

<https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-6-547-564>

УДК 620.9:662.76:697.93

## Эффективность использования газового топлива и окислительной смеси при их увлажнении

Б. С. Сорока<sup>1)</sup>, Н. В. Воробьев<sup>1,2)</sup>

<sup>1)</sup>Институт газа Национальной академии наук Украины (Киев, Украина),

<sup>2)</sup>Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского» (Киев, Украина)

© Белорусский национальный технический университет, 2019  
Belarusian National Technical University, 2019

**Реферат.** Проведена оценка влияния увлажнения компонентов горения (воздуха-окислителя и в отдельных случаях – горючего) на энергетическую эффективность использования различных видов топлива, в том числе в условиях замещения природного газа альтернативными газовыми топливами – коксодоменной и природно-доменной смесями. Выполнены расчеты экономии топлива для замещения природного газа (NG) влажным технологическим газом (доменным (BFG), коксовым (COG), их смесями) с учетом реальных технологических параметров (на примере конкретного металлургического комбината). Все расчеты произведены в рамках авторской методологии замещения топлив, учитывающей 1-е и 2-е начала термодинамики. При условии сохранения потока полезно использованной полной энтальпии, как основного требования предложенной методологии, и учета соответствующего КПД использования топлива выполнен анализ возможности экономии или возникновения перерасхода NG. Проведен расчет потребного потока теплоты сгорания природного газа в зависимости от содержания влажного доменного газа в смесях NG + BFG для случаев замены NG технологическими газами. Установлено, что наличие влаги в топливоокислительной смеси всегда снижает КПД топочной камеры или энергетического процесса и агрегата. Для повышения КПД высокотемпературной печи (котла) необходимо обеспечить подогрев компонентов горения при утилизации теплоты уходящих продуктов сгорания. Показано, что КПД топливоиспользующей системы может быть существенно повышен при срабатывании потенциала (избыточной полной энтальпии) рабочего тела (продуктов сгорания). Дополнительные преимущества обусловлены тем, что располагаемая теплота продуктов сгорания с влажным воздухом в полном диапазоне температур – от теоретической температуры горения до температуры окружающей среды, – рассматриваемая по условиям равновесия, в том числе с учетом теплоты конденсации, возрастает с увеличением влагосодержания исходных компонентов горения: воздуха-окислителя и/или газового топлива.

**Ключевые слова:** альтернативное газовое топливо, влажный воздух (газ), доменный газ, замещение топлив, коксовый газ, полная энтальпия, теоретическая температура горения, экономия (перерасход) природного газа, термодинамический анализ

**Для цитирования:** Сорока, Б. С. Эффективность использования газового топлива и окислительной смеси при их увлажнении / Б. С. Сорока, Н. В. Воробьев // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2019. Т. 62, № 6. С. 547–564. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-6-547-564>

---

### Адрес для переписки

Сорока Борис Семенович  
Институт газа  
Национальной академии наук Украины  
ул. Дегтяревская, 39,  
03113, г. Киев, Украина  
Тел.: +38 044 455-59-98  
[boris.soroka@gmail.com](mailto:boris.soroka@gmail.com)

### Address for correspondence

Soroka Boris S.  
The Gas Institute  
of the National Academy of Sciences of Ukraine  
39 Degtyarevskaya str.,  
03113, Kyiv, Ukraine  
Tel.: +38 044 455-59-98  
[boris.soroka@gmail.com](mailto:boris.soroka@gmail.com)

---

## Efficiency of the Use of Humidified Gas Fuel and Oxidizing Mixture

B. S. Soroka<sup>1)</sup>, N. V. Vorobyov<sup>1,2)</sup>

<sup>1)</sup>The Gas Institute of the National Academy of Sciences of Ukraine (Kyiv, Ukraine),

<sup>2)</sup>National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute" (Kyiv, Ukraine)

**Abstract.** The influence of hydration of the components of combustion (air-oxidizer and – in some cases – fuel) including hydration in the conditions of substitution of natural gas by alternative gas fuels, viz. by coke blast furnace mixture and natural blast furnace mixture – on energy efficiency of the use of different fuels has been determined. Calculations of fuel saving for substitution of natural gas (NG) by wet process gas (blast furnace gas (BFG), coke gas (CG), their mixtures) were performed taking into account real technological parameters (on the example of a specific metallurgical plant). All the calculations were performed within the framework of the author's methodology on fuel substitution grounded on the 1<sup>st</sup> and the 2<sup>nd</sup> laws of thermodynamics. The analysis of possibility for saving or overspending NG is performed in the conditions of preservation of the flow of the used total enthalpy (as the main requirement of the methodology that had been proposed) and of taking into account the corresponding efficiency of fuel use. The calculation of the required heat flow of natural gas combustion depending on the content of wet blast furnace gas in NG + BFG mixtures for the cases of NG substitution by process gases has been carried out. It is established that the presence of moisture in the fuel-oxidation mixture always reduces the efficiency of the combustion chamber or the energy process and the unit. In order to increase the efficiency of a high-temperature furnace (boiler), it is necessary to provide heating of combustion components when utilizing the heat of the outgoing combustion products. It is shown that the efficiency of the fuel-using system can be significantly increased when the potential (excess total enthalpy) of the working fluid (combustion products) is activated. There are additional benefits due to the fact that the existing heat of products of combustion with humid air in a full range of temperatures – from the theoretical combustion temperature to ambient temperature under conditions of equilibrium, including account of the heat of condensation – increases with increasing moisture content of the initial components of combustion, viz. air-oxidizer and/or fuel gas.

**Keywords:** alternative gas fuel, moist air (gas), blast furnace gas, fuel substitution, coke gas, total enthalpy, theoretical combustion temperature, natural gas saving (overspending), thermodynamic analysis

**For citation:** Soroka B. S., Vorobyov N. V. (2019) Efficiency of the Use of Humidified Gas Fuel and Oxidizing Mixture. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 62 (6), 547–564. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-6-547-564> (in Russian)

### Введение

В последнее время получают распространение системы и устройства, обеспечивающие сжигание различных видов топлива при подаче воды или водяного пара (процессы wet combustion) в камеры сгорания (КС) двигателей, турбин, котлоагрегатов, а также в когенерационных установках. Развитие научных основ wet combustion при разработке соответствующих систем сжигания и утилизации теплоты обусловлено эксплуатационными, экологическими и в отдельных случаях энергетическими преимуществами использования увлажненного воздуха горения [1, 2]. Однако имеется нема-

ло случаев получения увлажненных топлив, например после очистки от пыли технологических газов (в мокрых скрубберах) или в результате газификации влажной биомассы.

Задача исследований – оценка влияния увлажнения компонентов горения (воздуха-окислителя и в отдельных случаях – топлива) на энергетическую эффективность использования различных видов топлива, в том числе в условиях замещения природного газа альтернативными видами топлива.

Все расчеты проводились с использованием полной энтальпии  $I_i$  индивидуальных веществ в качестве базовой энергетической функции [3]. Значение  $I_i$  учитывает теплоту образования веществ из базовых элементов при стандартных условиях, а также теплоту, необходимую для достижения реальных параметров компонент. Таким образом,  $I_i$  учитывает как химические, так и физические составляющие энергосодержания веществ и их смесей (latent and sensible heat).

При этом удельная полная энтальпия единицы массы продуктов сгорания при температуре  $T$  определяется взвешенной суммой составляющих молярных удельных энтальпий компонент при той же температуре  $T$  [4]

$$I_g = \sum_{(i)} I_i D_i / \sum M_i D_i. \quad (1)$$

### **Влажное состояние воздуха горения и горючего газа**

Растущий интерес к технологиям сжигания топлив при подаче увлажненного окислителя – от применения психрометрического эффекта в цикле Майсоценко (M-cycle) [5, 6] до утилизации теплоты с использованием энергии эндотермических реакций при взаимодействии топлива с  $H_2O$  или с продуктами сгорания при термохимической рекуперации (ТХР) [7] системы «паровой насос» (WVP – water vapor pump) [8, 9] – обусловлен возможностью соответствующего повышения КПД энергоустановок (в частности, при парогазовых циклах). Это объясняется значительным увеличением избыточной полной (химической) энтальпии (прирост удельной полной энтальпии  $\Delta I$  с температурой) увлажненного газа (воздуха, продуктов сгорания) по сравнению со стандартными условиями (температурой  $T_0$ ), сухого при фиксированной температуре, использованием схем утилизации теплоты увлажненных продуктов сгорания при максимально пониженных температурах, а также возможностью конденсации продуктов сгорания в котлоагрегатах с целью реализации высшей теплоты сгорания топлива [10].

В М-цикле процесс осуществляется в противоточном теплообменнике в условиях косвенного испарительного охлаждения теплоносителя при движении потока сухого воздуха вдоль сухой стороны разделительной пластины.

Отличительной особенностью М-цикла являются эффективный теплоподвод к потоку и увлажнение до насыщения «рабочего» (вторичного) потока воздуха при интенсивном косвенном теплооборе от первичного сухого «продуктового» воздушного потока, который может быть охлажден до собственной точки росы вместо более высокой температуры мокрого термометра [6]. При этом можно повысить КПД цикла Карно благодаря уменьшению нижнего потенциала процесса – температуры теплоприемника (нижнего потенциала в процессе передачи энергии).

Другим важным достоинством сжигания увлажненной горючей смеси являются экологические преимущества, обусловленные существенным снижением выхода оксидов азота  $\text{NO}$  ( $\text{NO}_x$ ) и возможностью определенного сокращения образования оксида углерода  $\text{CO}$  [11].

Когда давление насыщения  $p_{sat}$  для рассматриваемого газа (водяного пара) становится равным или превышает внешнее давление, испарение переходит в кипение. Если внешнее давление равно атмосферному, то точка пересечения кривой  $p_{sat}(T)$  с ординатой  $p = p_{bar}$  (по барометрическому давлению) соответствует температуре кипения  $T_b$  при атмосферном давлении. Следует указать, что  $T_b$  для  $\text{H}_2\text{O}$  превосходит точку кипения практически любого из компонентов газовых топлив, то есть при «положительных» температурах ( $T > 273 \text{ K}$ ) в условиях атмосферного давления каждый из компонентов газовых топлив (например,  $\text{N}_2$ ,  $\text{O}_2$ ,  $\text{CO}_2$ ,  $\text{CH}_4$ ,  $\text{C}_2\text{H}_6$ ,  $\text{NH}_3$ ) при индивидуальном рассмотрении равновесных кривых испарения отдельных компонент находится в газовой фазе [12]. Тем более пребывание в газовой фазе каждой составляющей топлива справедливо, учитывая парциальные давления  $p_i$  отдельных из перечисленных компонент, каждое из которых меньше (для отдельных смесей – существенно) общего давления  $p_\Sigma$  смесевого горючего газа, в том числе увлажненного многокомпонентного.

Например, на комбинате «Запорожсталь» при реконструкции цеха холодной прокатки была предусмотрена возможность работы термических печей на природном газе или смешанных газах. В летний период предполагается работа термических печей на коксодоменной смеси, в зимний период – на природно-доменной. В соответствии с данными «Запорожстали» среднегодовая температура коксового газа  $35 \text{ }^\circ\text{C}$  (минимум  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ , максимум  $45 \text{ }^\circ\text{C}$ ), относительная влажность  $100 \text{ } \%$  при рабочей температуре, среднегодовая температура доменного газа  $35 \text{ }^\circ\text{C}$  (минимум  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ , максимум  $65 \text{ }^\circ\text{C}$ ), относительная влажность  $100 \text{ } \%$  при рабочей температуре, расчетная температура природного газа  $10 \text{ }^\circ\text{C}$ , газ сухой, среднегодовая температура смешанного газа  $45 \text{ }^\circ\text{C}$  (минимум  $30 \text{ }^\circ\text{C}$ , максимум  $75 \text{ }^\circ\text{C}$ ), относительная влажность  $100 \text{ } \%$  при рабочей температуре.

Поскольку приведенная информация относится к топливам со 100%-й влажностью, можно полагать, что указанные температуры соответствуют точкам росы технологических газов в условиях производства. Состав отдельных горючих газов и технологических топлив представлен в табл. 1.

Таблица 1

Составы и основные характеристики сухих газовых топлив и воздуха горения на комбинате «Запорожсталь», объемный %

The compositions and characteristics of dry gaseous fuels and combustion air at the “Zaporizhstal” steel works, volume percentage

Компонент	Природный газ NG	Доменный газ BFG	Коксовый газ COG	Воздух
Метан CH <sub>4</sub>	93,53	–	26,7	–
Этан C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	3,51	–	–	–
Пропан C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	0,82	–	–	–
Бутан C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> (сумма изомеров)	0,20	–	–	–
Пентан C <sub>5</sub> H <sub>12</sub> (сумма изомеров)	0,05	–	–	–
Гексан C <sub>6+</sub> и выше	0,03	–	–	–
Непредельные углеводороды C <sub>n</sub> H <sub>m</sub>	–	–	2,6	–
Водород H <sub>2</sub>	–	3,62	57,1	–
Окись углерода CO	–	25,37	2,9	–
Диоксид углерода CO <sub>2</sub>	0,56	19,45	4,2	–
Азот N <sub>2</sub>	1,29	51,56	6,5	79,06
Кислород O <sub>2</sub>	0,01	–	–	20,94
Теплота сгорания низшая Q <sub>l</sub> , МДж/нм <sup>3</sup>	36,96	8,88	20,18	–
Теплота сгорания высшая Q <sub>h</sub> , МДж/нм <sup>3</sup>	40,95	9,33	22,68	–

В диапазоне соответствия параметров вещества уравнению состояния идеального газа для отдельных компонент и газовой смеси в целом и с привлечением закона Дальтона для влажного газа может быть легко найдено универсальное уравнение для определения влагосодержания любой газовой смеси и горючих газов в частности.

Об этом свидетельствуют зависимости  $p_{sat,i}(T)$  на равновесных кривых испарения. По этой причине справедлива система уравнений:

$$\begin{cases} \sum_{(i)} p_i + p_w = p_{\Sigma}; \\ p_{gas,dry} + p_w = p_{\Sigma} = p_{gas,wet}. \end{cases} \quad (2)$$

Для определения влагосодержания влажного газа запишем следующие выражения:

$$p_w + p_{gas,dry} = p_{\Sigma} = p_{gas,wet}; \quad (3)$$

$$\frac{p_w}{p_{gas,dry}} = \frac{p_w}{p_{gas,wet} - p_w} = \frac{m_w M_{gas,dry}}{m_{gas,dry} M_w} = d_{w,gas} \frac{M_{gas,dry}}{M_w}; \quad (4)$$

$$\frac{p_w}{p_{gas,dry}} = \frac{n_w}{n_{gas,dry}} = \frac{D_w}{D_{gas,dry}}. \quad (5)$$

При использовании влажной газовой (воздушной смеси) при атмосферном давлении  $p_{gas,wet} = p_{bar} = 1 \text{ ата} = 10^2 \text{ кПа}$ :

$$d_{w,gas} = \frac{P_{sat,gas}(T_g)}{1 - P_{sat,gas}(T_g)} \frac{M_w}{M_{gas,dry}}; \quad (6)$$

$$d_{gas,wet} = \frac{m_w}{m_{gas,dry}} = \frac{P_w}{P_{gas,wet} - P_w} \frac{M_w}{M_{gas,dry}}, \quad (7)$$

где  $p_w = \Phi_{gas,wet} \cdot p_{sat}(T_{gas}, p_{gas,wet})$ ;  $p_{gas,dry} = \sum_{(i)} p_i$ ;  $i \neq w$  и относятся к сухим компонентам.

При использовании влажной газовой (воздушной) смеси при атмосферном давлении ( $p_{gas,wet} = p_{bar} = 1$  ата) все парциальные давления берутся в ата (бар).

Вне пределов действия уравнения состояния идеального газа (давление более 30 бар) соответствующие расчеты существенно усложняются в связи с несовпадением уравнений состояния для отдельных компонент, а также для газовой смеси в целом [13].

Конечной точкой на равновесной кривой испарения является критическая точка, определяющая давление и температуру: для  $H_2O$  соответственно  $p_{H_2O}^{fin} = 22$  МПа и  $T_{H_2O}^{fin} = 643,3$  МПа [14]. Эта точка определяет критическое состояние «жидкость – пар».

В число режимных параметров сжигания топлива входят температура, влажность окружающего воздуха, атмосферное давление и скорость ветра. Изменение этих условий как таковых, а также учет их влияния на параметры, определяющие концентрацию  $O_2$ , позволяют установить результирующее воздействие переменных во времени климатических условий на энергоэкологические характеристики процесса сжигания и сопутствующее образование  $NO_x$  и  $CO$ .

Существуют другие искусственно получаемые топлива (газы с высоким содержанием пара, обусловленным наличием влаги в исходном сырье или в процессах его обработки, – от газификации (например, биомассы) до влажной очистки (при получении технологических газов)) [15, 16].

При необходимости воздух может нагреваться при сохранении исходного влагосодержания ( $d_a = d_{a,in} = \text{const}$ ) или при дополнительном, в частности равновесном, увлажнении (абсолютном) воздуха ( $d_a > d_{a,in}$ ) в соответствии с ростом температуры. Оценка влияния относительной влажности атмосферного воздуха ведется по его энергетическим характеристикам и при сопоставлении с условиями насыщения при рассматриваемой температуре воздуха  $t_a$ :

$$\begin{cases} p_{atm} = p_{a,dry} + p_{H_2O}; \\ p_{H_2O} = \Phi_a p_{sat}(t_a); \\ d_a = 0,622 \frac{\Phi_a p_{sat}}{p_{atm} - \Phi_a p_{sat}}. \end{cases} \quad (8)$$

При расчетах могут использоваться различные формы  $i-d$ -диаграммы влажного воздуха (например, принятая в бывшем СССР диаграмма Рамзина или форма, используемая в США [14]). В работах R. Guillet [8, 9] предложены диаграммы для расчета эффективности энергетических устройств с использованием системы WVP (паровой насос).

### **Определение энергетической эффективности использования процесса сжигания топлива при увлажнении топливоокислительных смесей**

В основу изложенных ниже расчетов положена новая методология замещения топливных газов по балансу полезно использованной энергии на основе подходов 2-го начала термодинамики [17].

**Методология замещения топлива.** Практически во всех существующих методологиях замещения топлив одним из требований является сохранение чисел Воббе, высшего  $Wo_h$  или/и низшего  $Wo_l$ :

$$Wo'_h = Wo''_h; \quad Wo'_l = Wo''_l. \quad (9)$$

Например, в настоящее время в Украине готовится новый технический регламент на природный газ, в рамках которого оговаривается значение числа Воббе по высшей теплоте сгорания, что определяет условие сохранения пропускной способности топочной системы по теплоте сгорания при поддержании номинальной тепловой мощности топки в случае замены типа используемого топлива:

$$\begin{aligned} B'_f Q'_h &= B''_f Q''_h; \\ B'_f Q'_l &= B''_f Q''_l. \end{aligned} \quad (10)$$

Традиционно принято считать, что замена одного топлива другим должна сопровождаться сохранением номинальной топливной мощности установки, определяемой вводимым в топку потоком тепловой энергии. Последняя определяется через высшую  $Q_h$  или низшую  $Q_l$  теплоту сгорания топлива.

Отличительной особенностью методологии замещения топлив (топливных газов в частности) является условие сохранения при этом полезной теплоты, усваиваемой в топочной камере:

$$Q'_{use} = Q''_{use}; \quad (11)$$

$$\eta'_f Q'_{in} = \eta''_f Q''_{in}. \quad (12)$$

Используя допущения о термодинамически равновесном проведении процессов сжигания и использования топлива в топочной камере, которая представлена «идеальной печью» [18], рассмотрим процедуру замены природного газа NG (индекс «'»), смесью NG с технологическим или другим

низкокалорийным газом (индекс «'»), доля природного газа в котором составляет  $D''_{NG}$ .

В соответствии с рассматриваемым подходом замещение топлив производится по условию сохранения (равенства) полезно воспринятой тепловой энергии в обоих случаях (использования замещающего ( $f''$ ) или замещаемого ( $f'$ ) топлива):

$$\begin{cases} Q'_{use} = Q''_{use} & \text{или} \\ B'_{f,m}(1 + \lambda'\Omega'_{st})(I'_{g,T} - I'_{g,ex}) = B''_{f,m}(1 + \lambda''\Omega''_{st})(I''_{g,T} - I''_{g,ex}). \end{cases} \quad (13)$$

При переходе от массового к объемному расходу топлива получим

$$B'_{f,V}M'_f(1 + \lambda'\Omega'_{st})(I'_{g,T} - I'_{g,ex}) = B''_{f,V}M''_f(1 + \lambda''\Omega''_{st})(I''_{g,T} - I''_{g,ex}). \quad (14)$$

**Расчет КПД использования топлива и оценка роли увлажнения топлива.** Методика определения КПД использования топлива, абсолютно-го расхода топлива, относительной экономии природного газа и располагаемой тепловой энергии топлива при частичном или полном замещении природного газа альтернативным топливом представлена в [18, 19]. Основные расчетные зависимости при этом имеют следующий вид:

1) КПД использования топлива (природного газа) в случае ввода пара (воды, пароводяной смеси) [18]:

$$\eta_f = \frac{I_{in} - I_{fl,ex}}{\Delta I'_{g,T}^*}; \quad \eta_{f(H_2O)} = \frac{i_{CH_4}m_{CH_4} + i_a m_a + i_{H_2O}m_{H_2O} - i_{fl,ex}m_g}{\Delta i'_{g,T}^* m_{in}^*}; \quad (15)$$

2) экономия природного газа [19]:

– по массовому расходу:

$$\begin{aligned} \delta B''_{NG,m} &= \frac{B'_{f,m} - D''_{NG,m}B''_{f,m}}{B'_{f,m}} \cdot 100 \% = \\ &= \left[ 1 - D''_{NG,m} \frac{(1 + \lambda'\Omega'_{st})(I'_{g,T} - I'_{g,ex})}{(1 + \lambda''\Omega''_{st})(I''_{g,T} - I''_{g,ex})} \right] \cdot 100 \%; \end{aligned} \quad (16)$$

– по объемному расходу:

$$\begin{aligned} \delta B''_{NG,V} &= \frac{B'_{f,V} - D''_{NG,V}B''_{f,V}}{B'_{f,V}} \cdot 100 \% = \\ &= \left[ 1 - D''_{NG,V} \frac{M'_f(1 + \lambda'\Omega'_{st})(I'_{g,T} - I'_{g,ex})}{M''_f(1 + \lambda''\Omega''_{st})(I''_{g,T} - I''_{g,ex})} \right] \cdot 100 \%. \end{aligned} \quad (17)$$

При использовании (16) и (17) следует учитывать соотношение между объемной  $D''_{NG,V}$  и массовой  $D''_{NG,m}$  долями природного газа в предположении



справедливости уравнения идеального газа для рассматриваемого компонента в смеси газов и для топлива, как самой смеси газов

$$D_{i,V} \frac{M_i}{M_f} = D_{i,m}. \quad (18)$$

В условиях замены природного газа (') смесью технологического, например доменного газа с природным (''):

$$D'_{NG} = 100\%; \quad D'_{NG} + D''_{BNG} = 100\%; \quad (19)$$

$$D''_{NG,m} = D''_{NG,V} \frac{M_{NG}}{M_f}. \quad (20)$$

В (19) по отношению к (20)  $D''_{NG,m} \equiv D'_{i,m}$ ;  $D''_{NG,V} \equiv D''_{i,V}$ , а также  $M_f' \equiv M_i \equiv M_{NG}$ ;  $M_f'' \equiv M_f$ . Тогда из (15) и (16) с учетом (17), а также при тождественном преобразовании правой части (15) в правую часть (16) следует вывод о совпадении частей массового и объемного расходов природного газа, сэкономленного в смесевом топливе  $f''$  в результате замены исходного природного газа (топлива  $f'$ )

$$\delta B''_{NG,m} = \delta B''_{NG,V}; \quad (21)$$

3) изменение потока располагаемой тепловой энергии (available heat) в соответствии с рассматриваемой методикой – теплоты химических реакций и физической теплоты подогрева с учетом испарения (latent heat) исходных компонентов топлива и окислителя на входе в топку  $\delta Q_{f/ox,av}$  – проводится по выражению [13]

$$\delta Q_{f/ox,av} = \left( 1 - \frac{Q''_{f/ox,av}}{Q'_{f/ox,av}} \right) \cdot 100\% = \left[ 1 - \frac{B''_{f,m} (1 + \lambda \Omega''_{st}) (I''_{g,T} - I''_{g,V,0})}{B'_{f,m} (1 + \lambda \Omega'_{st}) (I'_{g,T} - I'_{g,V,0})} \right] \cdot 100\%. \quad (22)$$

Случай, когда  $\delta Q_{f/ox,av} > 0$ , означает экономию энергии, при  $\delta Q_{f/ox,av} < 0$  возникает перерасход располагаемой энергии.

Зависимость КПД использования топлива в печи (в топочной камере)  $\eta$  от температуры влажного (насыщенного) горючего газа – для коксодоменной смеси (50%/50% указанных влажных газов), а также смеси, состоящей из 50% доменного и 50% природного газа, представлена на рис. 1.

Из рис. 1 видно, что при рассматриваемом уровне температур и увеличении значений  $t_f$  использование природно-доменной смеси с ростом  $t_f$  приводит к незначительному (~1%) понижению КПД, обусловленному наличием влаги в одной из составляющих топлива. В свою очередь, для коксодоменной смеси падение КПД использования топлива при таком

росте  $t_f$  составляет  $\sim 6,4\%$ . Во втором случае пар, насыщающий газ, содержится в обеих составляющих топлива. Более высокие значения  $\eta_f$  при использовании доменно-природной смеси, чем коксодоменной, несмотря на более низкую теоретическую температуру горения  $T_T$ , связаны с меньшим влагосодержанием первого из топлив. Из рис. 1 следует, что КПД  $\eta_f$  падает по мере роста температуры влажного газа  $t_f$  вследствие повышения абсолютного влагосодержания газа с ростом  $t_f$  при заданном  $\varphi_f = \text{const}$ . Более крутое снижение  $\eta_f$  ( $t_f$ ) для коксодоменной смеси также определяется высоким абсолютным влагосодержанием этого газа в условиях насыщения ( $\varphi_f = 100\%$ ), нарастающим с повышением температуры  $t_f$ .

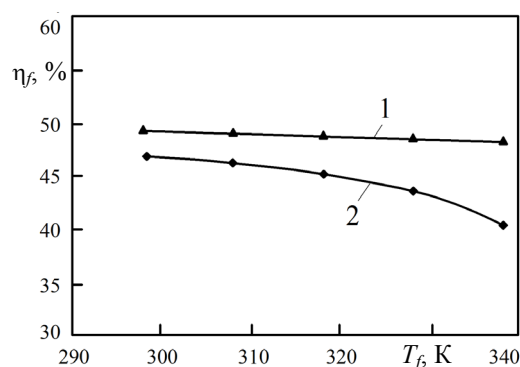


Рис. 1. Зависимость КПД использования топлива  $\eta_f$  от температуры  $t_f$  горячего газа при относительной влажности коксового и доменного газа  $\varphi_f = 100\%$  (насыщенный газ): воздух – сухой,  $\varphi_a = 0$ ; природный газ – сухой,  $\varphi_{NG} = 0$ ; температура на выходе из топочной камеры (рабочая температура)  $t_{fl} = 1000\text{ }^\circ\text{C}$ ; топливо: 1 – природно-доменная смесь; 2 – коксодоменная смесь (насыщенный газ)

Fig. 1. Dependence of fuel utilization efficiency  $\eta_f$  on the temperature  $t_f$  of combustible gas at relative humidity of coke and blast furnace gas  $\varphi_f = 100\%$  (saturated gas): the air is dry,  $\varphi_a = 0$ ; natural gas is dry,  $\varphi_{NG} = 0$ ; temperature at the exit of the combustion chamber (operating temperature)  $t_{fl} = 1000\text{ }^\circ\text{C}$ ; fuel: 1 – natural gas and blast furnace gas mixture; 2 – coke and blast furnace gases mixture (saturated gas)

**Оценка влияния влажности атмосферного воздуха.** Зависимость КПД использования топлива в печи (в топочной камере)  $\eta_f$  от температуры подогрева воздуха-окислителя при сжигании природного газа приведена на рис. 2. Для упрощения рассмотрения задачи газ представлен однокомпонентным топливом – метаном.

Каждая точка на кривых 1–5 (рис. 2) соответствует КПД  $\eta_f$  использования топлива в топке (камере сгорания) с оговоренной температурой продуктов сгорания на выходе  $t_{fl}$  при сжигании смеси метана с воздухом, имеющим относительную влажность  $\varphi_a$  по отношению к насыщению ( $\varphi = 100\%$ ) при температуре  $t_a$ , а также абсолютное удельное влагосодержание  $d_a$ .

Кривая 1 на рис. 2 соответствует характеристике для условного случая газа с сухим воздухом. Растущее по мере повышения  $t_a$  значение  $\eta_f$  соответствует обычно принятой закономерности роста КПД использования

топлива  $\eta_f$  при подогреве воздуха-окислителя [18]. На практике абсолютно сухого атмосферного воздуха с  $\phi_a = 0$  не существует, однако такой вариант может рассматриваться как базовый для оценки роли увлажнения воздуха горения.

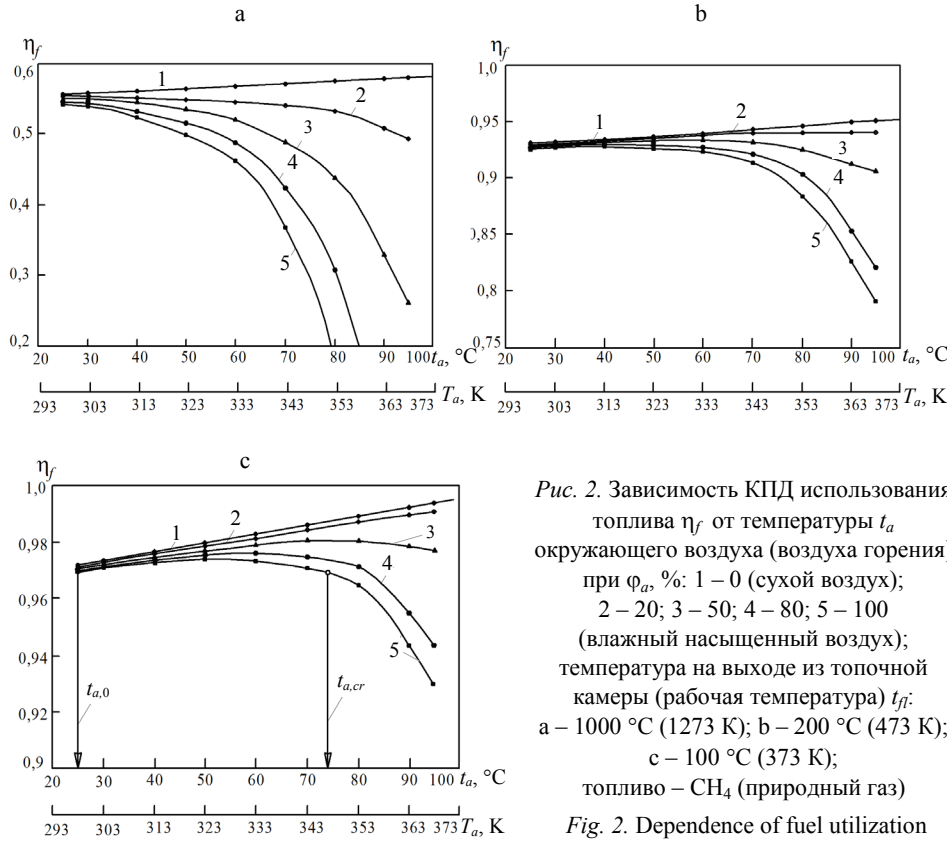


Рис. 2. Зависимость КПД использования топлива  $\eta_f$  от температуры  $t_a$  окружающего воздуха (воздуха горения) при  $\phi_a$ , %: 1 – 0 (сухой воздух); 2 – 20; 3 – 50; 4 – 80; 5 – 100 (влажный насыщенный воздух); температура на выходе из топочной камеры (рабочая температура)  $t_{fl}$ : а – 1000 °С (1273 К); б – 200 °С (473 К); с – 100 °С (373 К); топливо –  $\text{CH}_4$  (природный газ)

Fig. 2. Dependence of fuel utilization efficiency  $\eta_f$  on the temperature  $t_a$

of the ambient air (combustion air), for  $\phi_a$ , %: 1 – 0 (dry air);

2 – 20; 3 – 50; 4 – 80; 5 – 100 (humid saturated air);

temperature at the exit of the combustion chamber (operating temperature)  $t_{fl}$ :

a – 1000 °С (1273 К); b – 200 °С (473 К); c – 100 °С (373 К); fuel –  $\text{CH}_4$  (natural gas)

По этой причине практический интерес представляет влияние подогрева увлажненного воздуха горения как характеристики влагосодержания окислителя на эффективность использования топлива и возможность его экономии.

Если при  $\phi_a = 0$  (сухой воздух) увеличение  $t_a$  приводит к монотонному повышению  $\eta_f$  во всем диапазоне изменения температур подогрева воздуха  $t_a > 25$  °С (298 К) [18], то при увлажнении воздуха для некоторых значений  $\phi \geq \phi_{cr}$  имеется область понижения  $\eta_f$  при росте  $t_a$ . Следует иметь в виду, что в условиях  $\phi = \text{const}$  при повышении самого значения относительной влажности  $\phi$  прогрессивно нарастает абсолютное влагосодержание воздуха (зависимости (3)–(7)), а КПД использования топлива в топке  $\eta_f$ , начиная

с некоторого значения  $t_{a,cr}$ , становится меньше, чем при стандартной температуре  $t_{a,0} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$  (рис. 2) и соответствующей  $\varphi$  (рис. 2с):

$$\eta_f(\varphi, t_a > t_{a,cr}) \leq \eta_f(\varphi, t_{a,0}). \quad (23)$$

В связи с изложенным КПД использования топлива при  $t_0$  можно полагать не зависящим от  $\varphi$ . Более того, изменение атмосферного давления в диапазоне  $p_{atm} = 735\text{--}775$  мм рт. ст. = 0,09799–0,1033 МПа приводит к изменению  $p_{sat}$  на ничтожную величину порядка 0,5 Па (с 3174,63 до 3175,17 Па – расчеты с использованием зависимостей). Действительно, при стандартных атмосферных условиях доля пара в смеси  $p_w/p_{atm} = p_{sat}/p_{atm} = 3,1075/101,32 = 0,03$ , а содержание пара в паровоздушной смеси:

$$d_a = \frac{p_w}{p_{a,\Sigma} - p_{sat}} \frac{M_w}{M_{gas,dry}} = \frac{p_{sat}}{p_{bar} - p_{sat}} \frac{M_w}{M_{a,dry}}. \quad (24)$$

Упругость насыщения при  $t_0$  незначительна по сравнению с атмосферным давлением, что предопределяет малое абсолютное содержание  $\text{H}_2\text{O}$  во влажном атмосферном воздухе и слабое влияние содержания пара на удельную полную энтальпию насыщенного воздуха при  $t_0$ . С учетом слабого влияния влажности воздуха и упругости насыщения  $p_{sat}$  на  $\eta_f$  при температуре  $t_{a,0}$  существует область, где при  $t_a > t_{a,cr}$  для любой влажности воздуха справедливо соотношение

$$\eta_f(\varphi, t_a > t_{a,cr}) \leq \eta_f(\varphi = 100 \%, t_{a,0}). \quad (25)$$

**Экономия природного газа при замещении влажным технологическим газом.** Достаточно распространенными, например в практике металлургических производств, являются случаи реализации процессов wet combustion в связи с использованием не только влажного воздуха-окислителя, но и горючих газов. Если влажное состояние воздуха обусловлено температурно-влажностным режимом атмосферного воздуха, то отдельные технологические газы содержат  $\text{H}_2\text{O}$  при их производстве.

Расчетные данные по экономии природного газа  $\delta B_{NG}$  при его частичном или полном замещении доменным газом ( $D_{NG} + D_{BFG} = 100 \%$ ) в зависимости от доли доменного газа в смеси топливных газов представлены на рис. 3. Рассматривается сжигание сухого и влажного доменного газа. Как видно из рис. 3, наличие влаги однозначно снижает возможную экономию природного газа.

Важной энергетической характеристикой при оценке эффективности использования топлива является располагаемая энергия потока топливо-окислительной смеси, которая определяется избыточной полной (химической) энтальпией массового потока смеси топлива и окислителя, в частно-

сти воздуха, при соответствующих начальных температурах или равной этому значению избыточной полной энтальпией продуктов сгорания при теоретической температуре горения  $T_T$ .

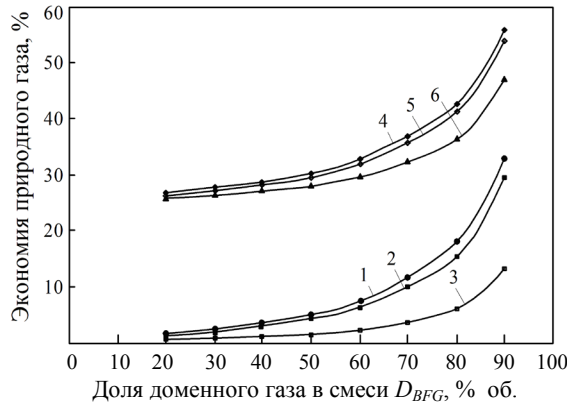


Рис. 3. Экономия природного газа при замене топлива смесью доменного и природного газов в зависимости от доли доменного газа  $D_{BFG}$  в смеси с природным газом (ось абсцисс): 1, 2, 3 – «холодный» окислитель,  $t_a = 25$  °С; топливо – при точке росы; температура доменного газа  $T_{BFG} = T_d$ ; 4, 5, 6 – «горячая» топливоокислительная смесь,  $t_{mix} = 400$  °С; влагосодержание доменного газа  $d_{BFG}$ , кг  $H_2O$ /кг сухого газа, при соответствующей точке росы (температуре насыщения)  $T_d$ , К (указана в скобках): 1, 4 – 0 – сухой доменный газ ( $\phi_{BFG} = 0$ ;  $T_{BFG} = 298$  К); 2, 5 – 0,058 (308); 3, 6 – 0,326 (338); температура на выходе из топочной камеры (рабочая температура)  $t_{ex} = 1000$  °С (1273 К)

Fig. 3. Saving of natural gas by replacing the fuel with mixture of blast furnace and natural gases depending on fraction of the blast-furnace gas  $D_{BFG}$  in mixture with natural gas (abscissa axis): 1, 2, 3 – “cold” oxidizer,  $t_a = 25$  °C; fuel – at the dew point; temperature of the blast furnace gas  $T_{BFG} = T_d$ ; 4, 5, 6 – “hot” fuel-oxidizer mixture,  $t_{mix} = 400$  °C; moisture content of blast furnace gas  $d_{BFG}$ , kg  $H_2O$ /kg of dry gas, at the corresponding dew point (saturation temperature)  $T_d$ , K (indicated in parentheses): 1, 4 – 0 – dry blast furnace gas ( $\phi_{BFG} = 0$ ;  $T_{BFG} = 298$  K); 2, 5 – 0,058 (308); 3, 6 – 0,326 (338); temperature at the exit from the combustion chamber (operating temperature)  $t_{ex} = 1000$  °C (1273 K)

Отметим, что в расчетах смесей сухого природного и влажного доменного газа последний принимался с относительной влажностью  $\phi = 100$  %, которой соответствовало определенное абсолютное влагосодержание  $d_{BFG}$  при температуре  $T_d$  ( $\phi_{BFG} = 100$  %). Для упрощения расчетов температуру всей смеси природного и доменного газов принимали равной температуре влажного доменного газа. В случае «горячей» топливоокислительной смеси ( $t_{mix} = 400$  °С) исходное влагосодержание доменного газа принималось как для холодного топлива при температуре насыщения (точке росы)  $T_{BFG} = T_d$ .

На рис. 4. показана экономия располагаемой тепловой энергии исходной топливовоздушной смеси (потока энтальпии)  $\delta Q_{flox,av}$  при замещении части природного газа доменным в условиях:  $T_g \in \{T_T; T_0\}$ ;  $H_2O$  – пар.

Расчеты выполнены в соответствии с представленным «энтальпийным» подходом [18] в зависимости от температуры подогрева топлива  $T_f$  и воздуха  $T_a$  (уравнение (22)).

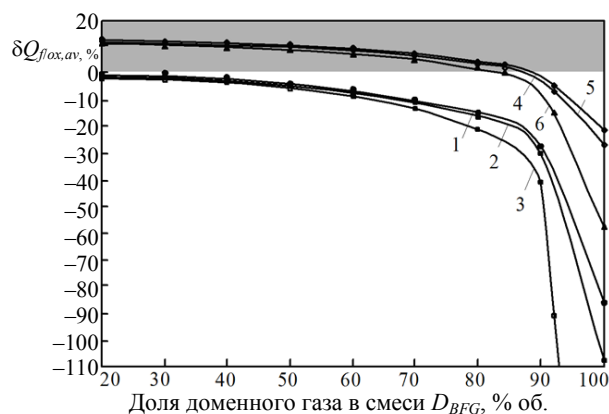


Рис. 4. Изменение располагаемой тепловой энергии исходной топливоздушной смеси (экономия (+); перерасход (-)) в зависимости от доли доменного газа  $D_{BFG}$  в смеси с природным при замене природного газа смесью доменного и природного газов; 1–6 – то же, что на рис. 3

Fig. 4. Alteration of available heat energy of initial fuel-air mixture (savings (+); overspending (-)) depending on the fraction  $D_{BFG}$  of blast furnace gas mixed with the natural gas when replacing the natural gas by the mixture of blast furnace gas and natural gas; 1–6 – the same as in Fig. 3

Из рис. 4 видно, что для обеспечения экономии располагаемой тепловой энергии природного газа при его замещении, особенно в условиях влажного замещающего топлива, должен быть проведен комплекс мер для организации подогрева как воздуха горения, так и/или топлива. Проведенный анализ влияния подогрева воздуха ( $t_a$  до 400 °С) и топлива ( $t_f$  до 400 °С) показал, что экономия затраченной тепловой энергии топливоздушной смеси обеспечивается в рассматриваемых примерах (рис. 4) при работе на природно-доменной смеси с содержанием доменного газа до 80 %. При работе на холодной топливоздушной смеси эффективность топливоиспользования при замещении природного газа снижается и экономия располагаемой тепловой энергии не может быть достигнута: замещение части природного газа доменным вызывает перерасход потребной энергии топлива.

#### Повышение КПД использования топлива при сжигании увлажненных топливоокислительных смесей

Оценку изменения КПД использования топлива  $\eta_f$  при сжигании обводненных топливоокислительных смесей выполним с учетом изменения общей массы продуктов сгорания при обводнении смеси

$$\eta_f = \eta_*^{id,\lambda} = \frac{(1 + \lambda \Omega_{st}) (\Delta I_{g,T}^\lambda - \Delta I_{g,ex}^\lambda)}{(1 + \Omega_{st}^*) \Delta I_{g,T}^*}, \quad (26)$$

где величины в числителе принимаются для увлажненной топливоокислительной смеси, а в знаменателе – для случая сжигания сухой (без ввода до-

полнительной влаги) холодной ( $T_0 = 298$  К) стехиометрической ( $\lambda = 1,0$ ) топливоокислительной смеси.

Для упрощения расчетов в зависимости (26)  $\eta_f$  условно будем относить к низшей теплоте сгорания топлива, а не к равновесной теплоте сгорания при  $T_0$ .

Зависимости КПД использования топлива  $\eta_f$  по высшей (равновесной [1]) теплоте сгорания, отнесенные к низшей теплоте сгорания сухой «холодной» ( $T_0 = 298$  К) стехиометрической ( $\lambda = 1,0$ ) метановоздушной смеси, при сжигании метана с увлажненным окислителем при температуре его подогрева в рекуператоре  $T_a = 373$  К (рис. 5а) и  $T_a = 800$  К (рис. 5б) представлены на рис. 5.

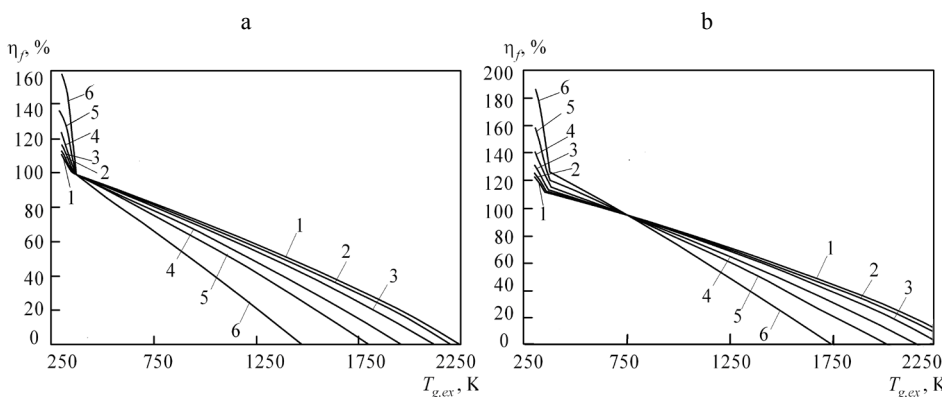


Рис. 5. Зависимость  $\eta_f$  от температуры уходящих продуктов сгорания в температурном диапазоне от  $T_T$  до  $T_{g,ex}$  при стехиометрическом сжигании метана  $\text{CH}_4$  с увлажненным воздухом, подогретым в рекуператоре до температуры  $T_a = 373$  К (а) и  $T_a = 800$  К (б); влагосодержание  $d_a$ , кг  $\text{H}_2\text{O}$ /кг сухого воздуха, при соответствующей температуре насыщения  $T_{a,d}$ , К (указана в скобках): 1 – 0 – сухой воздух,  $T_a = 298$  К; 2 – 0,0201 (298); 3 – 0,065 (318); 4 – 0,152 (333); 5 – 0,28 (343); 6 – 0,55 (353)

Fig. 5. Dependence of fuel efficiency  $\eta_f$  on the temperature of exhaust combustion products in the temperature range from  $T_T$  to  $T_{g,ex}$  when stoichiometric combustion of methane  $\text{CH}_4$  takes place with humidified air heated in the recuperator to temperature  $T_a = 373$  K (a) and  $T_a = 800$  K (b); moisture content  $d_a$ , kg  $\text{H}_2\text{O}$ /kg of dry air, at the corresponding saturation temperature  $T_{a,d}$ , K (shown in parentheses): 1 – 0 – dry air,  $T_a = 298$  K; 2 – 0,0201 (298); 3 – 0,065 (318); 4 – 0,152 (333); 5 – 0,28 (343); 6 – 0,55 (353)

Анализ кривых на рис. 5 показывает, что КПД топливоиспользующей системы с влажным воздухом при использовании в полном диапазоне температур по тракту (продуктов сгорания  $T_g \in \{T_T; T_0\}$ ) возрастает с увеличением влагосодержания воздуха горения  $d_a$  при условии, что с понижением температуры продуктов сгорания используется теплота конденсации при  $T_g < T_d$  (точки росы). Однако доля теплоты, расходуемой в высокотемпературной печи, и, следовательно, КПД собственно печи – технологического участка, уменьшаются в связи с понижением температур в топочной камере.

### ВЫВОДЫ

1. Проведенный анализ влияния влаги на эффективность использования топлива показал, что независимо от того, каким образом влага попадает в топливоокислительную смесь – будь то с воздухом горения или с топли-

вом, – она однозначно снижает КПД топочной камеры или технологического процесса и агрегата. Для повышения КПД высокотемпературной печи (котла) необходимо осуществлять подогрев компонентов горения путем утилизации теплоты уходящих продуктов сгорания.

2. Чем выше доля влажного доменного газа в смеси с природным газом, тем больше перерасход располагаемой тепловой энергии топливоокислительной смеси. За счет увеличения доли доменного газа в смеси с природным газом экономия природного газа увеличивается, однако повышение влагосодержания доменного газа уменьшает возможную экономию природного газа. Это справедливо при ограничениях в уровне рабочих температур топливоиспользующего агрегата (в частности, печи).

3. Учитывая высокую избыточную энтальпию влаги в паровой фазе, целесообразно использовать указанную составляющую полезной энергии путем максимально возможной утилизации энергии пара при подогреве компонентов горения за счет охлаждения продуктов сгорания ниже температуры горючей смеси, подаваемой в камеру сгорания, и равновесной конденсации водяных паров.

4. КПД топливоиспользующей системы может быть существенно повышен путем комбинирования в системе различных топочных и теплообменных устройств в условиях срабатывания потенциала (избыточной полной энтальпии) рабочего тела в связи с тем, что располагаемая теплота продуктов сгорания с влажным воздухом в полном диапазоне температур по тракту  $T_g \in \{T_T; T_0\}$  возрастает с увеличением влагосодержания воздуха и продуктов сгорания при температурах  $T_g < T_d$ .

#### Обозначения:

$B$  – расход топлива, кг/с;  $\text{нм}^3/\text{с}$ ;  $\delta B$  – экономия топлива, %;  $BFG$  – доменный газ;  $COG$  – коксовый газ;  $D$  – доля компонента, объемная (молярная), % об.;  $d$  – абсолютное влагосодержание, кг  $\text{H}_2\text{O}/\text{кг}$  сухого газа (воздуха);  $I$ ,  $\Delta I$  – абсолютная и избыточная по отношению к таковой при  $T_0$  полная энтальпия, кДж/кг;  $i$ ,  $\Delta i$  – удельная и избыточная по отношению к таковой при  $T_0$  полная энтальпия, кДж/кг;  $L_{st}$  – объемное стехиометрическое число воздух/топливо,  $\text{нм}^3/\text{нм}^3$ ;  $M$  – молярная (молекулярная) масса, кг/кмоль;  $m$  – масса газовой смеси, кг;  $NG$  – природный газ;  $p$  – давление, кПа, ата;  $Q$  – теплота сгорания (теплотворная способность), кДж/нм<sup>3</sup>; тепловая мощность (поток теплоты), кВт;  $\delta Q_{\text{flux}}$  – экономия/перерасход затраченной (располагаемой) тепловой энергии, %;  $T$ ,  $t$  – температура, К; °С;  $\lambda$  – коэффициент избытка воздуха для топливовоздушной горючей смеси;  $\varphi$  – относительная влажность, %;  $\Omega_{st}$  – массовое стехиометрическое число воздух/топливо;  $\eta_f$  – КПД использования топлива в печи, %.

#### Индексы:

$a$  – воздух горения;  $av$  – для потока располагаемой тепловой энергии потоков топлива и окислителя (топливоокислительной смеси);  $atm$  – при атмосферных условиях;  $bar$  – по барометрическому давлению;  $comb$  – для потока теплоты сгорания топлива;  $dry$  – на сухую массу;  $ex$  – значения на выходе из печи (в выходном сечении);  $eq$  – к равновесной теплоте сгорания (теплотворной способности);  $f$  – топливо;  $fin$  – для критических параметров состояния вещества;  $fl$  – для продуктов сгорания, печи;  $g$  – продукты сгорания;  $gas$  – газовое топливо;  $h$  – к высшей теплоте сгорания (теплотворной способности);  $h$  – расчет по теплоте сгорания;  $id$  – для «идеальной» печи;  $in$  – исходные компоненты процесса горения (топливо + окислитель);  $l$  – к низшей теплоте сгорания (теплотворной способности);  $m$  – при расчетах через массовый расход;  $mix$  – для параметров смеси;  $ox$  – окислитель;  $sat$  – в состоянии насыщения;  $T$  – при теоретической температуре горения  $T_T$ ;



$V$  – при расчетах через объемные доли компонентов;  $w$  – для влаги в компонентах смеси;  $wet$  – на общую влажную массу смеси;  $0$  – для начальных значений термодинамических параметров и свойств – при стандартных условиях ( $p_0 = 0,1013$  МПа;  $T_0 = 298$  К); \* – для параметров горения газового топлива с воздушным окислителем при  $\lambda = 1,0$ ;  $p_0 = 0,1013$  МПа;  $T_0 = 298$  К;  $i$  – компонент смеси.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Сорока, Б. С. Влияние климатических факторов на теплотехнические характеристики, энергетическую эффективность и оценка экологических последствий сжигания газового топлива / Б. С. Сорока // *Альтернативная энергетика и экология*. 2017. № 4–6. С. 116–129.
2. Сорока, Б. С. Влажное горение – современное направление экологически чистого сжигания топлива и решения проблемы устойчивого развития энергетики / Б. С. Сорока // *Альтернативная энергетика и экология*. 2018. № 25–30. С. 96–117.
3. Термодинамические свойства индивидуальных веществ: справ. изд. в 4 т. / под ред. В. П. Глушко. М.: Наука, 1979–1981. 4 т.
4. Продукты сгорания природного газа при высоких температурах / И. Н. Карп [и др.]. Киев: Техника, 1967. 382 с.
5. Gillan, L. Open Cycle Used for Gas Turbine Power Generation / L. Gillan, V. Maisotsenko // *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2003, Collocated with the 2003 International Joint Power Generation Conference. Volume 3: Turbo Expo 2003. Atlanta, Georgia, USA. June 16–19, 2003. ASME, 2003. P. 75–84. <https://doi.org/10.1115/GT2003-38080>.*
6. Maisotsenko, V. The Maisotsenko Cycle for Power Generation, Waste Energy Recovery, and Water Reclamation / V. Maisotsenko, L. Gillan, A. Kozlov // *Clean Energy Supercluster Forum. Engines and Energy Conversion Laboratory, Colorado State University, IDALEX-GTI, Oct. 25, 2010. P. 1–41.*
7. Носач, В. Г. Повышение эффективности использования природного газа в теплоэнергетике с помощью термохимической регенерации / В. Г. Носач, А. А. Шрайбер // *Промышленная теплотехника*. 2009. Т. 31, № 3. С. 42–50.
8. Guillet, R. Vapor Pump and Condensing Heater / R. Guillet // *Gas Wärme Int.* 1991. Vol. 40, No 6. P. 248–252.
9. Guillet, R. Wet Way Combustion: Energy Efficiency, Environmental Protection / R. Guillet // Paris: Elsevier, 2000. 137 p.
10. Soroka, B. A Decentralized Heat-Supply System Employing Submerged-Combustion Burners: Thermodynamic Analysis and Way of Improvement Furnaces / B. Soroka // *Industrial Heat Engineering*, 2001. Vol. III, No 3–4. P. 92–99.
11. Сорока, Б. С. Моделирование процессов переноса и образования вредных выбросов при сжигании природного газа с воздухом, увлажненным в цикле Майсоценко / Б. С. Сорока, В. А. Згурский // *Современная наука – исследования, идеи, результаты, технологии*. 2013. Т. 12, № 1. С. 403–409.
12. Подавление оксидов азота дозированным впрыском воды в зону горения топки котла / В. И. Кормилицын [и др.] // *Теплоэнергетика*. 1990. № 10. С. 73–78.
13. Термическое уравнение состояния реальных газов для широкой области параметров состояния, включая критическую область / А. Б. Каплун [и др.] // *Теплофизика и аэромеханика*. 2008. Т. 15, № 3. С. 383–393.
14. Физический энциклопедический словарь / гл. редактор А. М. Прохоров. М.: Сов. энцикл., 1984. 944 с.
15. Burner System Using Entrained Hot Pyrolysis Gas from Biomass / A. Al-Halbouni [et al.] // *Heat Processing*. 2015. No 4. P. 69–74.
16. White, D. L. Gas Calorimetry / D. L. White // *Gas Engineering Handbook*. New-York: The Industrial Press, 1966. Section 6, Chapter 8. P. 6/42–6/46.
17. Soroka, B. Development of Combined Power and Environmental Fundamentals of Natural Gas Substitution for Alternative Combustible Gases / B. Soroka // *International Journal of Energy for a Clean Environment (IJECE)*. 2013. Vol. 14, No 2–3. P. 91–114.
18. Сорока, Б. С. Интенсификация тепловых процессов в топливных печах / Б. С. Сорока. Киев: Наук. думка, 1993. 417 с.
19. Сорока, Б. С. Экономия природного газа при его замене технологическими газами для отопления средне- и высокотемпературных печей. Ч. 1: Влияние характеристик низкокалорийных газов на расход топлива в печах / Б. С. Сорока, Н. В. Воробьев, А. И. Бершадский // *Энерготехнологии и ресурсосбережение*. 2016. № 1. С. 11–22.

Поступила 30.05.2019 Подписана в печать 06.08.2019 Опубликована онлайн 29.11.2019

## REFERENCES

1. Soroka B. S. (2017) Climate Factors Influence on Heat Engineering Characteristics Energy Efficiency and Evaluation of Environmental Consequences of Gas Fuel Combustion. *Al'ternativnaya Energetika i Ekologiya = Alternative Energy and Ecology (ISJAE)*, (4–6), 116–129 (in Russian). <https://doi.org/10.15518/isjaee.2017.04-06.116-129>.
2. Soroka B. S. (2018) Wet Combustion – the Modern Trend of Environmentally Friendly Fuel Combustion and of Solution the Problem of Sustainable Development the Power Engineering, *Al'ternativnaya Energetika i Ekologiya = Alternative Energy and Ecology (ISJAE)*, (25–30), 96–117 (in Russian). <https://doi.org/10.15518/isjaee.2018.25-30.096-117>.
3. Glushko V. P., Gurvich L. V., Veits I. V., Medvedev V. A., Khachkuruzov G. A., Yungman V. S. [et al.]. (1979–1981) *Thermodynamic Properties of Individual Substances*. 4 Volumes. Moscow, Nauka Publ. (in Russian).
4. Karp I. N., Soroka B. S., Dashevskii L. N., Semernina S. D. (1967) *Combustion Products of Natural Gas at High Temperatures*. Kiev, Tekhnika Publ. 382 (in Russian).
5. Gillan L., Maisotsenko V. (2003) Open Cycle Used for Gas Turbine Power Generation. *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2003, Collocated with the 2003 International Joint Power Generation Conference. Volume 3: Turbo Expo 2003*. Atlanta, Georgia, USA. June 16–19, 2003. ASME, 75–84. <https://doi.org/10.1115/GT2003-38080>.
6. Maisotsenko V., Gillan L., Kozlov A. (2010) The Maisotsenko Cycle for Power Generation, Waste Energy Recovery, and Water Reclamation. *Clean Energy Supercluster Forum. Engines and Energy Conversion Laboratory, Colorado State University, IDALEX-GTI, Oct. 25, 2010*, 1–41.
7. Nosach V. G., Schreiber A. A. (2009) Improving the Efficiency of Use of Natural Gas in Power System with the Help of Thermochemical Regeneration. *Promyshlennaya Teplotekhnika = Industrial Heat Engineering*, 31 (3), 42–50 (in Russian).
8. Guillet R. (1991) Vapor Pump and Condensing Heater. *Gas Warne International*, 40 (6), 248–252.
9. Guillet R. (2000) *Wet Way Combustion: Energy Efficiency, Environmental Protection*. Paris, Elsevier. 137.
10. Soroka B. (2001) A Decentralized Heat-Supply System Employing Submerged-Combustion Burners: Thermodynamic Analysis and Way of Improvement Furnaces. *Industrial Heat Engineering*, III (3–4), 92–99.
11. Soroka B., Zgurskii V. (2013) Simulation of Transfer Processes and of Pollutants Formation by Combustion the Natural Gas with Air Humidified by Means of Maisotsenko Cycle. *Sovremennaya Nauka – Issledovaniya, Idei, Rezul'taty, Tekhnologii = Modern Science: Research, Ideas, Results, Technology*, 12 (1), 403–409 (in Russian).
12. Kormilitsin V. I., Lyskov M. G., Novikov V. M., Kudryavtsev N. Yu. (1990) Suppression of Nitrogen Oxides by Batched Injection of Water into the Combustion Zone of the Boiler Furnace. *Teploenergetika = Thermal Engineering*, (10), 73–78 (in Russian).
13. Kaplun A. B., Kidyarov B. I., Meshalkin A. B., Shishkin A. V. (2008) Thermal Equation of State of Real Gases for a Wide Range of State Parameters, Including the Critical Area. *Teplofizika i Aeromekhanika = Thermophysics and Aeromechanics*, 15 (3), 359–368. <https://doi.org/10.1134/s0869864308030013>.
14. Prokhorov A. M. (eds.) (1984) *Physical Encyclopedic Dictionary*. Moscow, Sovetskaya Entsiklopediya Publ. 944 (in Russian).
15. Al-Halbouni A., Giese A., Leicher J., Goerner K., Schillingmann D., Schillingmann H., Huewelmann C. (2015) Burner System Using Entrained hot Pyrolysis Gas from Biomass. *Heat Processing*, (4), 69–74.
16. White D. L. (1966) Gas Calorimetry. *Gas Engineering Handbook, Section 6, Chapter 8*. New-York, The Industrial Press, 6/42–6/46.
17. Soroka B. (2013) Development of Combined Power and Environmental Fundamentals of Natural Gas Substitution for Alternative Combustible Gases. *International Journal of Energy for a Clean Environment (IJECE)*, 14 (2–3), 91–114. <https://doi.org/10.1615/interjenercleanenv.2014006741>.
18. Soroka B. S. (1993) *Intensification of Thermal Processes in Fuel Furnaces*. Kiev, Naukova Dumka Publ. 417 (in Russian).
19. Soroka B. S., Vorob'ev N. V., Bershadskii A. I. (2016) Natural Gas Saving by Replacement the Latter with Process Gases for Heating Medium- and High-Temperature Furnaces. Part 1. Influence of Characteristics of Low-Calorie Gases on Fuel Consumption in Furnaces. *Energotekhnologii i Resursoberezhenie [Energy Technologies and Resource Saving]*, (1), 11–22 (in Russian).