

# ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ОПТИМІЗАЦІЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ОБ'ЄКТІВ І СИСТЕМ ЕНЕРГЕТИКИ

УДК 662.613 /536.7 /621.577

С.В. ДУБОВСКОЙ д-р техн. наук, М.Е. БАБИН, В.С. КОБЕРНИК, Н.Я. КАДЕНСКИЙ  
Институт общей энергетики НАН Украины, г. Киев

## ОПТИМАЛЬНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ОТБОРА ТЕПЛОТЫ УХОДЯЩИХ ГАЗОВ КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК ДЛЯ ЕЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛОМ НАСОСОМ

*В статье рассмотрен вопрос рационального выбора параметров отбора теплоты уходящих газов котельных установок для дальнейшего использования в тепловых насосах. Проведено имитационное и оптимизационное моделирование процессов охлаждения уходящих газов, установлены оптимальные значения температур теплообменника-утилизатора и охлажденных газов, а также коэффициент утилизации располагаемой теплоты.*

*К л ю ч е в ы е с л о в а:* уходящие газы, котельные установки, тепловой насос, низкпотенциальная теплота, теплообменник-утилизатор, утилизация.

В связи с подорожанием всех видов органического топлива и обострением экологических проблем в последние годы повысился интерес к утилизации тепловых потерь котельных установок с применением технологий глубокого охлаждения уходящих газов, позволяющих извлечь как явную теплоту охлаждения, так и скрытую теплоту конденсации содержащихся в них паров воды.

Технологии и аппараты (теплообменники-конденсаторы (ТК)) глубокого охлаждения уходящих газов котлов ТЭЦ и котельных известны уже давно, однако заметного применения в странах СНГ они не нашли [1, 2]. Основным препятствием для широкого использования ТК на котлах систем СЦТ служит, как известно, низкая температура извлечения теплоты, не превышающая значений точки росы уходящих газов. Не менее важным представляется также высокая влажность охлажденных газов, создающая опасность коррозии газоотводных каналов и стволов котельной установки.

© С.В. ДУБОВСКОЙ, М.Е. БАБИН, В.С. КОБЕРНИК, Н.Я. КАДЕНСКИЙ, 2013

Возможность устранить указанные трудности позволяет применение теплового насоса, способного повысить температурный потенциал извлекаемой теплоты до приемлемого уровня.

В мировой практике известны примеры успешного использования ТК с тепловыми насосами на ТЭЦ и котельных СЦТ. Одним из них служит ТЭЦ Dava, расположенная вблизи города Мальме, Швеция, где теплонасосная установка мощностью 14 МВт используется для извлечения теплоты глубокого охлаждения уходящих газов мусоросжигающих энергетических котлов с ее передачей воде тепловой сети [2]. Описание данной установки представлено также в работе [3].

Возможности использования ТК с тепловым насосом в энергетике стран СНГ изучались в последние годы в ряде работ, содержащих различные подходы к решению данной задачи. В некоторых работах, в частности [4], представляется важным максимальное извлечение теплоты охлаждения уходящих газов, что осуществимо при низкой температуре охлаждения (до 5°C). Однако это обстоятельство, как отме-

чают авторы, не позволяет в достаточной степени повысить ее температурный потенциал в тепловом насосе до уровня стандартных графиков работы тепловых сетей, что вызывает необходимость понижения уровней температурных графиков теплоснабжения.

В работе [5] более важным представляется обеспечение максимальной эксергии отобранной теплоты. Это позволяет уменьшить затраты на повышение температурного уровня извлеченной теплоты до экономически и технически доступных значений, но с некоторой потерей производительности системы утилизации.

Таким образом, в литературе отсутствует единый подход к выбору критерия оптимальности извлечения теплоты глубокого охлаждения уходящих газов с дальнейшим повышением ее температурного потенциала тепловым насосом.

#### **Обоснование выбора критерия оптимальности процесса отбора теплоты в испаритель теплового насоса**

Теплота, отбираемая в ТК, используется, в конечном итоге, для последующего нагрева тепловоспринимающих сред, замещая эквивалентное количество теплоты, получаемой до этого котельной установкой. Тем самым достигается определенный эффект экономии первичной энергии, пропорциональный величине отобранной и полезно сообщенной теплоты и обратно пропорциональный КПД котла. При прямом использовании отобранной теплоты для нагрева тепловоспринимающей среды вспомогательные затраты первичной энергии на организацию теплообмена обычно малы. Поэтому основным критерием оптимальности процесса утилизации можно считать здесь количество отобранной и полезно переданной теплоты.

Если же температурный потенциал отобранной теплоты недостаточен, то для его повышения применяется тепловой насос, привод которого обходится определенными затратами первичной энергии. В связи с этим утилизируемая теплота приобретает определенную стоимость, пропорциональную затратам приводной энергии, подлежащую минимизации.

Потребление приводной энергии тепловым насосом определяется разностью эксергии переданной и полученной теплоты:

$$E = Ex_2 - Ex_x + D, \quad (1)$$

где  $D$  — потери эксергии, характеризующие

степень совершенства теплонасосной установки.

Из последнего выражения следует, что при любой фиксированной температуре нагрева тепловоспринимающей среды минимум затрат приводной энергии соответствует максимуму эксергии отобранной теплоты.

Таким образом, максимум эксергии отобранной теплоты может служить критерием оптимальности процесса отбора теплоты продуктов сгорания в испаритель теплового насоса при ее использовании для нагрева сетевой воды.

Оптимизация процесса отбора теплоты от продуктов сгорания при наличии конденсации водяного пара по критерию максимума эксергии рассмотрена, в частности, в [5]. В данной работе показано существование оптимума температур охлаждения и отбора теплоты и определены их значения в зависимости от температуры точки росы охлаждаемых газов в предположении, что температуры охлаждения и отбора теплоты совпадают. Последнее означает, что охлажденные газы приобретают 100%-ную относительную влажность, что создает известные трудности при их отводе в атмосферу из-за опасности коррозии газоотводных стволов [9].

В связи с этим найденные в [5] оптимальные параметры охлаждения продуктов сгорания подлежат определенному уточнению с учетом ограничений на относительную влажность охлажденных газов, что требует внесения некоторых изменений в математическую модель оптимизации процесса охлаждения, представленных ниже.

#### **Уточненная математическая формулировка задачи**

Требуется определить максимум эксергии  $Ex$  теплоты  $Q$ , воспринятой стенкой теплообменника-конденсатора при изобарном охлаждении газопаровой смеси продуктов сгорания с известным компонентным составом и температурой  $t_1$  при вариации температуры охлаждения смеси  $t_2$  и температуры стенки  $t_w$  с учетом ограничения на относительную влажность охлажденных газов по условиям их отвода в атмосферу:

$$Ex = Q \frac{t_w - t_a}{(273,15 + t_w)} \Rightarrow \max, \quad (2)$$

$$Q = G_c \cdot [h(t_1) - h(t_2) + d_1 \cdot i(p_1, t_1) - d_2 \cdot i(p_2, t_2)], \quad (3)$$

$$d_1 = \frac{\mu}{\mu_c} \frac{p_1}{B - p_1}, \quad (4)$$

$$p_2 = f(p_1, t_1, t_2, t_w), \quad (6)$$

$$t_2 - t_s(p_2, t_2) \leq \theta. \quad (7)$$

При формулировке задачи приняты следующие обозначения:

$G$  – массовый расход продуктов сгорания,

$$G_c = \frac{G}{1 + d_1} \quad \text{– массовый расход сухих газов,}$$

$d_1, d_2$  – абсолютная влажность продуктов сгорания на сухую массу,  $\mu, \mu_c$  – молекулярная масса водяного пара и сухих газов соответственно,  $p_1, p_2$  – парциальное давление водяного пара до и после охлаждения,  $B$  – барометрическое давление,  $i(p_1, t_1), i(p_2, t_2)$  – удельная энтальпия водяного пара до и после охлаждения,  $h(t_1), h(t_2)$  – удельная энтальпия смеси сухих компонент продуктов сгорания до и после охлаждения,  $\theta$  – заданный запас температуры по условиям предотвращения увлажнения газоотводных каналов – в дальнейшем дефицит точки росы,  $t_a$  – температура воздуха.

Для определения функциональной зависимости (6) парциального давления пара в охлажденных газах от других параметров процесса, в соответствие с рекомендациями специальных работ по тепломассообмену при конденсации из парогазовых смесей [6, 7] принят закон подобия полей температур газа и парциальных давлений пара, приводящий к соотношению:

$$p_2 = p_w + (p_1 - p_w) \frac{t_2 - t_w}{t_1 - t_w}, \quad (8)$$

где  $p_w = p_s(t_w)$  – парциальное давление насыщенного пара при температуре стенки.

Сформулированная задача может использоваться как для имитационного моделирования процесса глубокого охлаждения уходящих газов топливосжигающих установок, так и для определения условно оптимальных температурных режимов данного процесса с учетом ограничений на влажность охлажденных газов.

#### Имитационное моделирование процесса охлаждения

Имитационное моделирование процесса производилось с использованием характерных параметров работы водогрейного котла системы централизованного теплоснабжения на природном газе типа ПТВМ-100.

Компонентный состав природного газа подбирался по условию соответствия стандартно-

му топливу, использованному при построении типовой энергетической характеристики [8] котла данного типа по величине низшей рабочей теплоте сгорания (33,3 МДж/м<sup>3</sup>). Численные значения коэффициентов избытка воздуха и температуры продуктов сгорания на выходе из котла принимались по данным типовой энергетической характеристики водогрейного котла при разных нагрузках. Температура воздуха принималась равной 5°С при относительной влажности 60%.

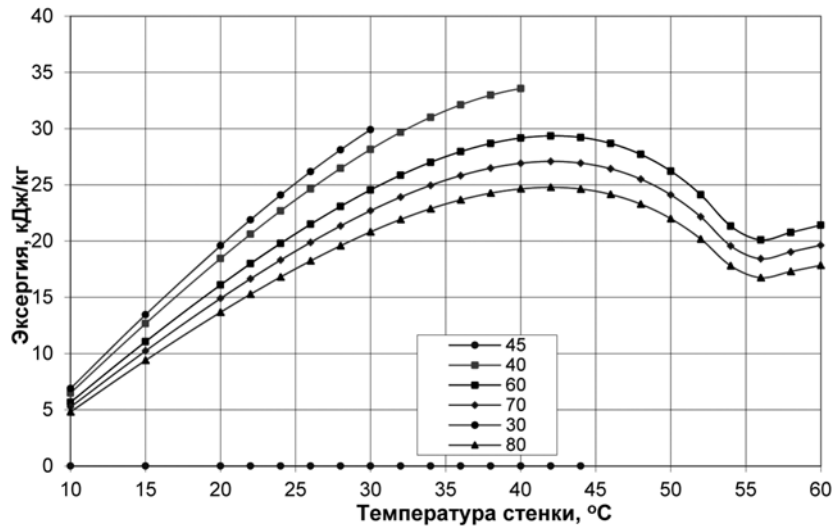
Компонентный состав продуктов сгорания рассчитывался в соответствие с [8], термодинамические свойства сухих компонент продуктов сгорания принимались по данным [9], а водяного пара – по данным [10].

Температуры тепловоспринимающей поверхности (в дальнейшем – стенки) теплообменника-конденсатора варьировались в пределах  $t_2 \geq t_w > t_a$  при фиксированных температурах охлаждения, выбираемых из диапазона  $t_1 \geq t_2 > t_a$ . По данным значениям температур рассчитывались соответствующие значения отобранной теплоты охлаждения, эксергии отобранной теплоты и психометрической разницы температур охлажденных газов.

По данным расчета эксергии отобранной теплоты (рис.1) можно выделить три характерные области ее изменения.

В диапазоне температур  $t_a < t_2 < t_{2o}$ , где значения  $t_{2o}$  составляют  $42 \pm 1^\circ\text{C}$  в зависимости от начальных параметров газовой смеси, эксергия монотонно возрастает с ростом температуры стенки, достигая максимума в предельной точке  $t_w = t_2$ . В этой области достигается абсолютный максимум эксергии отобранной теплоты в диапазоне температур 30–35°С (в зависимости от начальных параметров охлаждаемого газа), что соответствует данным [10]. При этом охлажденный газ имеет 100%-ную относительную влажность.

В диапазоне температур охлаждения  $t_s(p_1) \geq t_2 > t_{2o}$  кривые изменения эксергии характеризуются наличием максимума при промежуточных значениях  $t_w < t_2$  и минимума – при температуре точки росы  $t_s(p_1)$  продуктов сгорания, где конденсация пара прекращается. При этом положение максимума и минимума на каждой кривой  $t_2 = \text{const}$  практически не изменяется. Относительная влажность охлажденных газов падает с ростом температуры стенки, достигая начальной влажности продуктов сго-



**Рис.1.** Зависимость эксергии отбираемой теплоты от температуры охлаждающей стенки при постоянных температурах охлаждения продуктов сгорания

рания в точке минимума эксергии.

В третьей области  $t_w > t_s(p_1)$  изменение эксергии определяется конвективным переносом теплоты при отсутствии конденсации.

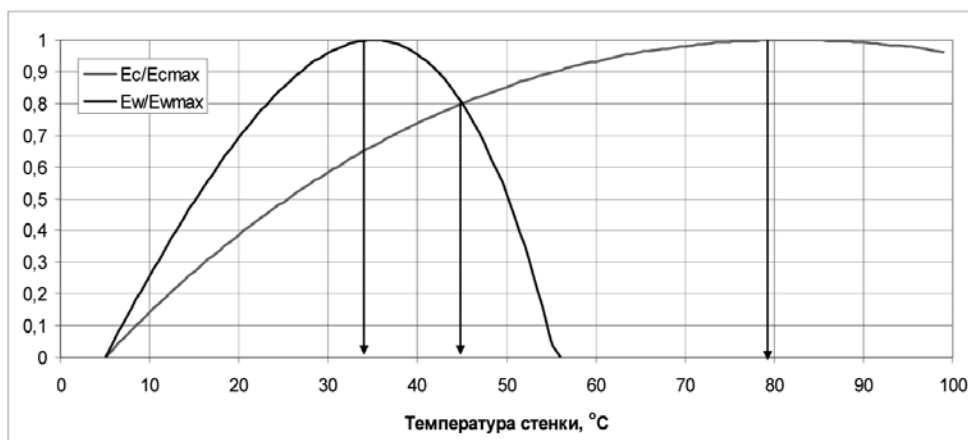
Сложный характер кривых эксергии на рис.1 объясняется наличием двух различных механизмов охлаждения газа – конвективного и массообменного, интенсивность действия которых различна в разных диапазонах температур.

Каждая из составляющих эксергии имеет свой экстремум по температуре конденсации и они отличны друг от друга. При этом совмещенный максимум эксергии в грубом приближении соответствует температуре паритета упомянутых составляющих.

Как видно из графиков изменения состав-

ляющих эксергии в долях от соответствующих максимальных значений при  $\alpha_k = 1,19$ ,  $t_1 = 180^\circ\text{C}$  (рис.2), в первой области изменения температур охлаждения формирование максимума определяется, преимущественно, массообменом, во второй – паритетным влиянием массообмена и теплообмена и в третьей – конвективного теплообмена.

Независимость положения точек максимума эксергии на оси температуры стенки от температур охлаждения газа объясняется тем, что определяется исключительно начальными разностями температур и парциальных давлений между продуктами сгорания и стенкой. При этом температура охлаждения влияет лишь на абсолютные значения максимума эксергии.



**Рис. 2.** Экстремумы конвективной и массообменных составляющих эксергии в долях от максимальных значений

**Оптимизационное моделирование процесса**

Оптимизационное моделирование процесса охлаждения выполнялось при тех же исходных данных, что и имитационное в целях уточнения оптимальных значений температур теплопринимающей стенки теплообменника-утилизатора и температуры охлаждения поверхности с учетом ограничения (7) на дефицит точки росы охлажденных газов.

В точках условного максимума эксергии вычислялись также соответствующие значения коэффициента полноты утилизации теплоты охлаждения по формуле:

$$\eta = \frac{Q}{Q_a}, \tag{9}$$

где  $Q$  – расчетное значение количества теплоты, отобранной в теплообменнике-утилизаторе,  $Q_a$  – предельное количество теплоты, которое могло бы быть отобрано при охлаждении газов до температуры окружающей среды:

$$Q_a = G_c \cdot [h(t_1) - h(t_a) + d_1 \cdot i(p_1, t_1) - d_a \cdot i(p_a, t_a)]. \tag{10}$$

Водяной пар при температуре среды считался насыщенным.

Результаты оптимизации процесса охлаждения, соответствующие параметрам уходящих газов при различных нагрузках котла и разных значениях ограничений на дефицит точки росы

охлажденных газов по условию увлажнения поверхностей газоотводных стволов, представлены в таблице.

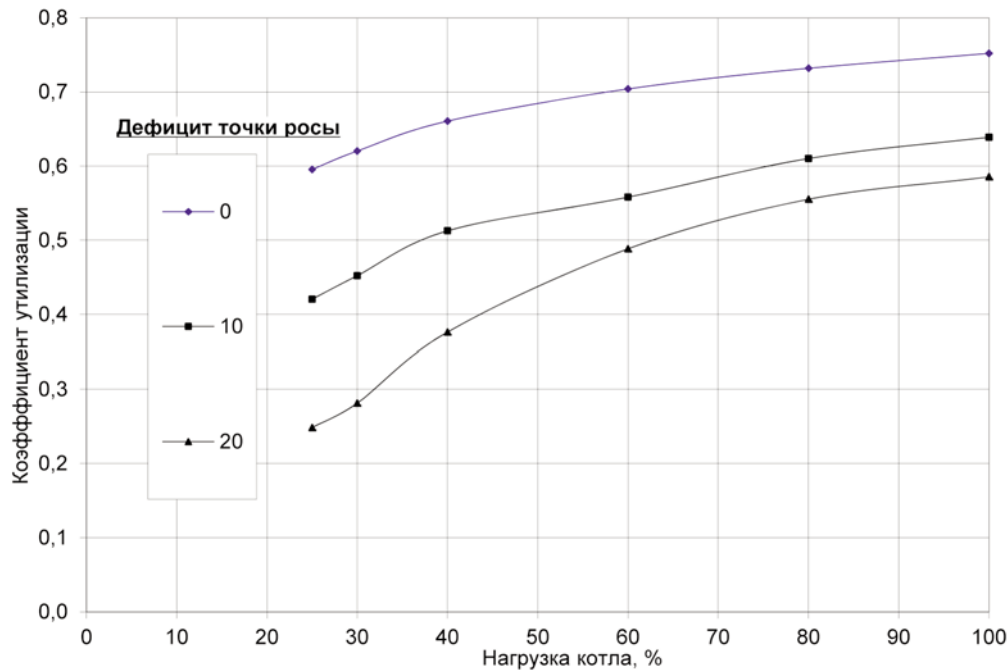
Полученные данные указывают на достаточно узкий диапазон изменения оптимальной температуры стенки ТУ – от 36°C при минимальной нагрузке котла до 40,6°C при максимальной нагрузке во всем диапазоне варьируемых параметров.

Оптимальная температура охлаждения уходящих газов  $t_2$  возрастает с ростом ограничений на дефицит точки росы и слабо зависит от нагрузки котла. В практически важном диапазоне значений дефицита точки росы  $10^\circ\text{C} \leq \theta \leq 20^\circ\text{C}$  оптимальная температура охлаждения изменяется в пределах  $59 \pm 7^\circ\text{C}$ .

Расчетные значения коэффициента утилизации располагаемой теплоты уходящих газов в точках условного экстремума эксергии, представленные на рис. 3, возрастают с ростом нагрузки котла и падают с ростом ограничений на дефицит точки росы. При номинальной нагрузке котла коэффициент утилизации изменяется в пределах 0,75–0,59, а при минимальной (40%) – в пределах 0,66–0,38 в зависимости от нормируемой влажности. Представленные данные дают возможность оценить целесообразность мероприятий по утеплению газоходов и стволов котельных исходя из фактических значений дефицита точки росы.

**Оптimum удельной эксергии отобранной теплоты с учетом ограничений на дефицит точки росы охлаждаемых газов**

Нагрузка котла, %	Коэффициент избытка воздуха за котлом	Температура газов за котлом, °C	Дефицит точки росы охлажденных газов по условиям увлажнения газоотводных стволов, °C								
			$\theta = 0^\circ\text{C}$			$\theta = 10^\circ\text{C}$			$\theta = 20^\circ\text{C}$		
			$t_w, ^\circ\text{C}$	$t_2, ^\circ\text{C}$	$E_x, \text{кДж/кг}$	$t_w, ^\circ\text{C}$	$t_2, ^\circ\text{C}$	$E_x, \text{кДж/кг}$	$t_w, ^\circ\text{C}$	$t_2, ^\circ\text{C}$	$E_x, \text{кДж/кг}$
25	1,58	85	36,7	36,7	17,8	36,2	52,0	12,4	36,0	66,0	7,3
30	1,49	89	36,7	36,7	19,6	36,2	52,1	14,1	36,6	66,4	8,9
40	1,37	102	36,7	36,7	23,3	37,2	52,0	18,3	37,5	65,8	13,6
60	1,27	128	36,7	36,7	28,3	39,9	52,7	24,4	38,7	64,6	20,7
80	1,22	155	36,7	36,7	32,4	40,1	52,3	29,6	39,3	63,8	26,4
100	1,19	180	36,7	36,7	36,0	40,5	52,3	33,8	40,6	64,0	31,0



**Рис. 3.** Коэффициент утилизации теплоты уходящих газов в зависимости от нагрузки котла и ограничений на дефицит точки росы, соответствующие максимуму эксергии отобранной теплоты

## ВЫВОДЫ

1. Рассмотрена задача выбора рациональных параметров отбора теплоты уходящих газов котельных установок для ее дальнейшего использования в качестве низкопотенциальной теплоты для тепловых насосов по критерию максимума эксергии отобранной теплоты с учетом ограничений на влажность охлажденных газов по условиям предотвращения увлажнения газоотводных каналов и стволов.

2. На примере котельной установки типа ПТВМ -100 проведено имитационное и оптимизационное моделирование охлаждения дымовых газов в теплообменниках-утилизаторах с использованием принципа подобия теплообмена и массообмена.

3. Установлено, что оптимальные значения температуры стенки (охлаждающего агента) теплообменника-утилизатора следует поддерживать в пределах 36–41°С в зависимости от нагрузки котла, а температуру охлаждения – в пределах 52–66°С в соответствии с ростом ограничения на точку росы в пределах от 10 до 20°С.

4. Расчетные значения коэффициента утилизации располагаемой теплоты уходящих газов у четом скрытой теплоты конденсации при указанных режимах охлаждения увеличиваются с ростом нагрузки котла и уменьшаются – с ростом ограничений на дефицит точки

росы уходящих газов. При номинальной нагрузке котла коэффициент утилизации изменяется в пределах 0,75–0,59, а при минимальной (40%) – в пределах 0,66–0,38 в зависимости от нормируемой влажности.

5. Представленные данные дают возможность выбрать необходимые параметры тепловых насосов, использующих отобранную теплоту охлаждения, а также оценить эффективность мероприятий по утеплению газоходов и стволов котельных исходя из их фактических теплотехнических характеристик.

1. Миропольский З.Л., Чарьев А.И. Повышение экономичности и уменьшение вредных выбросов на ТЭС при использовании тепла уходящих газов в контактных водо- и воздухонагревателях. Обзорная информация // Энергетика и электрификация. Сер.7. – М.:Информэнерго, 1983.

2. Large-scale Heat Pumps for Swedish Municipal Incineration Plant// European heat pump news. The Newsletter of the European heat pump concerted action. – Issue 2. – August 1999. – P.6–7.

3. Киосов А.Д., Авруцкий Г.Д. Глубокая утилизация тепла уходящих газов котлов и его аккумулирование // Теплоэнергетика. –

2011. – № 11. – С.60–63.

4. *Жовмір М.М.* Утилізація низькотемпературної теплоти продуктів згорання палив за допомогою теплових насосів // Промышленная теплотехника. – 2008. – Т.3, № 2. – С. 91–97.

5. *Кутателадзе С.С., Боришанский Б.М.* Справочник по теплопередаче. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1958. – 191 с.

6. *Ефимов А.В., Гончаренко А.Л., Гончаренко Л.В.* Совершенствование метода теплового расчета конденсационного теплоутилизационного аппарата поверхностного типа, устанавливаемого за котельной установкой // Энергетика: економіка, технології, екологія. – 2009. – № 1. – С.64–73.

7. *Куделя П.П., Барабаш В.П.* Определение количества конденсата, выделенного из продуктов сгорания конденсационных котлов // Новая тема. – 2012. – № 5. – С. 52–54.

8. *ТХ 34-70-014–85.* Типовая энергетическая характеристика водогрейного котла

ПТВМ-100 при сжигании природного газа. Руководящий документ. Дата введения 17.07.1985. – М.: СПО Союзтехэнерго, 1986. – 40 с.

9. *Либерман Н.Б., Нянковская М.Т.* Справочник по проектированию котельных установок систем централизованного теплоснабжения. – М.: Энергия, 1979. – 224 с.

10. *Вукалович М.П., Ривкин С.Л., Александров А.А.* Таблицы термодинамических свойств воды и водяного пара. – М.: Издательство стандартов, 1969. – 720 с.

*Надійшла до редколегії 17.06.2013*

*Рецензент:*

*Провідний науковий співробітник  
відділу оптимізації структури  
паливно-енергетичного комплексу  
ІЗЕ НАН України, канд. техн. наук  
Костюковський Б.А.*