

УДК 697.34.536.7

ЗАВИСИМОСТЬ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ТЕПЛОНАСОСНОЙ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ОТ ПАРАМЕТРОВ АБОНЕНТСКИХ СИСТЕМ

В. Д. ПЕТРАШ, Ю. Н. ПОЛУНИН

Учреждение образования «Одесская государственная академия строительства и архитектуры», Украина

Ключевые слова: термотрансформация, утилизация, вращающиеся печи, энергоэффективность.

Введение

Основным недостатком вращающихся печей в процессе производства цемента и керамзита является крайне низкая эффективность использования энергии первичного топлива (до 45 %), при этом потери теплоты с отработанными газами составляют 30–35 % [1], [2], а топливная составляющая в стоимости конечной продукции достигает 60 %. Отработанные газы, содержащие наибольший резерв вторичных энергоресурсов 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.

Основная часть

Авторами предложена новая система [3]–[5] контактно-рекуперативного отбора с парокompрессионной трансформацией энергии отработанных низкотемпературных газов вращающихся печей для промышленного теплоснабжения. Математическая модель теплообменных процессов базировалась на основе определения соответствующих температур теплообменных сред и балансных соотношений тепловых потоков в характерных сечениях системы отбора, соотношении расходов греющей и нагреваемой среды на технологическое и коммунально-бытовое теплоснабжение, а также расходов теплоносителя в отопительно-вентиляционных системах и горячего водоснабжения. В качестве критерия энергетической эффективности исследуемой системы использовалась зависимость действительного коэффициента преобразования парокompрессионного цикла. В результате аналитического исследования установлен модифицированный критерий комплексной оценки энергетической эффективности анализируемой системы. Она обеспечивает высокие значения коэффициента преобразования (до 10–15) при соответствующих соотношениях расходов греющей и нагреваемой среды технологического и коммунально-бытового теплоснабжения, учитывая соотношения расходов теплоносителей в эксплуатационном режиме отопительно-вентиляционных систем и горячего водоснабжения.

Результаты исследования [4], [5] указывают на необходимость совершенствования базового варианта предлагаемой системы, а именно, в направлении более ра-

ционального использования имеющегося потенциала исходной температуры газов в процессе нагрева воды после контактной камеры со снижением составляющей мощности теплонасосной установки, а также целесообразности дальнейшего определения ее действительной эффективности относительно базовой системы.

Усовершенствованный вариант термотрансформаторной системы отбора теплоты из отработанных газов вращающихся печей (рис. 1) работает аналогично с ранее разработанной системой. После традиционной очистки от пыли отработанные газы из вращающейся печи поступают по каналу 2, а после фильтра тонкой очистки 26 направляются в рекуператор 12 для предварительного их охлаждения. Затем газы последовательно проходят первую контактную камеру 6 для предварительного охлаждения и увлажнения, а затем вторую 28 для более глубокого их охлаждения. Особенность тепломассообменных 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.

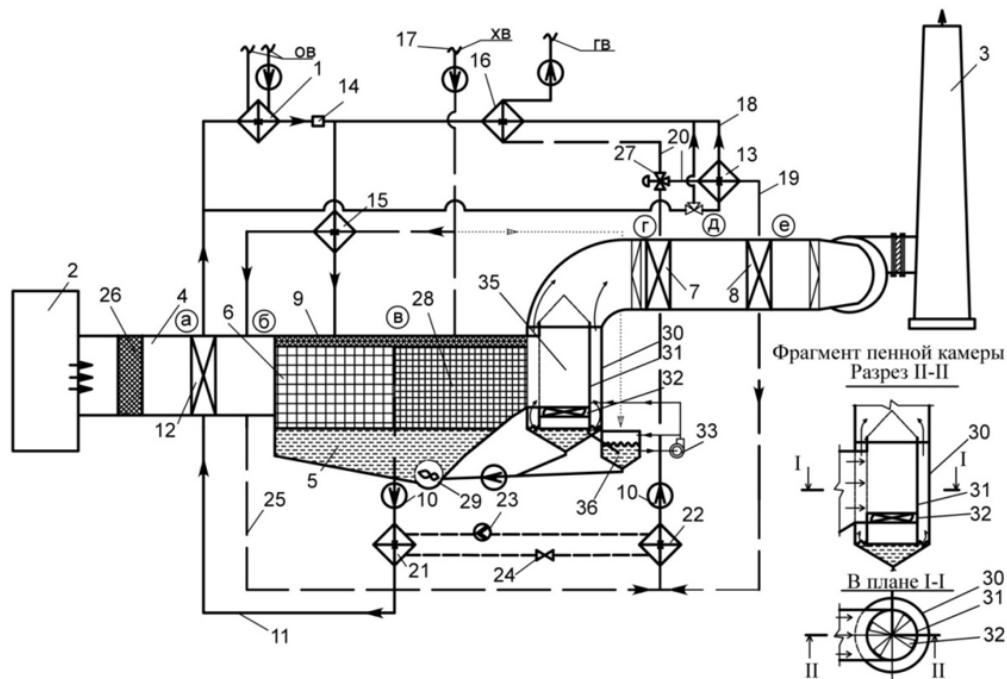


Рис. 1. Схема усовершенствованной системы контактно-рекуперативного отбора с трансформацией теплоты отработанных газов вращающихся печей для промышленного и коммунально-бытового теплоснабжения:

- 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, 18–20 – 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

При этом повышается степень очистки газов. Регенерация воды в поддоне контактной камеры реализуется по аналогичному принципу, как и в базовой схеме.

Для усовершенствованной системы проведено аналитическое исследование по определению взаимосвязи исходных условий и режимных параметров с определением теплоэнергетического потенциала при поэтапном и общем охлаждении отработанного газа в предложенной системе. Для нее тепловой поток нагрева воды в конденсаторе 21 термотрансформаторного контура определяется согласно зависимости в окончательном виде:

$$Q_k = (1 + \beta + j)G_{г.в}c_v \left\{ t_r + t_o - \frac{a}{c_v(1 + \beta + j)} \left(\beta + \frac{G_{х.в}}{G_{г.в}} \right) \left[c_r \bar{\Delta t}_{п.о} \cdot (t_r - t_{y.x}) + d_{п.г} (c_{п.г} t_{п.г} - c_{п.г} (t_r - \bar{\Delta t}_{п.о} (t_r - t_{y.x}))) \right] - t_m \right\}, \quad (1)$$

где β – соотношение расходов воды на отопительно-вентиляционные нужды и горячее водоснабжение; 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 газоходов и выбросной трубы; $G_{г.в}$ – расход воды в системе горячего водопровода, кг/ч; c_v и $c_{п.г}$ – средняя изобарная теплоемкость водяных паров, Дж/(кг · °С); t_r и $t_{п.г}$ – температуры, соответственно, сухой компоненты газа и паров до и после контактной камеры, °С; t_o – температура теплоносителя в обратном трубопроводе системы отопления, °С; a – соотношение расходов греющей и нагреваемой среды; $G_{х.в}$ – расход холодной воды, подаваемой из системы холодного водопровода, кг/ч; c_r – средняя изобарная теплоемкость газов, Дж/(кг · °С); $\bar{\Delta t}_{п.о}$ – относительное снижение температуры газа в теплообменнике предварительного охлаждения; $t_{y.x}$ – температура уходящего отработанного газа после конечной стадии его охлаждения, °С; $d_{п.г}$ – влагосодержание газа, кг/кг; t_m – температура мокрого термометра, °С.

Соответствующий тепловой поток охлаждения воды в испарителе 22 термотрансформаторного контура представляется выражением

$$Q_{и} = G_{г.в}c_v \left\{ \left[\left(\frac{G_{г.в}}{G_{х.в}} (1 + \beta + j) + j \right) \left[t_{и.к} + \frac{a}{(1 + j)c_v} \left(\beta + \frac{G_{х.в}}{G_{г.в}} \right) (c_r (t_r - (1 + \mu)(t_r - t_{y.x}) - 2t_{г.д} + mt_{в.г})) \right] + \right. \right. \\ \left. \left. + [c_{п.г} d_{п.г} (t_r - (1 + \mu)(t_r - t_{y.x}) - 2t_{г.д} + mt_{в.г}) - c_{ж} t_{ж} (d_{п.г} - d_{п.д})] + \frac{G_{г.в}}{G_{х.в}} (\beta t_o + t_{х.в}) \right] - (1 - j)t_{и.к} \right\}, \quad (2)$$

где $t_{и.к}$ – температура воды после испарителя теплонасосного контура, °С; μ – степень догрева газа в подогревателе 8; m – коэффициент, отражающий степень приближения температуры нагреваемой воды к предельной температуре возможного насыщения газа водяными парами; $c_{ж}$ – теплоемкость сконденсировавшегося пара, Дж/(кг · °С); $t_{ж}$ – температура сконденсировавшегося пара, °С.

В результате энергетическая эффективность усовершенствованной системы отбора теплоты определяется [7] по модифицированной зависимости действительного коэффициента преобразования [8], которая представляется в виде следующего соотношения, учитывающего соответствующие тепловые потоки в конденсаторе (1), а также испарителе (2):

$$\varphi_y = \left(1 - \frac{Q_{и}}{Q_k} \right)^{-1}. \quad (3)$$

Из совместно рассмотренных уравнений (2), (3) 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.

Представляет интерес влияние соотношения расчетных параметров систем отопления, вентиляции и горячего водоснабжения на энергетическую эффективность анализируемой системы (рис. 2).

Из представленных графиков следует, что для высокой эффективности преобразования энергии в системе с температурой отходящих газов 75 °С общий диапазон искомого соотношения β находится в пределах 1–4 для различных систем отопления с соответствующими расчетными перепадами температур теплоносителя. Для примера, в качестве исходных принимались:

$j = 0,2$; $t_{и.к} = 5$ °С; $a = 0,1-2$; $\mu = 0,04$; $t_1 = 75; 100$ °С; $t_{12} = 20$ °С; $m = 1$; $t_m = 44$ °С; $c_{п} = 1100$ Дж/(кг · °С); $c_{ж} = 4200$ Дж/(кг · °С); $c_{г} = 1026$ Дж/(кг · °С); $t_{ж} = 35$ °С; $d_{п} = 0,04$ кг/кг; $d_{н} - d_{к} = 0,02$ кг/кг; $t_{y.x} = 25$ °С; $t_o = 70; 65$ °С; $t_{г.в} = 55$ °С; $\Delta t = 5$ °С; $t_г = 95; 85$ °С; $c_{в} = 4200$ Дж/(кг · °С); $c_{y.x} = 1009$ Дж/(кг · °С); $\Theta = 0,4; 0,5; 0,6$; $t_{п} = 75$ °С.

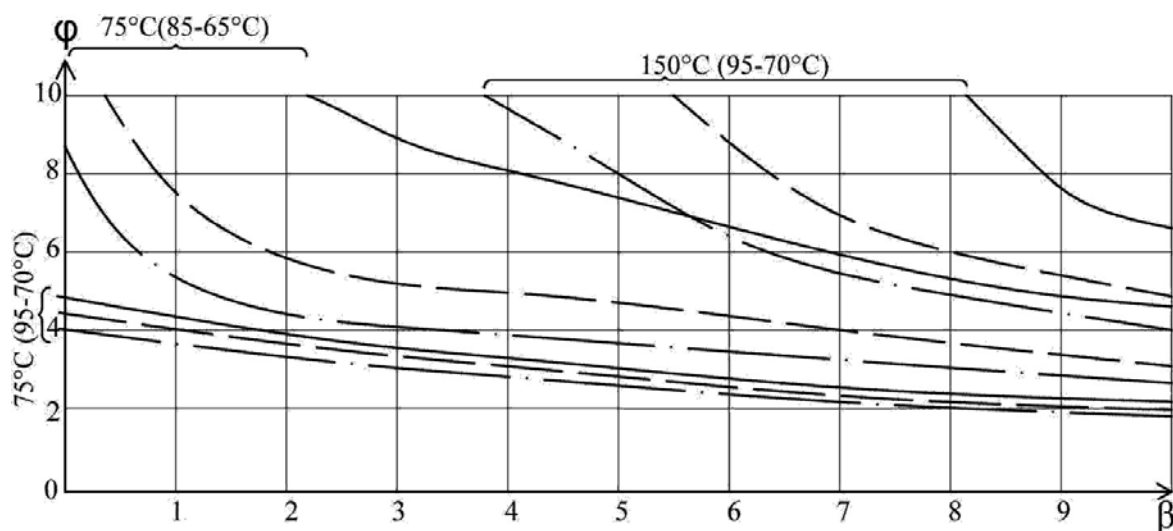


Рис. 2. Зависимость коэффициента преобразования от соотношения расчетных расходов и температур теплоносителей в системах отопления и горячего водоснабжения при начальной температуре отработанных газов:

$t_г = 75$ и 150 °С: — при $\Theta = 0,4$; - - - при $\Theta = 0,5$; — · — при $\Theta = 0,6$

Из этих графиков также следует, что эффективность преобразования энергии возрастает при соответствующем снижении расходов теплоносителя технологического и коммунально-бытового назначения. При начальной температуре отработанных газов 75 °С обеспечиваются более высокие значения коэффициента преобразования со снижением (Θ) расходов теплоносителя технологического и коммунально-бытового назначения. При этом искомое соотношение находится в пределах 2–8.

В случае с начальной температурой газов 150 °С высокие значения коэффициента преобразования достигаются, аналогично предыдущему случаю, со снижением (Θ) расходов теплоносителя технологического и коммунально-бытового назначения, а требуемое соотношение коэффициента преобразования находится в пределах 4–9. Графические зависимости указывают на целесообразность применения систем отопления с более низкими расчетными температурами теплоносителя,

прежде всего низкотемпературных систем отопления. Косвенно они также указывают на возрастающую эффективность преобразования энергии при снижении температур теплоносителя в диапазоне эксплуатационного регулирования с соответствующим снижением соотношения расходов теплоносителя для технологического и коммунально-бытового назначения.

Заключение

На основе результатов исследования получена обобщенная зависимость действительного коэффициента преобразования для усовершенствованной системы контактно-рекуперативного отбора с трансформацией теплоты отработанных газов вращающихся печей. Определено, что при начальной температуре отработанных газов $t_r = 75$ °С обеспечиваются более высокие значения коэффициента преобразования в диапазоне рациональных значений соотношения ($\beta = 2-8$) со снижением соотношения расходов теплоносителя технологического и коммунально-бытового назначения (Θ). При начальной температуре отработанных газов $t_r = 150$ °С обеспечиваются аналогичные значения коэффициентов преобразования со снижением расходов теплоносителя технологического и коммунально-бытового назначения (Θ), а рациональное значение (β) находится в более узких пределах 3,9–8,1.

Литература

1. Ходоров, Е. И. Печи цементной промышленности / Е. И. Ходоров. – Л. : Изд-во лит. по стр-ву, 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. Термотрансформаторна система відбору теплоти з відпрацьованих газів для промислового теплопостачання : пат. 100923, Укр., МПК (2013.01) F27B 9/00 / 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 / Вісн. ОДАБА. – Одеса : ОДАБА. – 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. – 2013. – Вип. № 6. – С. 59–56.
6. Петраш, В. Д. Теплонасосная составляющая энергетического потока в системе теплоснабжения на основе охлаждения отработанных газов / В. Д. Петраш, Ю. Н. Полунин // Энергоэффективность в строительстве и архитектуре. – 2015. – Вип. № 7. – С. 78–85.
7. Мартыновский, В. С. Циклы, схемы и характеристики термотрансформаторов / В. С. Мартыновский. – М. : Энергия, 1977. – 280 с.
8. Петраш, В. Д. Теплонасосные системы / В. Д. Петраш. – Одесса : ВМВ, 2014. – 556 с.

Получено 28.09.2017 г.