителя, увеличения общего объема утилизируемой теплоты, а так же способствует защите окружающей среды за счет снижения теплового загрязнения и уменьшения количества вредных выбросов в атмосферу.

Предложенный подход реализуется в системе, отличающейся патентной новизной [12], рис. 1, 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 парокомпрессионного 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.

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.

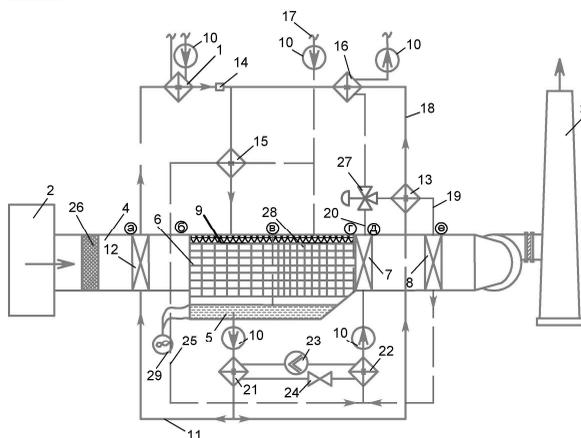


Рис.1. Схема системы контактно-рекуперативного отбора и трансформации теплоты отработанных газов вращающихся печей для промышленного теплоснабжения. Условные обозначения:

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.

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.

Суть работы устройства, показанном на рис. 2, заключается в следующем. Отработанные низкотемпературные газы с температурой в большинстве к 280 °С после предварительной тонкой очистки в фильтре 21 проходят через насадки из набора сеток 6 каждой из камер 4 и 5. После каждой из них установлены каплеуловители 22. В первую камеру взаимодействия через патрубок 2 и водораспределительный слой 9 вода подается на насадки из набора сеток 6 с более высокой

температурой. При этом здесь осуществляется не только конденсация влажных составляющих компонентов газа, но и проходит частичное испарение контактной жидкости. После этого охлажденные газы поступают во вторую камеру взаимодействия 5, где контактируют с жидкостью более низкой температуры в насадках из набора сеток с большей плотностью. Таким образом, во второй камере взаимодействия проходит не только дальнейшая конденсация влажностных составляющих компонентов газа, но и пара, испарившегося в первой камере взаимодействия. Именно такой процесс предварительного насыщения и последующей конденсации влаги способствует повышению интенсивности и глубины охлаждения низкотемпературных газов.

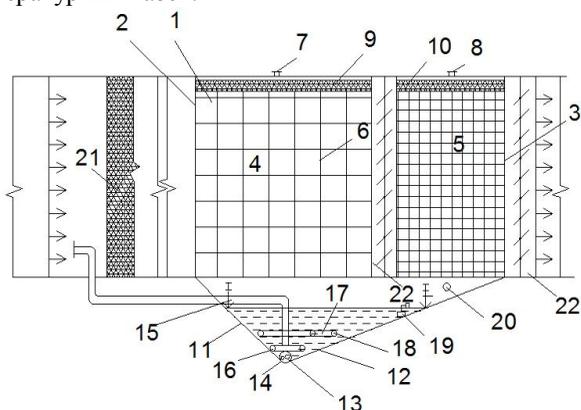


Рис. 2. Схема системы отбора теплоты из отработанных газов в процессе контактного взаимодействия с нагреваемой водой.

1-корпус; 2- подводящий патрубков; 3-отводящий патрубков; 4-первая контактная камера; 5-вторая контактная камера; 6- насадки; 7,8 – устройство для подвода жидкости; 9, 10-устройство для распределения жидкости; 11, 12-стенки поддона;13, 15, 17 –трубопроводы; 14-шnek дренажной системы; 16, 18 –перфорированные трубопроводы; 19-автоматический регулятор уровня жидкости; 20-периливной патрубков; 21-фильтр тонкой очистки газа; 22-каплеуловители.

В нижней части поддона находится рабочий элемент дренажной системы 14, например шnek. Трубопровод подачи газа 15 с распределительными перфорированными элементами 16 обеспечивает интенсивную турбулизацию газо-пылевых примесей в зоне вероятного их отложения. Из-за большей запыленность газов в первой камере и

более высокую температуру его взаимодействия с жидкостью здесь осуществляется и большее выделение пыли в виде шлама. Именно поэтому угол наклона плоской пластины 11 должен быть больше, чем пластины 12. Конфигурация части цилиндрического трубопровода 13 обусловлена плотным прилеганием к ней рабочего элемента дренажной системы 14. Перфорированными элементами 17 по трубопроводу 18 отбирается самая чистая жидкость по высоте поддона. Для поддержания заданного уровня при соответствующем расходе контактной жидкости аппарат обеспечен автоматическим регулятором уровня 19, а для предупреждения аварийных ситуаций установлен переливной патрубком 20.

Очевидно, что уровень, который поддерживается автоматически или путем перелива после превышения высоты жидкости в поддоне, определяется перепадом давлений газового потока перед фильтром тонкой очистки 22 и в поддоне.

Задачей аналитического исследования явилось установление зависимости 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 G_r и паров G_n нагревает воду в рекуперативном теплообменнике предварительного его охлаждения 12. При этом отбираемый тепловой поток $Q_{по}$ в режиме «сухого» охлаждения газа определяется по зависимости

$$Q_{по} = G_r [c_r (t_{r,a} - t_{r,b}) + d_n (c_{n,a} t_{n,a} - c_{n,b} t_{n,b})], \text{ Вт}, \quad (1)$$

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_n 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

$$Q_{\text{кк}} = G_{\Gamma} [(c_{\Gamma, \delta} t_{\Gamma, \delta} - c_{\Gamma, \Gamma} t_{\Gamma, \Gamma}) + (d_{\Pi, \delta} i_{\Pi, \delta} - d_{\Pi, \Gamma} i_{\Pi, \Gamma}) + (d_{\Pi, \delta} - d_{\Pi, \Gamma}) c_{\text{ж}} t_{\text{ж}}], \quad (2)$$

где c_{Γ} , c_{Π} и $c_{\text{ж}}$ - 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_{Γ} , t_{Π} и $t_{\text{ж}}$ - температуры соответственно сухой компоненты газа, паров и сконденсировавшейся их части в соответствующих сечениях “б” и “г” до и после контактной камеры, °С

d_{Π} - влагосодержание газа после контактной камеры, кг/кг;

i_{Γ} , i_{Π} - 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

$$Q_{\text{го}} = G_{\Gamma} [c_{\Gamma} (t_{\Gamma, \Gamma} - t_{\Gamma, \text{д}}) + (d_{\Pi, \Gamma} i_{\Pi, \Gamma} - d_{\Pi, \text{д}} i_{\Pi, \text{д}}) + (d_{\Pi, \Gamma} - d_{\Pi, \text{д}}) c_{\text{ж}} t_{\text{ж}}], \quad (3)$$

где c_{Γ} , $c_{\text{ж}}$ - теплоёмкость газа и сконденсировавшегося пара в соответствующих сечениях “г” и “д”, Дж/(кг·°С);

t_{Γ} , $t_{\text{ж}}$ - 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 $G_{\text{к1}} = G_{\text{п}}$. Представив поступающий расход воды из поддона на исходный цикл технологического процесса $G_{\text{техн}}$ в виде $\Theta G_{\text{п}}$, откуда следует, что

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

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 $G_{к1}$ и второй $G_{к2}$ контактных камерах в виде

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

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

$$G_{\Gamma} = a \cdot (\beta \cdot G_{ГВ} + G_{ХВ}). \quad (6)$$

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

$$Q_{к} = (1 + \beta)G_{ГВ}c_{В} \left\{ t_{\Gamma} + \Delta t - \frac{a}{c_{В}} \left(1 + \frac{G_{ХВ}}{\beta G_{ГВ}} \right) \cdot \left[c_{\Gamma} \overline{\Delta t}_{по} \cdot (t_{\Gamma} - t_{уХ}) + d_{п} \left(c_{п} t_{п} - c_{п,б} (t_{\Gamma} - \overline{\Delta t}_{по} (t_{\Gamma} - t_{уХ})) \right) \right] - t_{м} \right\}. \quad (7)$$

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

$\overline{\Delta t}_{по}$ - относительное снижение температуры газа в теплообменнике предварительного охлаждения, °С;

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

$t_{уХ}$ - 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

$$Q_{\text{И}} = G_{\text{ГВ}} c_{\text{В}} \left[\left(\frac{G_{\text{ГВ}}}{G_{\text{ХВ}}} + j \right) \cdot \left[t_{\text{И,К}} + \frac{a}{(1+j)c_{\text{В}}} \left(\beta + \frac{G_{\text{ХВ}}}{G_{\text{ГВ}}} \right) \cdot (c_{\text{Г}}(t_{\text{Г}} - (1+\mu) \cdot (t_{\text{Г}} - t_{\text{УХ}}) - 2t_{\text{Г,Д}} + mt_{\text{В,Г}}) \right) \right] + \left[c_{\text{П}} d_{\text{П}} (t_{\text{Г}} - (1+\mu) \cdot (t_{\text{Г}} - t_{\text{УХ}}) - 2t_{\text{Г,Д}} + m \cdot t_{\text{В,Г}}) - c_{\text{Ж}} t_{\text{Ж}} (d_{\text{П,Г}} - d_{\text{П,Д}}) \right] + \frac{G_{\text{ГВ}}}{G_{\text{ХВ}}} (\beta t_{\text{О}} + t_{\text{ГВ}}) - (1+j)t_{\text{И,К}} \right]. \quad (8)$$

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

$m \geq 1$ – коэффициент, отражающий степень приближения температуры нагрева воды к предельной температуре возможного насыщения газа водяными парами;

$t_{\text{О}}$ – температура теплоносителя в обратной магистрали отопительно-вентиляционной системы, °С;

$t_{\text{ГВ}}$ – расчётная температура теплоносителя в системе горячего водоснабжения, °С;

$t_{\text{И,К}}$ – конечная температура охлаждаемой воды после испарителя, положительное значение которой в анализируемой системе рекомендуется принимать положительной, в пределах $t_{\text{И,К}} = 4 \div 6$, °С.

Взаимосвязь расходов исходной холодной воды $G_{\text{ХВ}}$ и на горячее водоснабжение $G_{\text{ГВ}}$ с учетом ранее принятого соотношения (6) $G_{\text{Техн}} = \Theta G_{\text{П}}$ представляется как:

$$G_{\text{ХВ}} = G_{\text{ГВ}} [1 + \Theta(1 + \beta)], \quad (9)$$

Воспринятый тепловой поток в конденсаторе $Q_{\text{К}}$ определяется тепловой мощностью испарителя $Q_{\text{И}}$, а также мощностью в тепловом эквиваленте, затраченной на привод компрессора W в процессе термотрансформации энергетических потоков [15], откуда следует, что $Q_{\text{К}} = Q_{\text{И}} + W$. 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

$$\varphi = \left(1 - (A \cdot B \cdot V^{-1})\right)^{-1}. \quad (11)$$

где комплексы A , B и V учитывают соответствующую взаимосвязь исходных и режимных параметров в испарителе и конденсаторе в следующем виде

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

$$B = \left[t_{и,к} + \frac{a}{(1+j)c_B} (1 + \beta + \Theta(1 + \beta)) \cdot \left[t_{г} - (1 + \mu) \cdot (t_{г} - t_{yx}) - 2t_{г,д} + mt_{в,г} \right] \cdot (c_{г} + c_{п} d_{п}) - c_{ж} t_{ж} (d_{п,г} - d_{п,д}) \right] + \frac{\beta t_o + t_{гв}}{1 + \Theta(1 + \beta)} - (1 + j)t_{и,к};$$

$$V = (1 + \beta) \left\{ t_{г,от} + \Delta t - \frac{a}{c_B} \left(\frac{1 + \Theta + \beta(1 + \Theta)}{\beta} \right) \cdot \left[c_{г} \overline{\Delta t}_{по} \cdot (t_{г} - t_{yx}) + d_{п} (c_{п} t_{п} - c_{п,б} (t_{г} - \overline{\Delta t}_{по} (t_{г} - t_{yx}))) \right] - t_{м} \right\}.$$

Из уравнения (10) 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.

Из представленных графиков на рис. 3, построенных на основе уравнения (11) следует, что для высокой эффективности преобразования энергии в системе с температурой отходящих газов 100°C общий диапазон искомого соотношения β находится в пределах

0,3-0,9 для различных систем отопления с соответствующими расчетными перепадами температур теплоносителя.

Из этих графиков также следует, что эффективность преобразования энергии возрастает при соответствующем снижении расходов теплоносителя технологического и коммунально-бытового назначения. Графические зависимости указывают на целесообразность применения систем отопления с более низкими расчетными температурами теплоносителя, прежде всего низкотемпературных систем. Косвенно они также указывают на возрастающую эффективность преобразования энергии со снижением температур теплоносителя при эксплуатационном регулировании с соответствующим снижением соотношения теплоносителя технологического и коммунально-бытового назначения.

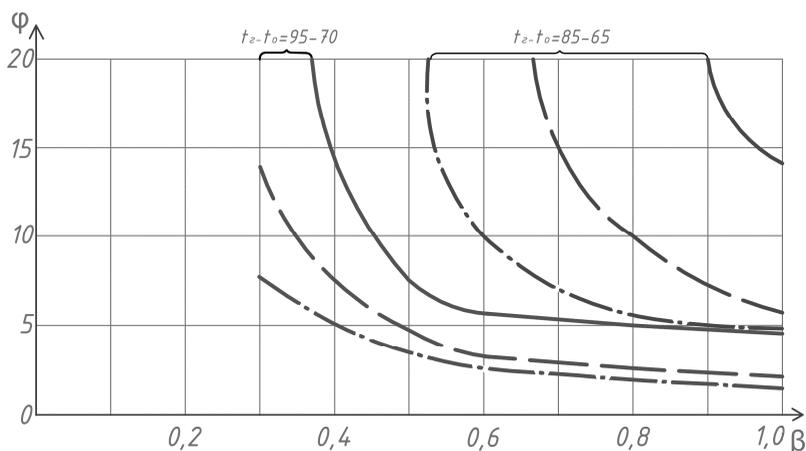


Рис. 3. Зависимость коэффициента преобразования от соотношения расчетных параметров систем отопления и горячего водоснабжения.

————— - при $\theta=0,4$; - - - - - при $\theta=0,5$; — · — · — при $\theta=0,6$

Выводы

1. Предложен новый подход и соответствующая система энергосбережения на основе контактно-рекуперативного отбора с пароконпрессивной трансформацией теплоты отработанных низкотемпературных газов вращающихся печей для

теплотехнологического и промышленного теплоснабжения. Она 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. На основе полученной зависимости установлена целесообразность применения систем отопления с более низкими расчетными температурами теплоносителя, прежде всего низкотемпературных систем. При этом показано возрастание эффективности преобразования энергии со снижением температур теплоносителя при эксплуатационном регулировании с соответствующим снижением соотношения расходов теплоносителя технологического и коммунально-бытового назначения.

Summary

A new system of selection and transformation of the energy of exhaust gases of rotary kilns for industrial heating. As a result, the analytical study established a modified criterion comprehensive evaluation of its energy efficiency. Determined the expediency of the use of heating systems with calculated lower coolant temperatures as well as increase the efficiency of energy transformation to lower temperature of the coolant at the operational regulation with a corresponding reduction in the ratio of coolant technology and household purpose.

Литература

1. Ходоров Е.И. Печи цементной промышленности Л.: Изд. Литературы по строительству, 1968г, 456с.
2. Древицкий Е.Г. и др. Повышение эффективности работы вращающихся печей М.:Стройиздат, 1990,с.225.
3. Онацкий С.П. Производство керамзита М.: Стройиздат, 1987г. 333с.
4. J.J.M.Berdowski, P.F.J. van der Most, R.Wessels Boer Руководство по инвентаризации выбросов –TheNetherlands, 2006 с.127-143.
5. Аронов И.З. Контактный нагрев воды продуктами сгорания природного газа – Недра, 1978, 280 с.
6. А.А. Хавин, Н.П. Очеретянко и С.М. Комков Установка для утилизации тепла и очистки дымовых газов АС СССР №865345– Опытное конструкторское-технологическое бюро по интенсификации теплообменных процессов Института технической теплофизики АН УССР, 1985, 3 с.
7. Н.М. Фиалко, Шеренковский Ю.В. и др. Эффективность систем утилизации теплоты отходящих газов энергетических установок различного типа – ИТТФ, Промышленная теплотехника, т. 30, №3, 2008,
8. М.М.Полунин, В.Д.Петраш. Совместная работа теплоутилизирующего комплекса обжиговой вращающейся печи и теплопотребляющих систем // Известия вузов. Строительство.– Новосибирск.– 1996.–№11.–С.90-94.
9. Семенюк Л.Г., Михайлов А.А. и др. Комплексная система утилизации тепла уходящих газов, Ж. Промышленная энергетика №2, 1991, с. 38-40;
10. Губарь В.Ф., Лукьянов А.В., Гуцин А.М. Пути и методы утилизации тепла отходящих газов печей обжига клинкера при мокром способе газоочистки. – «Новые технологические решения для строительной промышленности Донбасса». Сб. научных трудов, К.: УМК ВО, 1989, с. 140.
11. Михайлов-Вагнер А. Современные энергосберегающие технологии и возможность их применения в цементной промышленности России / А. Михайлов-Вагнер // Цемент и его применения. – 1997. - №4. – С. 9-14
12. Ю.Н. Полунін, В.Д. Петраш Термотрансформаторна система відбору теплоти з відпрацьованих газів для промислового теплопостачання – Патент України на винахід №100923, ОГАСА, Бюл. №19, 2012.

13. В.Д. Петраш, Ю.Н. Полунін Тепломасообмінний апарат для відбору теплоти з низькотемпературних газів - Патент України на корисну модель №73654, ОГАСА, Бюл. №19, 2012.

14. Ю.П. Соснин, Е.Н. Бухаркин. Высокоэффективные газовые контактные водонагреватели – Москва Стройиздат, 1988, 376 с.

15. В.С. Мартыновский. Циклы, схемы и характеристики термотрансформаторов. –М.: Энергия, 1977. - 280с.

