

УДК 697.34

**ЗАВИСИМОСТЬ ЭФФЕКТИВНОСТИ  
ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ  
ПОТОКОВ ОТ УДЕЛЬНОГО РАСХОДА ВОЗДУХА  
В СИСТЕМЕ СТАБИЛИЗИРУЮЩЕГО ОХЛАЖДЕНИЯ  
ВРАЩАЮЩЕЙСЯ ПЕЧИ ДЛЯ ПРОМЫШЛЕННОГО  
ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ**

**В. Д. ПЕТРАШ, И. В. ЧЕРНЫШЕВА**

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

**Введение**

Использование вторичных энергоресурсов (ВЭР), большие резервы которых имеются в промышленности производства строительных материалов в обжиговых печах, позволяет значительно повысить энергоэкономические, экологические и технологические характеристики промышленного и коммунально-бытового теплоснабжения. В наиболее энергоемких печах производства вяжущих и стеновых материалов коэффициент использования топлива в 2–3 раза меньше, чем в генераторах традиционного теплоснабжения. Потери теплоты в окружающую среду с боковой поверхности обычно не укрытой печи достигают 6–7 кВт/м<sup>2</sup>. При этом эффективность сжигания топлива в таких агрегатах не превышает 40 %, а потери теплоты с боковой поверхности достигают 10–30 % его общего расхода. Рациональное использование этого ресурса может значительно повысить энергоэкономичность промышленного теплоснабжения с соответствующим снижением загрязнения окружающей среды.

Весьма перспективным является применение теплонасосных технологий для энергосбережения в процессах производства строительных материалов во вращающихся печах с утилизацией низкотемпературных газоздушных потоков. Логично, что минимизация термотрансформаторной компоненты в общем энергетическом потоке должна быть доминирующей в энергосбережении на этой основе. Следует отметить, что стабилизация установленного [1] теплового режима охлаждения печи в течение года является важной технико-экономической задачей, направленной на улучшение теплотехнического процесса и энергосбережение, прежде всего для зоны обжига.

**Основная часть**

С позиции более эффективного использования энергии стабилизирующего охлаждения печи недостатком ранее рассмотренной системы [2], [3] для промышленного теплоснабжения является то, что в указанной системе отсутствует функциональная возможность одновременной утилизации теплоты и использования энергии многочисленных вторичных и возобновляемых низкотемпературных источников.

Результатами исследования [3], [5] установлена целесообразность увеличения тепловой мощности разрабатываемых систем теплоснабжения за счет расширения использования энергетического ресурса низкопотенциальных источников в совмещенном процессе стабилизирующего охлаждения боковой поверхности вращающейся печи.

Система промышленного теплоснабжения (рис. 1) разработана [6] на основе усовершенствованной структурно-функциональной взаимосвязи ее исходных элементов. Поэтому главной целью в разработке и исследовании предложенной системы

(рис. 1) явилось повышение технико-экономической эффективности теплоснабжения с расширением использования энергетического ресурса за счет увеличения глубины доохлаждения теплоносителя низкопотенциальных источников и повышения надежности работы термотрансформаторного контура.

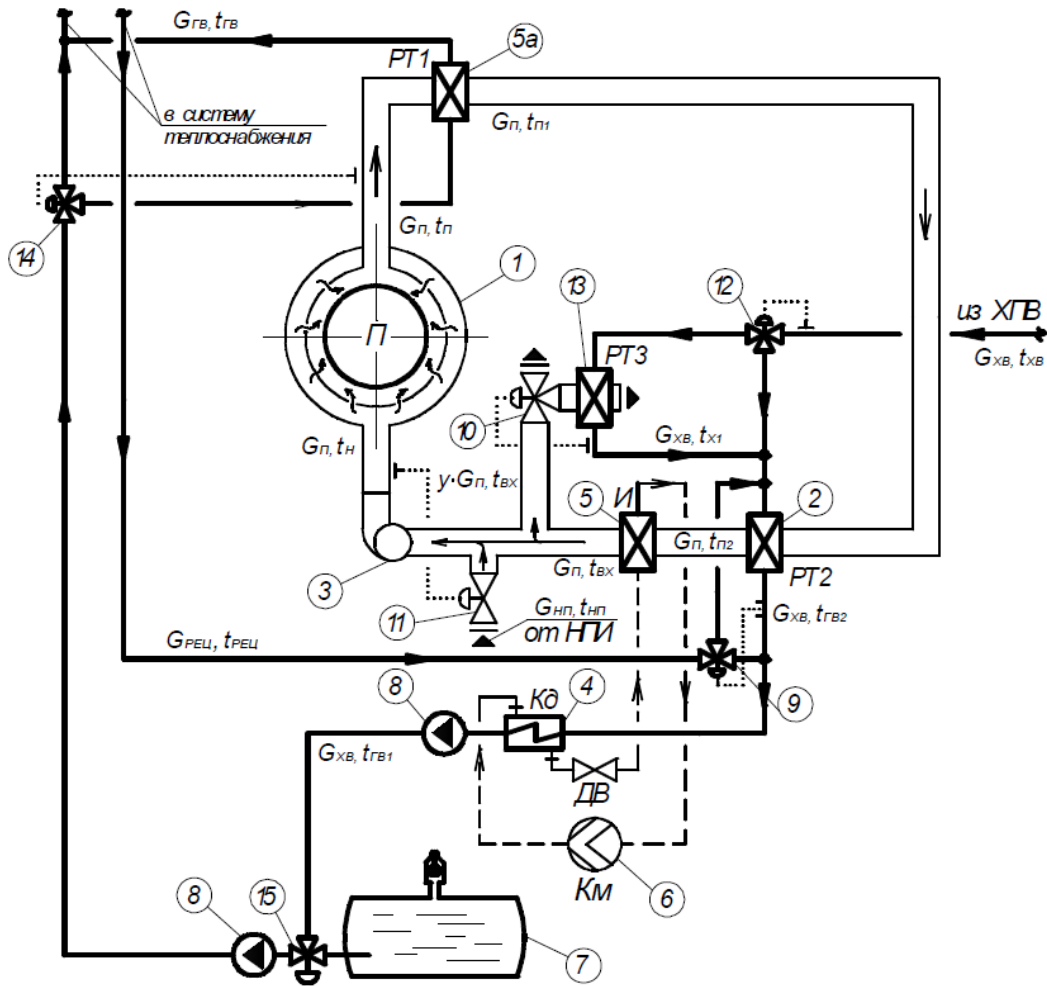


Рис. 1. Система теплоснабжения на основе термотрансформированной энергии стабилизирующего охлаждения печи и переохлаждения теплоносителя низкопотенциальных источников:

- 1 – укрытие печи; 2 – calorifier; 3 – вентилятор; 4 – конденсатор; 5 – испаритель;
- 6 – компрессор; 7 – бак-аккумулятор; 8 – насосы; 9 – регулятор расхода;
- 10, 11 – соответственно, сбросной и заборный патрубки с трехходовыми регуляторами расхода; 12, 14, 15 – трехходовый регулятор расхода;
- 13 – рекуперативный теплообменник

Исходная начальная вода из холодного питьевого водопровода с начальной температурой, которая в разные периоды года имеет различную температуру (5–25 °С), с помощью насоса 8 проходит через трехходовой регулятор расхода 12 и рекуперативный теплообменник 13, где охлаждается до температуры 2–5 °С за счет действия переохлажденной сбросной части циркулирующего энергоносителя в испарительном теплообменнике 5. Это позволяет снизить температуру начальной воды, температура которой в теплый период года достигает 25 °С (преимущественно в южных регионах Украины), после чего она поступает в calorifier 2. После охлаждения печи горячий воздух из теплообменника 5а поступает в calorifier 2 и нагревает воду.

Охлажденный рециркуляционный воздух после калорифера 2 с прохождением через испарительный теплообменник 5 доохлаждается, в том числе до уровня отрицательных температур, а после прохождения через патрубок 10 и охлаждения начальной воды до 2–5 °С удаляется в атмосферу и заменяется теплым газоздушным потоком от низкопотенциальных источников, поступаая через заборный патрубок 11.

Автоматизированный процесс смешения переохлажденной части рециркуляционного потока и поступающего газоздушного энергоносителя от низкопотенциальных источников обеспечивает установленную температуру рециркуляционного потока на входе в укрытие печи согласно [1] на уровне 5–10 °С.

С целью более эффективного использования теплоты охлаждения печи и энергии низкопотенциальных источников из обратной магистрали системы теплоснабжения вода поступает по трубопроводу через трехходовой регулятор 9 в калорифер 2 для стабилизации в нем гидравлического режима, а также параллельно основной частью поступает в конденсаторный теплообменник 4 для догрева циркулирующей воды в системе теплоснабжения.

В случае снижения мощности системы теплоснабжения предусмотрена возможность аккумуляции теплоты в баке-аккумуляторе 7 с помощью регулирующего трехходового крана 15.

Технико-экономическая эффективность применения предложенной схемы теплоснабжения заключается в расширении теплоэнергетического потенциала анализируемой системы, которая позволяет улучшить энерго-экономические характеристики систем теплоснабжения. Предложенная система может применяться без традиционного источника теплоты. Предварительно охлажденная исходная вода с постоянной температурой поддерживается на заданном постоянном низкотемпературном уровне на протяжении не только холодного, но и теплого периодов года. Следовательно, стабилизация установленной начальной температуры рециркуляционного воздуха на входе в укрытие печи поддерживается также на постоянном уровне независимо от изменения температуры окружающей среды в процессе автоматического смешивания переохлажденного рециркуляционного потока и газоздушного теплоносителя от низкопотенциального источника. При этом в процессе прохождения постоянного расхода теплоносителя с необходимой интенсивностью охлаждения в воздушном контуре поддерживается требуемый теплотехнологический режим стабилизирующего охлаждения укрываемой поверхности вращающейся печи.

В процессе воздушоструйного воздействия тепловой поток с поверхности охлаждения вращающейся печи воспринимается рециркулирующей газоздушной средой, в связи с чем справедлива зависимость

$$Q_n = Fa(\tau_n - t_n) = G_n c(t_n - t_n). \quad (1)$$

Уравнение теплового баланса системы отбора теплоты по газоздушному контуру в процессе охлаждения печи представляется в общем виде:

$$Q = Q_n + Q_{\text{ин}}, \quad (2)$$

где  $Q_n$  – тепловой поток, воспринятый с охлаждаемой поверхности вращающейся печи, Вт;  $Q_{\text{ин}}$  – тепловой поток, поступающий от низкопотенциального источника, Вт.

Передача теплоты, воспринятой с поверхности печи, происходит в рекуперативных теплообменниках РТ1, РТ2, а также в испарителе И термотрансформаторного контура парокompрессионного теплового насоса, в связи с чем

$$Q = Q_{\text{РТ1}} + Q_{\text{РТ2}} + Q_{\text{И}}, \quad (3)$$

где  $Q_{PT1}$ ,  $Q_{PT2}$  – воспринятая теплота в утилизационных рекуперативных теплообменниках PT1, PT2, Вт;  $Q_{И}$  – утилизируемый тепловой поток в испарителе И термотрансформаторного контура, Вт.

При этом утилизируемый тепловой поток в догревающем рекуперативном теплообменнике PT1 определяется соответствующим расходом воздуха и перепадом температур:

$$Q_{PT1} = G_{п}c_1(t_{п} - t_{п1}), \quad (4)$$

где  $G_{п}$  – расход газовой среды в циркуляционном контуре охлаждения печи, кг/с;  $t_{п}$  – температура газовой среды после укрытия печи, °С;  $t_{п1}$  – температура циркуляционного потока после рекуперативного теплообменника PT1, °С;  $c_1$  – средняя теплоемкость газовой среды, Дж/(кг · °С).

Аналогично тепловой поток, воспринятый в рекуперативном теплообменнике PT2, определяется по зависимости

$$Q_{PT2} = G_{п}c_2(t_{п1} - t_{п2}), \quad (5)$$

где  $t_{п2}$  – температура воздушного потока после регенеративного теплообменника PT2, °С;  $c_2$  – средняя теплоемкость газовой среды, Дж/(кг · °С).

Тепловой поток, воспринятый в испарителе И термотрансформаторного контура, может быть представлен в виде:

$$Q_{И} = G_{п}c_{И}(t_{п2} - t_{вх}), \quad (6)$$

где  $t_{вх}$  – температура доохлажденного газовой среды после испарителя И, °С;  $c_{И}$  – средняя теплоемкость газовой среды, Дж/(кг · °С).

Тепловой поток, поступающий от низкпотенциального источника, запишем в виде:

$$Q_{нп} = yG_{п}c_{нп}(t_{нп} - t_{вх}), \quad (7)$$

а энергию доохлаждения исходной холодной воды  $t_{хв}$  сбросной частью газовой среды потока  $Q_{сб}$  в теплый период года в диапазоне температур  $(t_{хв} - t_{х1})$ , °С, представим аналогично в следующей форме:

$$Q_{сб} = yG_{п}c_{вх}(t_{х1} - \Delta t - t_{вх}), \quad (8)$$

где  $y$  – часть газовой среды, поступающая от низкпотенциального источника в компенсацию равновесной сбросной части общего рециркуляционного потока;  $t_{х1}$  – температура воды, поступающей в рекуперативный теплообменник PT3, °С;  $\Delta t$  – температурный перепад недоохлаждения исходной холодной воды относительно температуры сбросной части рециркуляционного потока, определяемый установленной поверхностью теплообменника PT3, °С;  $t_{нп}$  – температура газовой среды, поступающей от низкпотенциального источника, °С;  $c_{нп}$ ,  $c_{вх}$  – средняя теплоемкость газовой среды при соответствующей температуре, Дж/(кг · °С).

Тепловой поток охлаждения печи и низкпотенциального источника в газовой среде циркуляционном контуре системы теплоснабжения на основе зависимости (2) с учетом (4)–(8) записывается в обобщенном виде:

$$Q_{гв} = Q_{п} + Q_{нп} = G_{п}c_1(t_{п} - t_{п1}) + G_{п}c_2(t_{п1} - t_{п2}) + G_{п}c_{И}(t_{п2} - t_{вх}) - yG_{п}c_{вх}(t_{х1} - \Delta t - t_{вх}) + yG_{п}c_{нп}(t_{нп} - t_{вх}). \quad (9)$$

Температура доохлаждаемого газоздушного потока после испарителя И термотрансформаторного контура определяется из зависимости (6) в следующем виде:

$$t_{\text{вх}} = t_{\text{п2}} - \frac{Q_{\text{И}}}{c_{\text{И}} G_{\text{И}}}. \quad (10)$$

Принимая во внимание, что воспринятый тепловой поток в конденсаторе  $Q_{\text{к}}$  определяется тепловой мощностью испарителя  $Q_{\text{И}}$  и приводной мощностью компрессора  $N$ ,

$$Q_{\text{к}} = Q_{\text{И}} + N, \quad (11)$$

а коэффициент преобразования представляет отношение

$$\varphi = \frac{Q_{\text{к}}}{N}, \quad (12)$$

откуда  $N = \frac{Q_{\text{к}}}{\varphi}$ .

В результате воспринятый тепловой поток в испарителе согласно (11) представляется в следующем виде:

$$Q_{\text{И}} = Q_{\text{к}} - \frac{Q_{\text{к}}}{\varphi} = Q_{\text{к}} \left( 1 - \frac{1}{\varphi} \right). \quad (13)$$

С учетом зависимостей (10), (13) и соотношения (9) и принимая во внимание, что  $c_{1-2} \approx c_{\text{нп-вх}}$ , зависимость определения отбираемого общего теплового потока в рециркуляционном газоздушном контуре анализируемой системы теплоснабжения (2) упрощается до вида:

$$Q = Q_{\text{п}} + Q_{\text{нп}} = G_{\text{п}} c [(t_{\text{п}} - t_{\text{п2}}) + \gamma(t_{\text{нп}} - t_{\text{х1}} + \Delta t)] + Q_{\text{к}} \left( 1 - \frac{1}{\varphi} \right). \quad (14)$$

Тепловой поток, воспринятый нагреваемой водой в конденсаторе теплонасосной установки, определяется мощностью тепловых потоков нагрева проточной воды и ее рециркуляционной части из системы горячего водоснабжения, а с учетом того, что  $G_{\text{гв}} = \beta G_{\text{хв}}$  и  $G_{\text{рец}} = \mu G_{\text{гв}}$ , приобретает следующий вид:

$$Q_{\text{к}} = G_{\text{хв}} c_{\text{в}} [(t_{\text{гв1}} - t_{\text{гв2}}) + \mu \beta (t_{\text{гс1}} - t_{\text{рец}})], \quad (15)$$

где  $G_{\text{хв}}$  – расход исходной холодной воды, нагреваемой в конденсаторе, кг/с;  $G_{\text{рец}}$  – расход рециркуляционной части абонентского теплоносителя, кг/с;  $t_{\text{гв1}}$  – температура воды после конденсатора теплонасосного контура, °С;  $t_{\text{гв2}}$  – температура воды после регенеративного теплообменника РТ2, °С;  $t_{\text{рец}}$  – температура рециркуляционного потока из системы горячего водоснабжения, °С;  $\mu$  – коэффициент рециркуляции воды в системе горячего водоснабжения;  $c_{\text{в}}$  – средняя теплоемкость воды, Дж/(кг · °С).

Энергетическую эффективность преобразования сопряженных энергетических потоков в анализируемой системе теплоснабжения представим в виде зависимости коэффициента преобразования относительно определяющих исходных и режимных параметров.

Общий тепловой поток, отбираемый с поверхности печи и воспринятый от низкопотенциального источника согласно зависимости (2) с учетом (1) и (7), представим в виде:

$$Q = G_{\text{п}}c(t_{\text{п}} - t_{\text{н}}) + yG_{\text{п}}c(t_{\text{пн}} - t_{\text{вх}}). \quad (16)$$

Из равенства зависимостей (16) и (14) с учетом (15) после соответствующих преобразований зависимость действительного коэффициента преобразования приобретает окончательный вид:

$$\varphi = \frac{1}{1 - \frac{G_{\text{п}}c(t_{\text{п2}} - t_{\text{н}} - yt_{\text{вх}} + yt_{\text{х1}} - y\Delta t)}{G_{\text{хв}}c_{\text{в}}[(t_{\text{гв1}} - t_{\text{гв2}}) + \mu\beta(t_{\text{гв1}} - t_{\text{пец}})]}}. \quad (17)$$

Графическая интерпретация зависимости (17) представлена на рис. 2 при следующих исходных данных и режимных условиях работы системы:

$$\frac{c}{c_{\text{в}}} = 0,25; t_{\text{н}} = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}; t_{\text{п2}} = 35 \text{ }^{\circ}\text{C}; y = 0,2; t_{\text{вх}} = -10 \text{ }^{\circ}\text{C}; t_{\text{х1}} = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}; \Delta t = 3 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$t_{\text{гв1}} = 50 \text{ }^{\circ}\text{C}; t_{\text{гв2}} = 35 \text{ }^{\circ}\text{C}; \beta = 1,0 \text{ }^{\circ}\text{C}; t_{\text{пец}} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

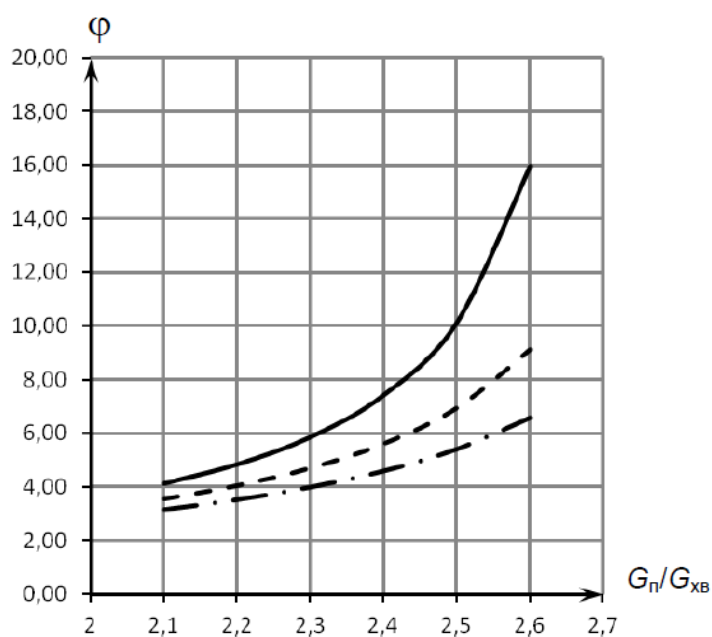


Рис 2. Зависимость коэффициента преобразования от соотношения расходов греющего теплоносителя и нагреваемой среды:  
 — при  $\mu = 0,2$ ; - - - при  $\mu = 0,25$ ; — · — при  $\mu = 0,3$

### Заключение

1. Разработана новая рекуперативно-трансформаторная система с переохлаждением рециркуляционного потока охлаждения печи, которая повышает теплотехнологическую и энергетическую эффективность печных агрегатов, расширяя технико-экономическую эффективность промышленного теплоснабжения в совместном процессе интеграции теплоты охлаждения вращающейся печи и низкопотенциальных источников.

2. В результате аналитического исследования предложенной системы установлена новая обобщенная зависимость оценки эффективности преобразования интегрированных потоков, позволяющая анализировать и производить оценку индивидуального влияния исходных и режимных параметров и их рационального сочетания для достижения высокоэффективной работы предложенной системы теплоснабжения.

3. Установлено, что увеличение расхода газоздушного потока при заданной мощности отбора теплоты с охлаждаемой поверхности печи приводит к возрастанию коэффициента преобразования в зависимости от реальных значений изменения рециркуляционной части теплоносителя в системе горячего водоснабжения.

4. Результаты исследования рациональной взаимосвязи исходных и режимных параметров создают основу для инженерной разработки предложенных систем теплоснабжения на основе стабилизирующего охлаждения вращающейся печи.

### Литература

1. Петраш, В. Д. Теплоснабжение на основе утилизации энергии регулируемого охлаждения вращающихся печей / В. Д. Петраш. – Одесса : ВМВ, 2006. – 288 с.
2. Петраш, В. Д. Патент на винахід № 88327. Система стабілізуючого охолодження печі на основі термотрансформації теплоти, яка утилізується / В. Д. Петраш, І. В. Сорокіна, Д. В. Басіст // Бюл. № 19, 2009 р. ДП «Український ін-т промислової власності», К.
3. Петраш, В. Д. Повышение энерготехнологической эффективности вращающейся печи и качества теплоснабжения на основе термотрансформаторного цикла утилизации теплоты / В. Д. Петраш, И. В. Сорокина, Д. В. Басист // Энерготехнология и ресурсосбережение : науч.-техн. журн. Ин-та газа НАН Украины. – К., 2008. – № 4. – С. 22–25.
4. Петраш, В. Д. Патент на корисну модель № 61472. Система теплопостачання на основі термотрансформації енергії стабілізуючого охолодження печі та низькопотенціальних джерел / В. Д. Петраш, І. В. Чернишова // Бюл. № 14, 2011 р. – ДП «Український ін-т промислової власності», К.
5. Петраш, В. Д. Теплоснабжение на основе интеграции термотрансформированной энергии охлаждения печи и низкопотенциальных источников / В. Д. Петраш, И. В. Чернышева // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання : наук.-техн. зб. КНУБА. – Київ : КНУБА. – 2012. – Вип. № 16. – С. 84–92.
6. Дорофеев, В. С. Патент на винахід № 101512. Система теплопостачання на основі термотрансформованої енергії охолодження печі та переохолодження теплоносія низькопотенціальних джерел / В. С. Дорофеев [та інш.] // Бюл. № 7. – 2013 р. – ДП «Український ін-т промислової власності», К.

Получено 14.10.2013 г.