

---

**ISSN 2077-1134**



**ТЕХНІЧНА ТЕПЛОФІЗИКА  
ТА ПРОМИСЛОВА  
ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКА**

---

**ЗБІРНИК НАУКОВИХ ПРАЦЬ**

**Випуск 1**

**2009**

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**

**НАЦІОНАЛЬНА МЕТАЛУРГІЙНА  
АКАДЕМІЯ УКРАЇНИ**

**ТЕХНІЧНА ТЕПЛОФІЗИКА  
ТА ПРОМИСЛОВА  
ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКА**

**ЗБІРНИК НАУКОВИХ ПРАЦЬ**

**Випуск 1**

**Дніпропетровськ  
Нова ідеологія  
2009**

УДК 621.1

ISSN 2077-1134

**Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика :**  
збірник наукових праць. – Випуск 1. – Дніпропетровськ :  
Нова ідеологія, 2009. – 252 с.

Рекомендовано до друку Вченою радою  
Національної металургійної академії України (НМетАУ).  
Протокол № 7 от 23 листопада 2009 р.

**Засновник видання:**  
**Національна металургійна академія України.**

*Свідоцтво про державну реєстрацію друкованого засобу  
масової інформації: серія КВ № 15114-3686Р от 10.04.2009 р.  
Періодичність видання – 1 раз на рік.*

У збірнику, що рецензується, публікуються результати робіт, які відповідають напрямкам досліджень спеціальності 05.14.06 – «Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика» (галузь – «технічні науки»), паспорт якої затверджен постановою президії ВАК України від 08.11.2000 р. № 23-08/9.

**Адреса редакції:** Редакція збірника наукових праць «Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика», кафедра ТЕМП, НМетАУ, пр. Гагаріна 4, м. Дніпропетровськ, 49600, Україна.

**Телефони:**

заступник головного редактора (+380562) 47-44-27;  
відповідальний секретар (+38067) 297-49-62.

**Факс:** (+380562) 46-24-73.

**E-mail:** [ktemp@ktemp.dp.ua](mailto:ktemp@ktemp.dp.ua)

**Web-сайт:** <http://ttpt.ktemp.dp.ua/index.html>

© Національна металургійна академія України, 2009

## РЕДАКЦІЙНА КОЛЕГІЯ

**Величко Олександр Григорович** – Національна металургійна академія України (НМетАУ), ректор; чл.-кор. НАН України, д.т.н., проф. – *головний редактор*.

**Губинський Михайло Володимирович** – НМетАУ, зав. каф. промислової теплоенергетики; д.т.н., проф. – *заступник головного редактора*.

**Басок Борис Іванович** – Інститут технічної теплофізики НАН України, заст. директора з наукової роботи; чл.-кор. НАН України, д.т.н., проф.

**Безродний Михайло Костянтинович** – НТТУ «КПІ», зав. каф. теоретичної та промислової теплотехніки; д.т.н., проф.

**Варга Августін (Augustin Varga)** – Технічний університет (м. Кошице, Словаччина), зав. каф. теплотехніки промислових печей; Ph. D., Prof.

**Волкова Олена Іванівна (Olena Volkova)** – технічний університет «Гірська академія» м. Фрайберг (Німеччина), As. Prof.; Ph. D.

**Грес Леонід Петрович** – НМетАУ, проф. каф. теплотехніки та екології металургійних печей; д.т.н., проф.

**Губинський Володимир Йосипович** – НМетАУ, проф. каф. теплотехніки та екології металургійних печей; д.т.н., проф.

**Єрьомін Олександр Олегович** – НМетАУ, зав. каф. теплотехніки та екології металургійних печей; к.т.н., доц.

**Карп Ігор Миколайович** – Інститут газу НАН України, почесний директор; академік НАН України, д.т.н.

**Кошельнік Вадим Михайлович** – Національний політехнічний університет «Харківський політехнічний інститут», зав. каф. теплотехніки; д.т.н., проф.

**Майстренко Олександр Юрійович** – Інститут вугільних енерготехнологій НАН України, директор; академік НАН України, д.т.н., проф.

**Недопьокін Федір Вікторович** – Донецький національний університет, професор кафедри фізики нерівноважних процесів, метрології та екології; д.т.н., проф.

**Павленко Анатолій Михайлович** – Дніпродзержинський державний технічний університет, декан енергетичного факультету, професор кафедри теплоенергетики; д.т.н., проф.

**Тімошпольський Володимир Ісаакович** – ЗАТ «Нафтогазбудізоляція», директор з науки та нової техніки; д.т.н., проф.

**Ткаченко Станіслав Йосипович** – Вінницький національний технічний університет, зав. кафедри теплоенергетики; д.т.н., проф.

**Хейфец Роберт Георгійович** – ТОВ ПНЦ Трубосталь, заступник генерального директора з наукової роботи; д.т.н., проф.

**Яковлєва Ірина Геннадіївна** – Запорізька державна інженерна академія, зав. каф. теплоенергетики; д.т.н., проф.

**Ярошенко Юрій Гавrilович** – Уральський державний технічний університет – УПІ, проф. каф. теплофізики та інформатики в металургії; д.т.н., проф.

**Гупало Олена В'ячеславівна** – НМетАУ, доц. каф. теплотехніки та екології металургійних печей; к.т.н., доц. – *відповідальній секретар*.

**Шемет Тетяна Миколаївна** – НМетАУ, асистент каф. тепло-техніки та екології металургійних печей – *технічний редактор*.

## НЕЗАЛЕЖНІ РЕЦЕНЗЕНТИ

Професора, доктора технічних наук М.П. Ревун, І.О. Павлюченков, В.В. Кравцов, В.О. Габринець, О.В. Бородулін, В.О. Маслов, О.Д. Горбунов.

УДК 629.7:533.6.001

**Басок Б.И.** – д.т.н., проф., член-корр. НАН Украины, зам. директора по научной работе, Институт технической теплофизики НАН Украины (ИТТ НАНУ)

**Гоцуленко В.В.** – к.т.н., ст.н.с., (ИТТ НАНУ)

## ПРОБЛЕМА ТЕРМОАКУСТИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЙ И ВИБРАЦИОННОГО ГОРЕНИЯ

*Рассмотрены аналитическое описание феномена Рийке, явления «поющего» пламени Хиггинса и вибрационное горение. Обосновано, что теплоподвод образует на напорной характеристике соответствующего устройства или камеры горения восходящую ветвь, которая является причиной возбуждения термоакустических автоколебаний. Образование восходящей ветви на напорной характеристике теплоподвода осуществляется действием механизмов неустойчивости, вытекающих из условия положительности акустической энергии потока. При вибрационном горении такие колебания имеют диаметрально противоположные свойства колебаниям, возникающим из-за запаздывания сгорания топлива, предложенного Л. Крокко. Установлено, что с повышением волнового сопротивления устройства, амплитуда рассматриваемых термоакустических автоколебаний уменьшается, а амплитуда автоколебаний возбуждающихся механизмом запаздывания сгорания – возрастает. Исходя из того, что под разрежением амплитуда релаксационных колебаний, обусловленных запаздыванием, уменьшается, предложена камера горения, исключающая такие колебания.*

*Ключевые слова:* термоакустические автоколебания, вибрационное горение, механизм неустойчивости, предельный цикл, управление амплитудой.

### Введение

Известно, что с повышением тепловой нагрузки амплитуды автоколебаний в воздухонагревателях доменных печей возрастают. В некоторых случаях возникают усилия в 20 т, действующие переменно на установку пять-семь раз в секунду [1]. Высказывались различные гипотезы о причинах таких пульсаций. В связи с этим их устранение осуществлялось путем многочисленных и, зачастую, малоэффективных мероприятий с затратой значительных средств и времени [2]. Как борьба с этим явлением, так и его реализация в соответствующих установках ведутся обычно вслепую [3].

Влияние термоакустических колебаний проявляется также при работе ЖРД (жидкостных реактивных двигателей). В связи с недостаточной изученностью этой проблемы требуется громадное количество экспериментов на создаваемом ЖРД и его прототипах [4].

Использование и контроль колебаний, обусловленных теплоподводом, даже в простейших случаях весьма ограничены, так как не выяснены причины и условия их возникновения и механизмы поддержания [5]. Исследования нестационарного распространения пламени проводились также с целью решения проблемы взрывов в угольных шахтах. Было установлено, что механизм Рэлея не объясняет все из наблюдавшихся колебаний [6], а реализация всеобщего критерия Рэлея требует проявления действия соответствующих механизмов неустойчивости. Решение задач нестационарного горения, неустойчивости пламени и взрыва рассмотрено в монографиях [7 – 8]. Б.В. Раушенбахом было высказано обобщение, «что как неустойчивость фронта пламени Ландау, так и связанная с нею ячеистая структура фронта пламени, наблюдаемая Дж. Маркштейном [6], не имеют прямого отношения к вибрационному горению, т.е. возбуждению термоакустических колебаний в трубах».

### Постановка задачи

Необходимое условие возбуждения акустических колебаний согласно [3] заключается в положительности потока акустической энергии  $A > 0$ . Из этого условия следует эквивалентность приведенных ниже неравенств, определяющая механизмы вибрационного горения, впервые введенные в теории авторами:

$$A > 0 \Leftrightarrow dF/dQ > 0 \Leftrightarrow dh_c/dQ < 0, \quad (1)$$

где  $F$  – напор потока,  $h_c$  – рассеивание энергии в системе или при истечении потока из реактивного сопла [9]. В случае выполнения условия  $dh_c/dQ < 0$  режим истечения из реактивного сопла является нестационарным, в камере сгорания ЖРД возбуждаются энтропийные волны, теории опирающейся на этот механизм неустойчивости еще не создано [10]. Теоретическое описание линейной теории ЖРД построено в [10], используя механизм запаздывания  $\tau$  сгорания топлива, предложенный Л. Крокко. Этот механизм поддерживает автоколебания со свойствами, диаметрально противоположными автоколебаниям, определяемыми неравенствами (1).

Ниже приведены решения задач вибрационного горения и термоакустических колебаний, порождаемых приведенными выше механизмами неустойчивости. Введя в нелинейные уравнения движения механизмы, определяемые неравенствами (1), вопрос изучения возникающих при этом термоакустических колебаний сводится к проблеме

построения периодических решений соответствующих дифференциальных уравнений.

### Теоретическое описание феномена Рийке

Простейшим устройством, в котором подвод теплоты порождает автоколебания, является вертикальная труба с расположенной в ее нижней части спиралью электронагревателя (рис. 1). Сквозное движение в этом устройстве возникает из-за разности сил Архимеда и веса, а также сил сопротивлений – теплового  $h_T(Q)$  и гидравлического  $h_\ell(Q)$  по длине трубы [11]. Тепловое сопротивление  $h_T$  появляется из-за изменения скорости потока, вызванного уменьшением плотности воздуха в области теплоподвода, и поэтому является местным сопротивлением [12]. Равнодействующая рассмотренных сил образует давление по сечению трубы или напор потока, а зависимость этого давления от расхода составляет напорную характеристику теплоподвода  $F(Q, W_3)$ , где  $W_3$  – мощность теплового потока спирали электронагревателя.

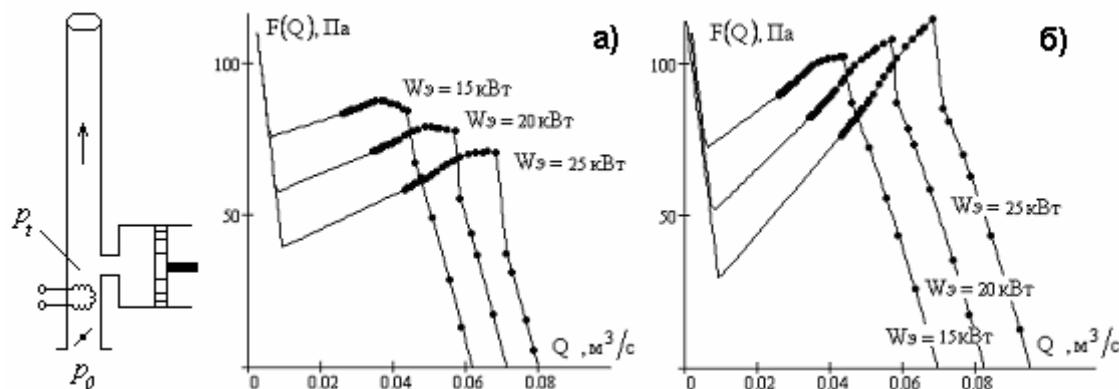


Рис. 1. Схема трубы Рийке и ее напорные характеристики:  
а)  $F(Q, W_3) = A(Q) - h_\ell(Q)$ ; б)  $F(Q, W_3) = A(Q) - h_T(Q)$ ,  
где  $A(Q) = gZ_\ell(\rho_0 - \rho_t)$  – давление, обусловленное разностью сил  
Архимеда и веса нагретого воздуха в вертикальной трубе

Таким образом, задача феномена Рийке, где автоколебания возникают из-за теплоподвода, а характеристика  $F(Q, W_3)$  представляет собой напор, в который преобразуется часть подведенной от электроспирали теплоты, сводится формально к задаче помпажа нагнетателя в гидро- или пневмосистеме, в которой в напор потока преобразуется механическая энергия привода нагнетателя, а его напорная характеристика определяется экспериментально.

### Уравнения движения в трубе Рийке

Рассматривая полную систему уравнений гидrogазодинамики в балансной интегральной форме для некоторого подвижного контрольного объема  $\Omega_t$  [13]:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \iiint_{\Omega_t} \rho(x, t) V d\omega = \oint_{\partial\Omega_t} \bar{\tau} \otimes \bar{n} d\sigma - \oint_{\partial\Omega_t} p(x, t) \bar{n} d\sigma + \iiint_{\Omega_t} \rho(x, t) \bar{g} d\omega; \\ \iiint_{\Omega_t} \frac{\partial \rho(x, t)}{\partial t} V d\omega + \oint_{\partial\Omega_t} \rho V(x, t) \cdot \bar{n} d\sigma = 0; \\ \frac{d}{dt} \iiint_{\Omega_t} \varepsilon(x, t) d\omega = - \oint_{\partial\Omega_t} q \cdot \bar{n} d\sigma, q = -\lambda \operatorname{grad}(T); \\ f(p, \rho, T) = 0, \end{cases} \quad (2)$$

действием оператора дискретизации по пространственным переменным, система уравнений (2) упрощается к следующей динамической системе, записанной в форме, принятой в теории помпажа [14]:

$$\begin{cases} L_a \frac{dQ}{dt} = F(Q, W_3) - P; \\ C_a \frac{dP}{dt} = Q - \varphi(P), \end{cases} \quad (3)$$

где  $\varphi(P)$  – зависимость, определяющая входящий расход,  $P = p_0 - p_t$ ,  $Q$  – объемный расход нагретой среды,  $L_a$  и  $C_a$  – акустические параметры колебательного контура.

Предельные циклы, характеризующие размах автоколебаний соответствующих периодическим решениям системы (3), определяются как замкнутые изолированные решения уравнения интегральных кривых:

$$\frac{dP}{dQ} = \frac{Q - \varphi(P)}{F(Q, W_3) - P} \cdot \frac{L_a}{C_a}. \quad (4)$$

При малых волновых сопротивлениях  $Z = \sqrt{L_a/C_a}$  колебательного контура с повышением мощности  $W_3$  электронагревателя, амплитуды автоколебаний вначале нарастают, а затем убывают (рис. 2), т.е. имеет место закономерность, экспериментально обнаруженная Леманом.

С уменьшением волнового сопротивления  $Z$ , вызванного ростом акустической гибкости  $C_a$  из-за увеличения объема, гармонические колебания переходят в релаксационные. Если мощность  $W_3$  электро-

нагревателя увеличивать, то предельные циклы (рис. 3) расширяются и амплитуды соответствующих им автоколебаний увеличиваются, что имеет место в воздухонагревателях доменных печей.

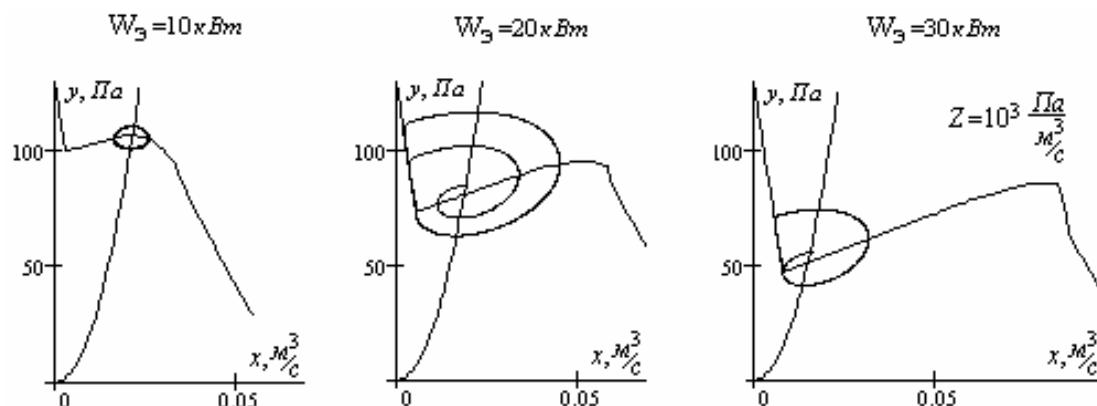


Рис. 2. Характер изменения предельных циклов с увеличением мощности  $W_3$  нагревателя

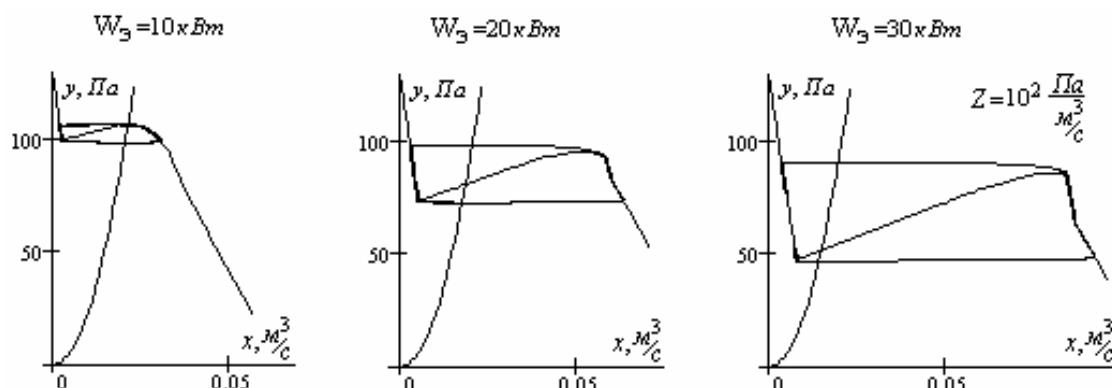


Рис. 3. Преобразование предельных циклов релаксационных автоколебаний с ростом  $W_3$

В представленных выше решениях уравнения интегральных кривых (4) напорная характеристика  $F(Q, W_3)$  определялась зависимостью  $F(Q, W_3) = A(Q) - h_\ell(Q)$ , а с учетом теплового сопротивления в ее составе, предельные циклы и соответствующие им автоколебания имеют вид, представленный на рис. 4.

Изменение форм автоколебаний феномена Рийке при проявлении гистерезисного аттрактора изложено в [15].

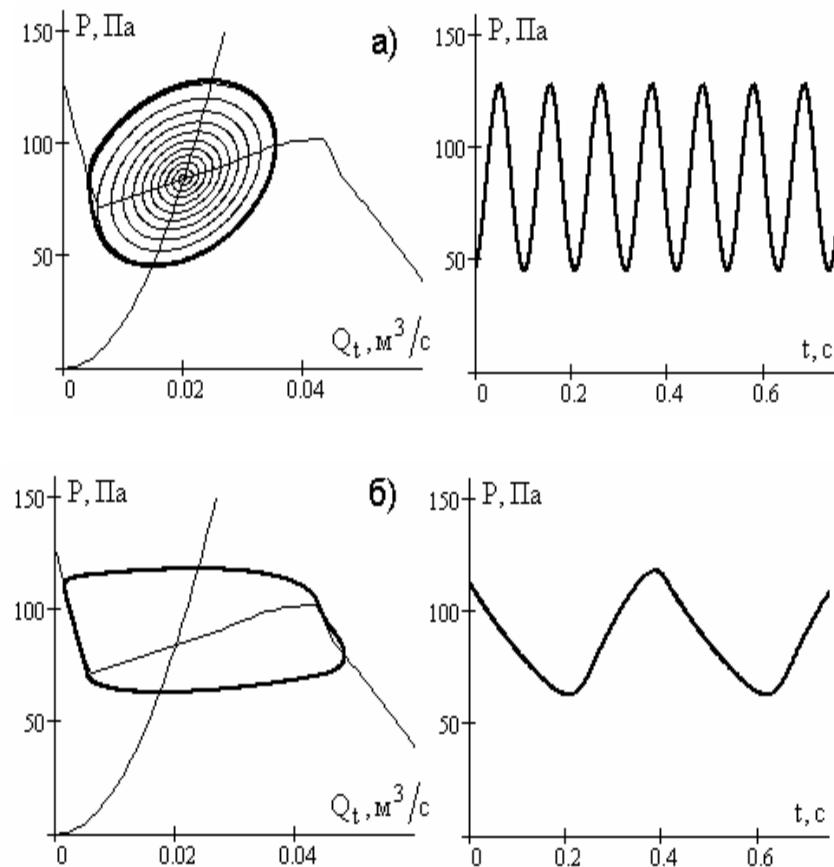


Рис. 4. Автоколебания феномена Райке при естественном движении нагретого воздуха:  
а) близкие к гармоническим;  
б) релаксационные

### Теоретическое описание явления «поющего» пламени Хиггинса

Если в схеме (рис. 1) заменить электроспираль горелочным устройством, сжигающим газообразное топливо, то в полученной системе также самовозбуждаются термоакустические автоколебания, которые впервые наблюдал Байрон Хиггинс. В этом случае к механизмам, поддерживающим колебания феномена Райке, прибавляется механизм запаздывания  $\tau$  сгорания, предложенный Луиджи Крокко. Нестационарные движения потока в явлении Хиггинса описываются системой уравнений с запаздывающим аргументом:

$$\begin{cases} L_a \frac{dQ}{dt} = F(Q) - P; \\ C_a \frac{dP}{dt} = Q - Q_{\text{вх}}(t - \tau), \end{cases} \quad (5)$$

где  $Q_{\text{вх}}(t - \tau) = \phi[P(t - \tau)]$  – расход, входящий в камеру горения. Автоколебательные решения системы уравнений (5), изменяющиеся от волнового сопротивления  $Z$ , также зависят от величины запаздывания  $\tau$  (рис. 5).

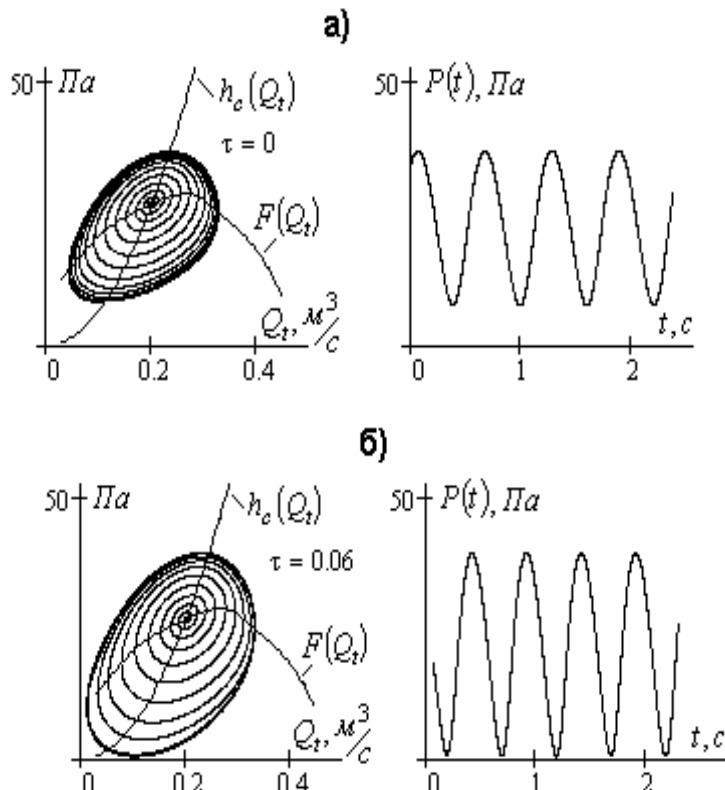


Рис. 5. Предельные циклы и формы колебаний  $P(t)$ :  
а) при  $\tau = 0$  и б) при  $\tau = 0,06$  с, когда величина  
стационарного расхода  $\xi = 0,2 \text{ m}^3/\text{с}$

Амплитуду колебаний (рис. 5) можно уменьшить при включении в систему проточного демпфера [16]. Релаксационные автоколебания, предельный цикл которых не зависит от волнового сопротивления  $Z$ , не изменяются от запаздывания  $\tau$ , когда в зоне горения имеет место разрежение. Уменьшение амплитуды таких колебаний [17] можно осуществить за счет снижения интенсивности  $dF/dQ$  восходящей ветви напорной характеристики  $F(Q)$ . Управление амплитудой колебаний «поющего» пламени рассмотрено в [18].

### Математическое моделирование явления Хиггинса в камере горения с избыточным давлением

Такой режим в схеме (рис. 1) с горелочным устройством наблюдается если дроссель, расположенный на входе вертикальной трубы, перенести на выход из нее. Движение потока в полученной модели описывается системой уравнений (6), в которой  $F(Q)$  определяется ха-

рактеристикой параллельного включения насосов ЖРД или как характеристика параллельного включения нагнетателя воздуха и напорной характеристики системы подачи газа.

$$\begin{cases} L_a \frac{dQ}{dt} = F(Q_s) - P, \\ C_a \frac{dP}{dt} = Q_{bx}(t - \tau) - Q. \end{cases} \quad (6)$$

В системе уравнений (6) учитываются как механизмы неустойчивости, обусловленные восходящей ветвью  $F(Q_s)$ , что имеет место при наличии нисходящих ветвей на зависимостях  $h_\ell(Q)$  и  $h_T(Q)$ , возрастающей зависимости  $A(Q)$  и других явлениях, порождающих восходящую ветвь на характеристике  $F(Q_s)$  [16], а также механизм запаздывания  $\tau$  сгорания. Механизмы, обусловленные неустойчивой ветвью напорной характеристики  $F(Q)$  порождают автоколебания со свойствами, диаметрально противоположными свойствам автоколебаний, вызванных механизмом запаздывания сгорания Л. Крокко. В связи с этим, одни и те же мероприятия, применяемые для уменьшения амплитуды колебаний на разных установках, в которых в большей мере проявляются различные механизмы неустойчивости, дают противоположные эффекты, что, в частности, наблюдалось при проведении испытаний воздухонагревателей доменных печей [2].

Особенностью релаксационных автоколебаний в таком режиме является своеобразное изменение (рис.6) предельного цикла в зависимости от величины  $\tau$ .

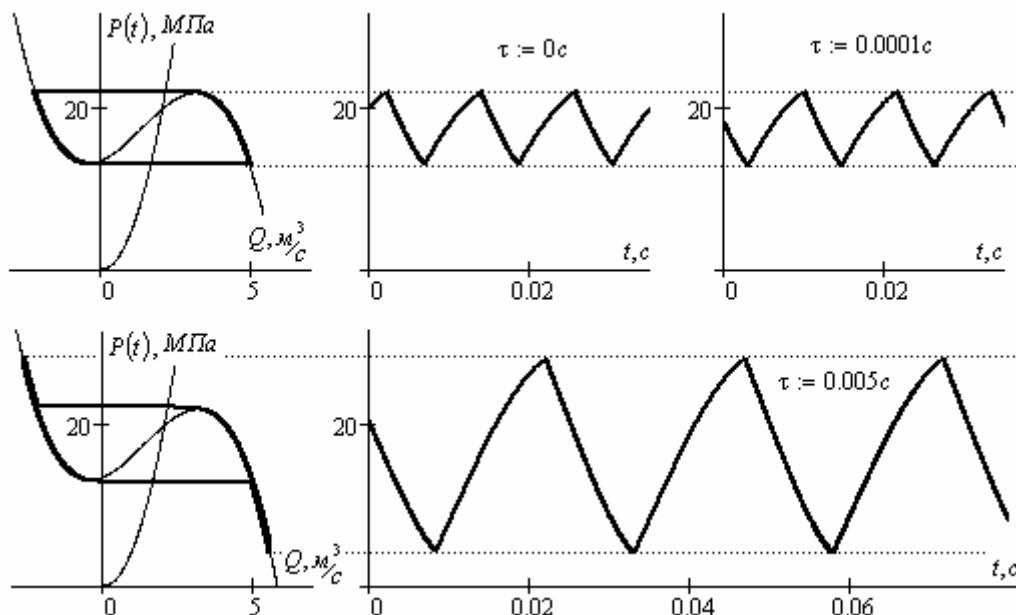


Рис. 6. Предельные циклы релаксационных автоколебаний в ЖРД при различных значениях  $\tau$  запаздывания

Управление автоколебаниями при избыточном давлении, которые возникают в камерах горения промышленных агрегатов, а также камерах сгорания ЖРД, рассмотрено в [19 – 20].

В камере горения, изображенной на рис. 7, в которой из емкости 1 выходит расход  $Q(t - \tau)$  и движение потока описывается системой уравнений (7), амплитуды автоколебаний от запаздывания  $\tau$  не зависят.

$$\left\{ \begin{array}{l} L_a \frac{dQ_B}{dt} = F(Q_B) - P, \\ C_a \frac{dP}{dt} = Q_B - Q(t - \tau), \\ L_{a,kc} \frac{dQ}{dt} = P - P_{\text{вых}} - h_T(Q), \\ C_{a,kc} \frac{dP_{\text{вых}}}{dt} = Q - Q_{\text{вых}}, P_{\text{вых}} = kQ_{\text{вых}}^2. \end{array} \right. \quad (7)$$

На рис. 8 приведены автоколебательные решения системы уравнений (7).

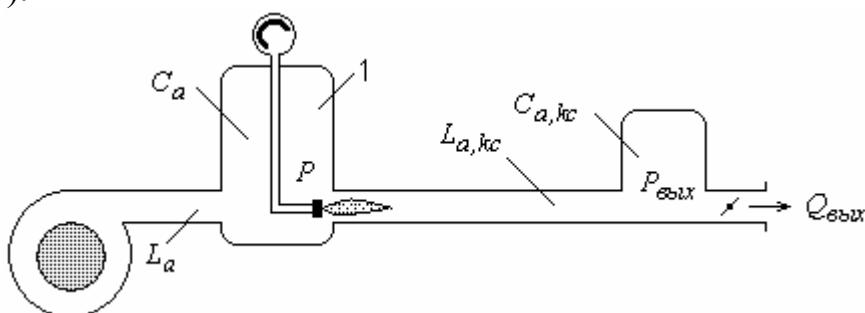


Рис. 7. Схема камеры горения, в которой механизм Л. Крокко амплитуду колебаний вибрационного горения не изменяет

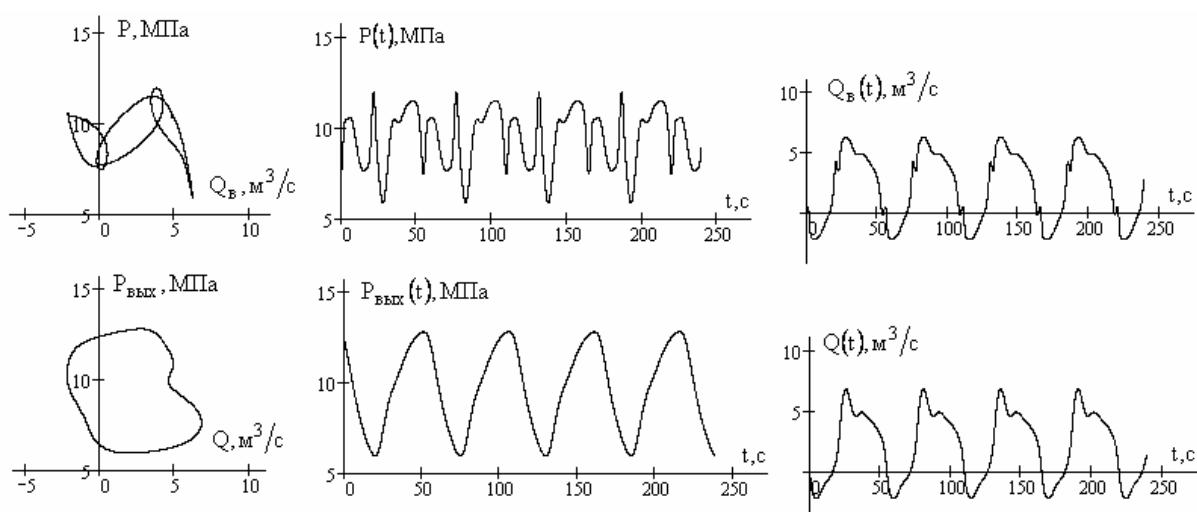


Рис. 8. Автоколебания и их предельные циклы, не изменяющиеся при проявлении механизма Л. Крокко

В основу схемы камеры горения (рис. 7) положен тот факт, что ввиду отрицательности производной  $dP/dt$ , слагаемое с входящим расходом  $Q_{\text{вх}}(t - \tau)$  во втором уравнении системы (5), меняется местом с выходящим расходом  $Q$ , что обусловило независимость амплитуды колебаний  $P(t)$  от  $\tau$ . Поэтому в камере сгорания расход  $Q(t - \tau)$  также является, выходящим из емкости 1.

### Выводы

1. Исходя из условия положительности потока акустической энергии  $A > 0$ , определены механизмы возбуждения термоакустических автоколебаний, обусловленных восходящей ветвью зависимости напора потока от расхода при теплоподводе.
2. Установлены особенности автоколебаний вибрационного горения, возбуждающихся при совместном действии механизма Л. Крокко и предложенных в работе.
3. Определены характерные особенности автоколебаний при теплоподводе и вибрационном горении, позволяющие осуществить управление их амплитудой.

### Список литературы

1. Зукер Д. Пульсация давления в воздухонагревателях / Д. Зукер, П. Глас, Г. Бенеке // Черные металлы. – 1980. – № 22. – С. 20–26.
2. Доменные воздухонагреватели / [Шклар Ф. Р., Малкин В. М., Каштанова С. П. и др.]. – М. : Металлургия, 1982. – 176 с.
3. Раушенбах Б. В. Вибрационное горение / Раушенбах Б. В. – М. : Физматтиз, 1961. – 500 с.
4. Артамонов К. И. Термогидро-акустическая устойчивость / Артамонов К. И. – М. : Машиностроение, 1982. – 216 с.
5. Беляев Н. М. Термоакустические колебания газожидкостных потоков в сложных трубопроводах энергетических установок / Беляев Н. М., Белик Н. П., Польшин А. В. –К.:Высшая школа, 1985. –160 с.
6. Маркштейн Дж. Г. Нестационарное распространение пламени /Маркштейн Дж. Г., Генош Г., Паэтнем А. А.–М.:Мир,1968.– 437 с.
7. Авакумов А. М. Нестационарное горение в энергетических установках / Авакумов А. М., Чучкалов И. А., Щелоков Я. М. –Л. : Недра, 1987. –159 с.
8. Математическая теория горения и взрыва / [Зельдович Я. Б., Баренблatt Г. И., Либрович В. Б., Махвиладзе Г. М.]. – М. : Наука, 1980. – 478 с.
9. Зельдович Я. Б. Теория нестационарного горения пороха / Зельдович Я. Б., Лейпунский О. И., Либрович В. Б. – М. : Наука, 1975. – 132 с.

10. Крокко Л. Теория неустойчивости горения в жидкостных ракетных двигателях / Л. Крокко, Чжен Синь-и. – М. : Изд-во иностр. лит., 1958. – 351 с.
11. Гоцуленко В. В. Механізми автоколивань, зумовлені нагріванням струменів повітря або газу / В. В. Гоцуленко // Прикладна математика та інформатика: всеукр. наук. конф., 11-13 квітня 2001 р. : тези доп. – Л., 2001. – С. 7.
12. Гоцуленко В. В. Тепловое сопротивление как механизм возбуждения автоколебаний / В. В. Гоцуленко, В. Н. Гоцуленко // Сборник научн. трудов Днепродзержинского гос. техн. ун-та. – Днепродзержинск, 2009. – С. 95–100.
13. Гоцуленко В. В. Одна схема усреднения уравнений гидрогазодинамики для течений в вертикальных трубах малого размера / В. В. Гоцуленко, В. Н. Гоцуленко // Сборник научн. трудов Днепродзержинского гос. техн. ун-та. – Днепродзержинск, 2006. – С. 196–202.
14. Гоцуленко В. В. Математическое моделирование особенностей феномена Рийке / В. В. Гоцуленко // Математическое моделирование, РАН. – 2004. – Т. 16, № 9. – С. 23–28.
15. Gotsulenko V. V. Special Modes of the Pijke Phenomenon / V. V. Gotsulenko //Journal of Engineering Physics and Thermophysics. – 2005. – Vol. 78, № 2. – P. 375–379.
16. Гоцуленко В. В. Математическое моделирование снижения амплитуд колебаний вибрационного горения в крупных промышленных агрегатах / В. В. Гоцуленко // Математическое моделирование, РАН. – 2005. – Т. 17, № 11. – С. 16–24.
17. Гоцуленко В. В. Управление автоколебаниями при вибрационном горении / В. В. Гоцуленко, А. М. Павленко, Б. И. Басок // Промышленная теплотехника. – 2005. – Т. 27, № 1. – С. 9–13.
18. Gotsulenko V. V. On the problem of control of relaxation oscillations of a «singing» flame Special Modes of the Pijke Phenomenon / V. V. Gotsulenko //Journal of Engineering Physics and Thermophysics. – 2007. – Vol. 80, № 3. – P. 563 – 569.
19. Gotsulenko V. V. Distinctive features of the intrachamber instability of combustion in liquid-propellant rocket engines / V. V. Gotsulenko //Journal of Engineering Physics and Thermophysics. – 2008. – Vol. 81, № 5. – P. 935–940.
20. Гоцуленко В. В. Управление автоколебаниями колеблющегося пламени при одновременном действии механизмов их возбуждения / В. В. Гоцуленко, Б. И. Басок // Промышленная теплотехника. – 2009. – Т. 31, № 3. – С. 101–107.

*Рукопись поступила 19.10.2009 г.*

УДК 536.24:536.27

**Безродный М.К.** – д.т.н., проф., Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт» (НТУУ «КПИ»)

**Барабаш П.А.** – к.т.н., доц., НТУУ «КПИ»

**Назарова И.А.** – к.т.н., асс., НТУУ «КПИ»

**Костюк А.П.** – ст. преп., НУВГП

## ТЕПЛОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРОТОЧНОГО БАРБОТАЖНОГО СЛОЯ КОНТАКТНЫХ УТИЛИЗАТОРОВ ТЕПЛОТЫ

*Представлены результаты экспериментального исследования тепловых характеристик проточного барботажного слоя при нагреве воды парогазовой смесью в вертикальном канале. Получено значение предельной температуры нагрева воды в условиях барботажного режима течения. Предложено соотношение для определения предельной плотности орошения и максимальной тепловой нагрузки контактного утилизатора теплоты.*

*Ключевые слова:* проточный барботажный слой, предельная температура нагрева, предельная плотность орошения.

### Введение

Утилизация теплоты отработанных газов в контактных газожидкостных аппаратах – актуальное направление энергосбережения. Интенсификация рабочих процессов в таких аппаратах достигается за счет увеличения межфазной поверхности теплообмена. Достаточно развитая поверхность раздела жидкой и газовой фаз возникает при барботаже газов через жидкость. Такой режим взаимодействия сред используется в различных барботажных аппаратах, имеющих форму высоких колонн, рабочее пространство которых разделено горизонтальными тарелками на ряд камер. Барботажные аппараты характеризуются повышенной интенсивностью тепло- и массообмена на единицу объема аппарата, допускают работу с загрязненными и умеренно вязкими жидкостями, нечувствительны к колебаниям расхода теплоносителей. Однако к их недостаткам относятся сложность конструкции, металлоемкость, высокое гидравлическое сопротивление [1]. Основным критерием разработки новых высокоэффективных контактных аппаратов является интенсификация процесса тепломассообмена и уменьшение капитальных затрат. В связи с этим, авторами была разра-

ботана конструкция контактного утилизатора теплоты со спутным движением газов и нагреваемой жидкости в проточном барботажном слое [2]. В данной работе приведены результаты экспериментального исследования тепловых характеристик проточного барботажного слоя контактного утилизатора теплоты с целью определения эффективной высоты труб аппарата и предельных характеристик режимных параметров, определяющих удельную тепловую производительность аппарата. Анализ литературы показал отсутствие данных по тепломассообмену между жидкостью и газом в проточном барботажном слое. Большинство работ посвящено исследованиям, проведенным на барботажных тарелках. Исследования, представленные в данной работе актуальны, так как их систематизация позволит разработать методику расчета высокоэффективных контактных утилизаторов теплоты.

### **Схема экспериментальной установки**

Исследования проводились на экспериментальной установке, которая представлена на рис. 1. Основными частями установки являются: камера смешения воздуха и водяного пара 1, камера подвода воды 4, шайба 2, рабочий канал 5, камера сбора жидкости 6 с сепаратором 7, парогенератор 21, нагреватель воздуха 19 и контрольно-измерительная система. В качестве рабочего канала использовались вертикальные трубы диаметром 35 мм, 23 мм и высотой 204 мм, 103 мм.

Воздух подавался в установку при помощи компрессора 18 через три параллельно установленных ротаметра 16. Регулирование расхода воздуха производилось тремя вентилями 17. В камеру смешения 1 подавался водяной пар, который образовывался в парогенераторе 21, и подогретый воздух. Расход пара регулировался изменением напряжения, подаваемого на электронагреватели парогенератора. Образованная парогазовая смесь поступала в рабочий канал 5.

Холодная вода подавалась из водопроводной сети через вентиль 15 в камеру подвода воды 4. Расход воды контролировался при помощи двух последовательно установленных ротаметров 14. Ввод жидкости в рабочий канал производился через пористую вставку или через щель между нижним торцом трубы и шайбой. Шайба 2, установленная перед рабочим участком, предотвращала прорыв жидкости при условии, что значение скорости парогазового потока в сечении шайбы было не меньше 15...16 м/с, что обеспечивало подачу всей жидкости в рабочий канал.

Вода, после прохождения рабочего канала, отделялась от воздуха при помощи сепаратора 7 и под действием силы тяжести попадала в камеру сбора горячей воды 6, откуда отводилась в дренаж. Для исключения потерь теплоты в окружающую среду, экспериментальная установка была теплоизолирована.

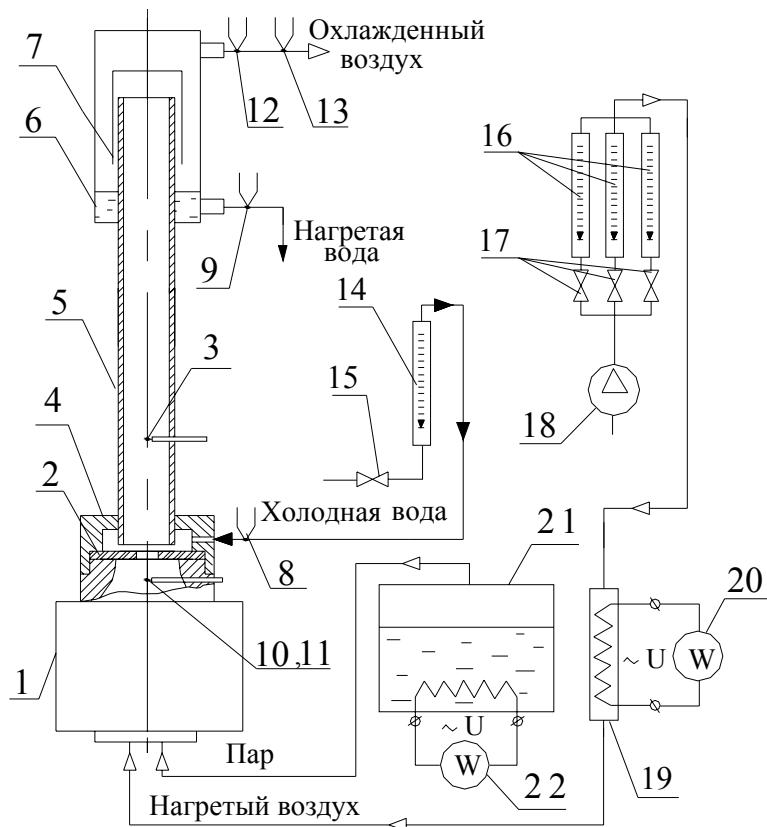


Рис. 1. Схема экспериментальной установки:  
 1 – камера смешения воздуха и пара; 2 – шайба; 4 – камера подвода воды; 5 – рабочий канал; 6 – камера сбора горячей воды; 7 – сепаратор; 3, 8, 9, 10, 11, 12, 13, –термопары;  
 14, 16 – ротаметры; 15, 17 – вентили; 18 – компрессор;  
 19 –электронагреватель; 20, 22 – ваттметры; 21 – парогенератор

Температура парогазовой смеси на входе в рабочий канал изменилась сухой и мокрой хромель-копелевыми термопарами 10 и 11, на выходе – сухой и мокрой термопарами 12 и 13. Измерение температуры воды на входе и выходе из рабочего канала производилось при помощи термопар 8 и 9.

Для измерения температуры потока по высоте рабочего канала и в его поперечном сечении использовали термопары 3, установленные в капиллярных трубках на различной высоте рабочего участка.

В ходе экспериментов изменялись следующие параметры: объемная плотность орошения (от  $6,65 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  до  $1,87 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ ), скорость парогазового потока (от 4 м/с до 12 м/с), начальное объемное расходное паросодержание парогазовой смеси (от 10 % до 30 %). Методика проведения эксперимента заключалась в ступенчатом увеличении расхода жидкости при заданных и постоянных начальных параметрах парогазовой смеси.

### Результаты экспериментов и их анализ

Перед проведением исследований по тепломассообмену, было установлено влияние режимных параметров, способа подачи газа в рабочий канал и геометрических характеристик канала на структуру потока, определены границы устойчивого барботажного режима. Изменение структуры двухфазного потока и режимов течения изучалось путем измерения продольного градиента полных потерь давления в потоке при изменении режимных параметров. При этом в результате исследований получено, что при увеличении приведенной скорости газа до значений скорости инверсии пленки в вертикальном канале и относительно небольшой плотности орошения ниже значений  $Q_m = (6 \dots 7) \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$  проточный барботажный слой может переходить в разделенный (кольцевой) режим течения двухфазного потока. При более высоких значениях плотности орошения  $Q_m$  режим устойчивого проточного барботажного двухфазного слоя наблюдался во всем исследованном диапазоне изменения приведенной скорости газа ( $w_{bx} = 1,84 \dots 14,0 \text{ м/с}$ ) с явно выраженным минимумом гидравлических потерь при значении приведенной скорости газа в канале около 12 м/с. Подробное исследование гидравлических характеристик проточного барботажного слоя проведено в работе [3].

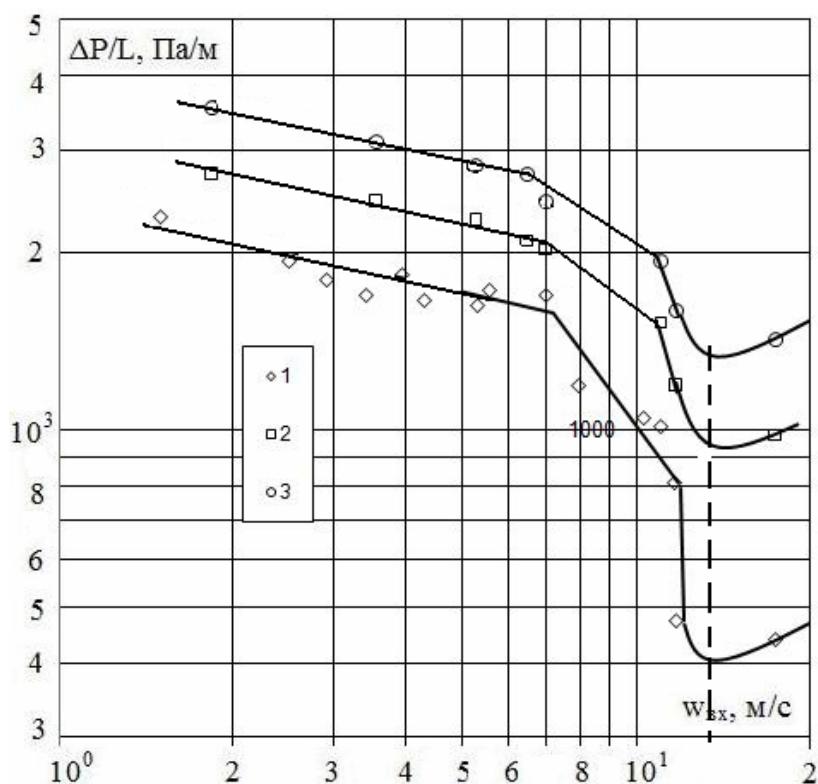


Рис. 2. Зависимость продольного среднего градиента полных потерь давления от приведенной скорости воздуха при  $d_{mp} = 0,017 \text{ м}$ ,  $d_{uu} = 5,4 \text{ мм}$ :  
1 –  $Q_m = 8,99 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ; 2 –  $6,56 \cdot 10^{-5}$ ; 3 –  $2,1 \cdot 10^{-4}$

В результате исследования распределения температуры барботажного слоя по высоте рабочего участка было получено, что процесс тепломассообмена наиболее интенсивно протекает в нижней части барботажного слоя (вблизи шайбы).

Для анализа процесса передачи теплоты в рабочем канале измерялись температуры в различных точках поперечного сечения канала (в центре двухфазного потока, возле стенки рабочего канала и посередине радиуса между центром и стенкой канала, рис. 3). Из рис. 3 видно, что с увеличением плотности орошения неравномерность температур по сечению канала возрастает, однако она очень быстро сглаживается по ходу течения как при малых, так и при больших значениях плотности орошения. При этом активная зона теплового взаимодействия фаз находится непосредственно над шайбой, а ее протяженность составляет всего несколько десятков мм. Это означает, что процесс передачи теплоты от парогазовой среды к жидкости протекает очень интенсивно и может быть охарактеризован изменением температуры стенки канала в условиях адиабатности с окружающей средой.

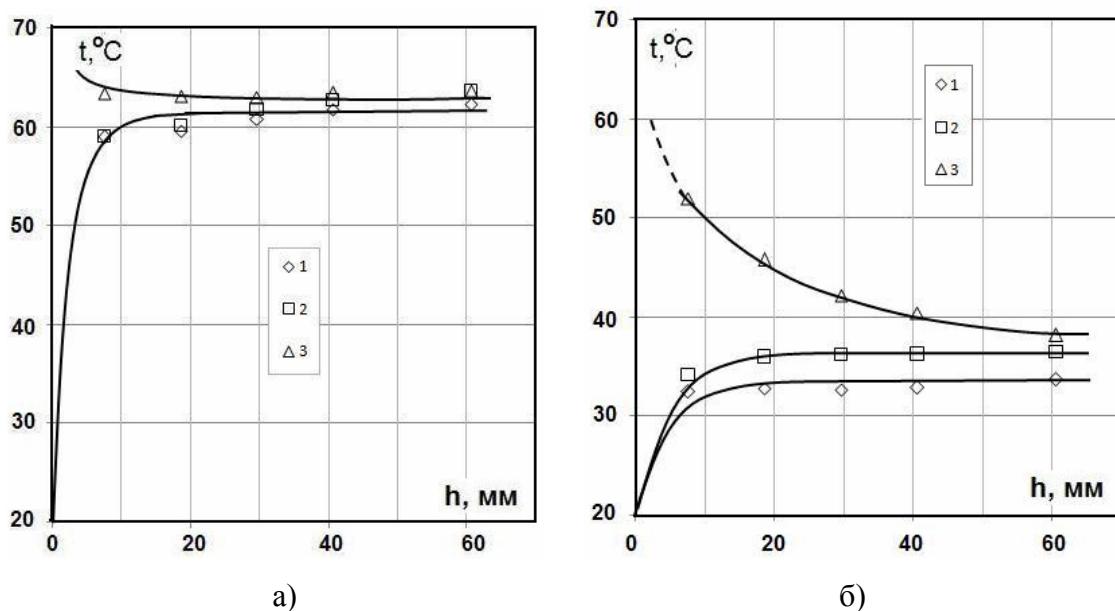


Рис. 3. Распределение температуры барботажного потока по высоте рабочего участка при  $d_{mp} = 0,035$  м;  $d_w = 5,4$  мм;  $t_1 = 104$  °С;  $w_{cm} = 2,1$  м/с;  $\varphi = 30\%$ :

1 – на стенке; 2 – между центром потока и стенкой;  
3 – в центре потока: а)  $Q_m = 9,4 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с; б)  $Q_m = 1,135 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>/с

В связи с этим в дальнейших исследованиях измерялась только температура стенки рабочего канала на различной его высоте.

На рис. 4 приведены температурные характеристики рабочего канала при различных значениях плотности орошения, скорости парогазовой смеси на входе в канал и объемного расходного паросодержания исходной парогазовой смеси. Видно, что приведенные

кривые имеют одинаковый качественный характер и подтверждают ранее сделанный вывод в широком диапазоне режимных параметров. Видно также, что температура нагретой жидкости возрастает с увеличением скорости смеси, ее паросодержания и с уменьшением плотности орошения. Однако при уменьшении плотности орошения ниже некоторого предела (точки 1, 2, 3 на рис. 4а) температура нагретой воды практически не изменяется, что свидетельствует о существовании некоторой предельной температуры нагрева воды.

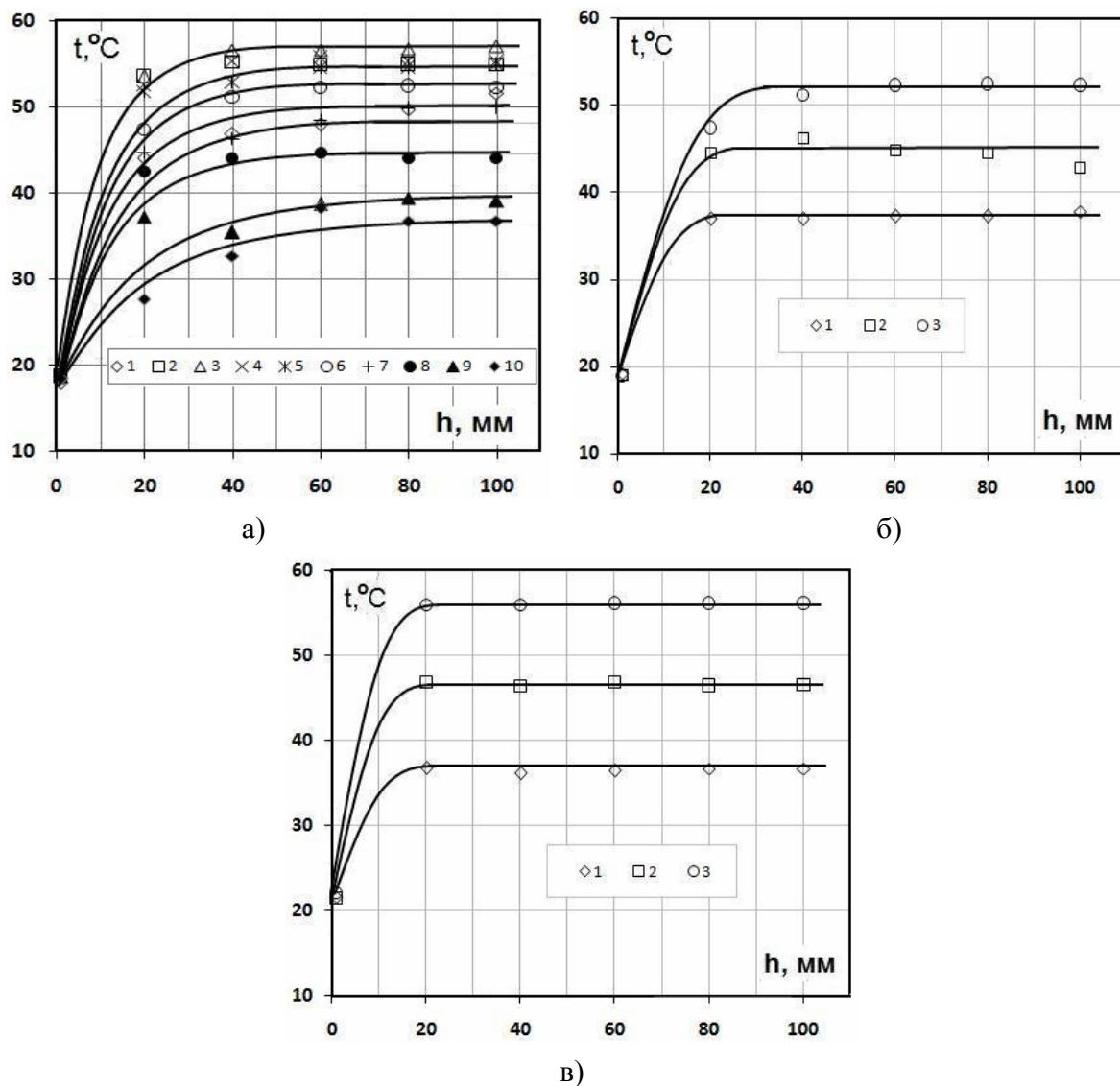


Рис. 4. Распределение температуры барботажного слоя по высоте рабочего участка для  $d_{mp} = 0,023 \text{ м}$ ;  $d_{uw} = 5,4 \text{ мм}$ ;  $t_l = 104 {}^{\circ}\text{C}$ : а) при различных плотностях орошения для  $w_{cm} = 12 \text{ м}/\text{с}$ ;  $\varphi = 20\%$ : 1 –  $Q_m = 6,65 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ; 2 –  $1,21 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ ; 3 –  $1,8 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ ; 4 –  $2,35 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ ; 5 –  $2,94 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ ; 6 –  $4,85 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ ; 7 –  $8,38 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ ; 8 –  $1,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ ; 9 –  $1,55 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ ; 10 –  $1,87 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ ; б) при различных значениях скорости парогазовой смеси для  $Q_m = 4,85 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ ,  $\varphi = 20\%$ : 1 –  $w_{cm} = 4 \text{ м}/\text{с}$ ; 2 –  $6 \text{ м}/\text{с}$ ; 3 –  $12 \text{ м}/\text{с}$ ; в) при различных значениях начального паросодержания смеси для  $w_{cm} = 6 \text{ м}/\text{с}$ ,  $Q_m = 4,85 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ : 1 –  $\varphi = 10\%$ ; 2 –  $20\%$ ; 3 –  $30\%$

В связи с этим на рис. 5 установившаяся температура нагрева воды представлена в виде явной зависимости от плотности орошения при различных значениях скорости парогазовой смеси на входе в канал (рис. 5а) и паросодержания смеси (рис. 5б). На графиках четко видна предельная температура нагрева воды, достигаемая при уменьшении плотности орошения, причем эта предельная температура не зависит от скорости парогазовой смеси и возрастает с увеличением исходного паросодержания смеси. Известно, что существование этой температуры связано с условиями массообмена на поверхности раздела фаз при достижении температуры мокрого термометра, при которой начинается обратный процесс – процесс испарения жидкости. Зависимость предельной температуры нагрева воды от паросодержания смеси представлена на рис. 6 и сопоставлена с соответствующими данными для других схем движения контактирующих сред.

Как видно из рис. 6, значение предельной температуры нагрева воды всего на 3...4 °C ниже соответствующего значения предельной температуры для противоточной схемы по данным И.З. Аронова [1] и превышает предельную температуру при восходящем прямотоке примерно на 3 °C.

Полученная зависимость для предельной температуры нагрева воды описывается формулой

$$t_{ж}^{np} = 24,6\varphi^{0,28} \quad (1)$$

и может быть использована в практических расчетах.

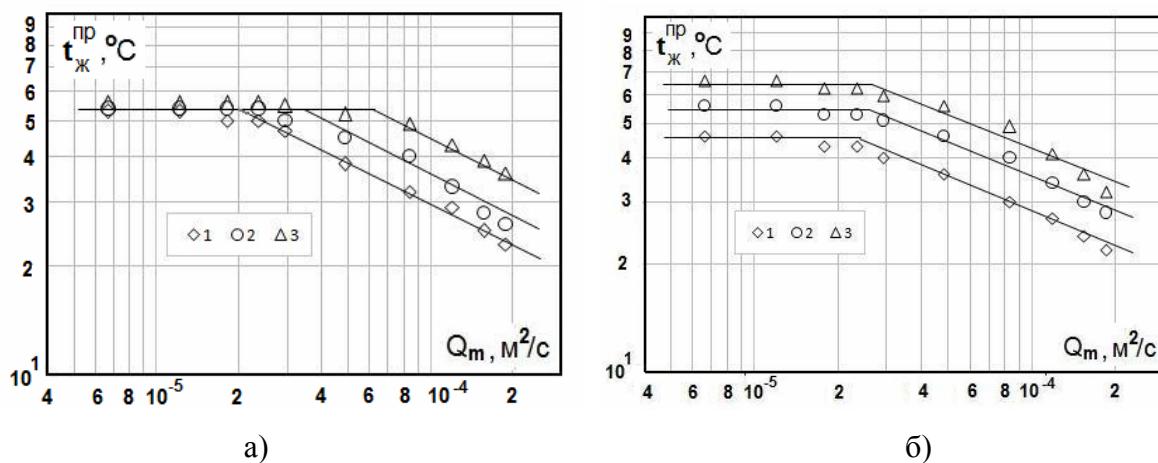


Рис. 5. Предельная температура подогрева воды при различных:

- a) скоростях парогазовой смеси при  $\varphi = 20\%:$   
 $1 - w_{cm} = 4 \text{ м/с}; 2 - w_{cm} = 6 \text{ м/с}; 3 - w_{cm} = 12 \text{ м/с};$
- b) начальных паросодержаниях смеси при  $w_{cm} = 6 \text{ м/с}:$   
 $1 - \varphi = 10\%; 2 - 20\%; 3 - 30\%$

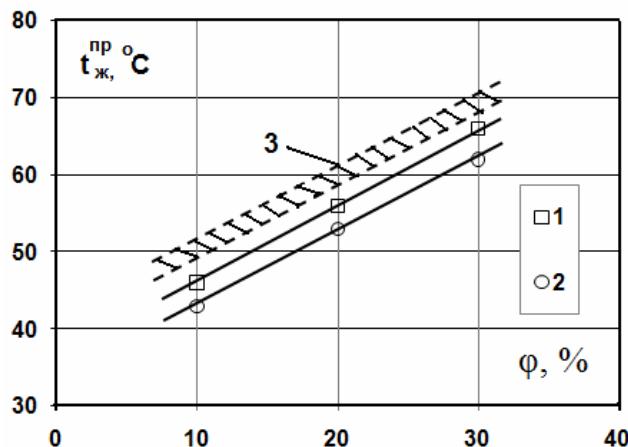


Рис. 6. Зависимость предельной температуры контактного нагрева воды от начального паросодержания смеси:  
 1 – проточный барботажный слой; 2 – восходящий прямоток [4];  
 3 – противоток для продуктов сгорания природного газа по данным И.З. Аронова [1]

Предельная плотность орошения, при которой жидкость нагревается до предельной температуры, соответствует точке излома линий на рис. 5 и возрастает как с увеличением скорости парогазовой смеси, так и начального паросодержания, что в явном виде отображено на рис. 7.

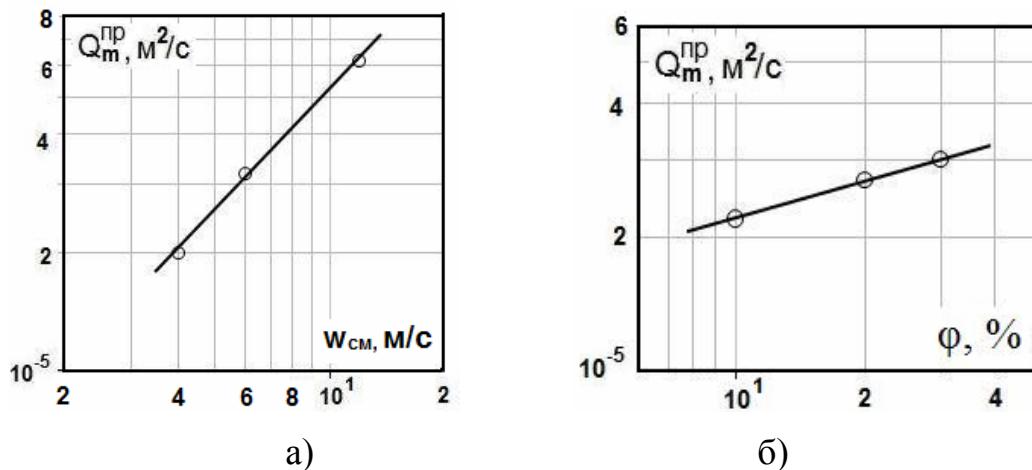


Рис. 7. Зависимость предельной плотности орошения:  
 а) от скорости парогазовой смеси;  
 б) от начального паросодержания смеси

Для определения значения предельной плотности орошения на основании полученных экспериментальных данных может быть использовано следующее уравнение

$$Q_m^{pr} = 0,67 \cdot 10^{-5} \cdot w_{cm}^{1,1} \cdot \varphi^{0,32}, \quad (2)$$

которое справедливо для данного диапазона изменения параметров:  $w_{cm} = 4 \div 12 \text{ м/с}$ ,  $\varphi = 10 \div 30 \%$ .

Анализ полученных экспериментальных данных показал, что температуры сухого и мокрого термометров на выходе из рабочего канала после сепаратора повторяют зависимости на рис. 6 и практически равны между собой. Это свидетельствует о том, что парогазовая смесь на выходе из рабочего канала находится на линии насыщения и соответствует относительному паросодержанию влажного воздуха на диаграмме  $h-d$ , равному 100 %. Принимая, по опытным данным, что температура парогазовой смеси на выходе из рабочего канала равна температуре нагретой воды, из  $h-d$  диаграммы влажного воздуха на линии, соответствующей относительному паросодержанию влажного воздуха 100 %, можно получить зависимость между конечным влагосодержанием  $d_2$  смеси и известной предельной температурой воды, определяемой по формуле (1). Эта зависимость имеет вид:

$$d_2 = 1,78 \cdot 10^{-5} (t_{\infty}^{np})^{2,15} \quad (3)$$

и соответствует известной зависимости влагосодержания от парциального давления водяных паров на линии насыщения

$$d = 0,622 \frac{P_n}{B - P_n},$$

где  $P_n$  – парциальное давление водяных паров;  $B$  – барометрическое давление.

Определив предельную температуру нагрева воды в зависимости от начального паросодержания смеси (уравнение 1), соответствующее ей значение предельной плотности орошения при заданных  $w_{cm}$  и  $\varphi$  (уравнение 2), а также параметры (температуру и влагосодержание) парогазовой смеси на выходе из рабочего участка (уравнение 3), можно рассчитать максимальную тепловую производительность рабочего элемента (трубки заданного внутреннего диаметра  $d_{bh}$ ) контактного аппарата при условии нагрева воды до предельной температуры. При этом имеем:

$$Q_{max} = G_e c_e (t_{\infty}^{np} - t_1) + G_k c_k t_{\infty}^{np} = \pi d_{bh} Q_m^{np} c_e (t_{np} - t_1) + G_{c.e.} (d_1 - d_2) c_k t_{\infty}^{np}, \quad (4)$$

где  $G_e, c_e$  – массовый расход и теплоемкость подаваемой воды;

$t_{\infty}^{np}$ ,  $t_1$  – предельная температура нагрева воды и температура воды на входе соответственно;  $G_k = G_{c.e.} (d_1 - d_2)$  – количество конденсата;  $c_k$  – теплоемкость конденсата;  $G_{c.e.}$  – массовый расход сухого газа;  $d_1, d_2$  – начальное и конечное влагосодержание газа.

Зная максимальную тепловую нагрузку со стороны нагреваемой воды, из уравнения теплового потока со стороны охлаждаемой парогазовой смеси

$$\begin{aligned} Q &= G_{c.e.} c_{c.e.1} t_1 + G_{n.1}(r + c_n t_1) - G_{c.e.} c_{c.e.2} t_2 - G_{n.2}(r + c_n t_2) = \\ &= G_{c.e.} c_{c.e.}(t_1 - t_2) + G_\kappa(r + c_n t_2) + G_{n.1} c_n(t_1 - t_2) \end{aligned} \quad (5)$$

(где  $G_{c.e.}$  – массовый расход сухого газа;  $c_{c.e.1}, c_{c.e.2}$  – теплоемкость сухого газа на входе и выходе;  $c_n$  – теплоемкость пара;  $t_1, t_2$  – температура парогазовой смеси на входе и выходе;  $G_{n.1}, G_{n.2}$  – расход пара в смеси на входе и выходе;  $G_\kappa = G_{c.e.}(d_1 - d_2)$  – количество конденсата) можно рассчитать максимальную расходную нагрузку на рабочий элемент (трубку) контактного утилизатора теплоты и проверить ранее принятую скорость парогазовой смеси на входе в рабочий канал.

### Выводы

1. Результаты исследований показали, что процесс тепломассообмена наиболее интенсивно протекает в нижней части барботажного слоя (вблизи шайбы). Выравнивание температур газа и жидкости происходит на высоте 60...100 мм.
2. Экспериментально установлено значение предельной температуры нагрева воды, которое в зависимости от исходного паросодержания парогазовой смеси может быть рассчитано по уравнению (1).
3. Получено уравнение (2), позволяющее рассчитать предельную плотность орошения, при которой жидкость нагревается до предельной температуры.
4. Полученные предельные характеристики проточного барботажного слоя могут быть использованы для расчета максимальной удельной теплопроизводительности контактного аппарата-утилизатора теплоты парогазовых смесей.

### Список литературы

1. Аронов И. З. Контактный нагрев воды продуктами сгорания природного газа / Аронов И. З. – Л. : Недра, 1990. – 280 с.
2. Деклараційний патент на корисну модель 22852 України, МПК F24H 6/00. Нагрівник течучої рідини / Безродний М. К., Назарова І. О., Костюк О. П. Власник Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут". – № u2006 13907; заявл. 27.12.2006; опубл. 25.04.2007., Бюл. № 5.
3. Безродный М. К. Гидродинамика проточного барботажного слоя в вертикальном канале / М. К. Безродный, П. А. Барабаш, И. А. Назарова, А. П. Костюк // Промышленная теплотехника. – 2009. – Т. 31, № 2. – С. 27–33.

4. Безродный М. К. Тепломассообмен при конденсации водяных паров из парогазовой смеси в восходящем потоке с пленкой жидкости / М. К. Безродный, И. А. Назарова, С. А. Хавин // Промышленная теплотехника. – 2003. – № 4. – С. 26–30.

*Рукопись поступила 01.10.2009 г.*

УДК 621.3: 658.26

**Безродний М.К.** – д.т.н., проф., Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут» (НТУУ «КПІ»)

**Варламов Г.Б.** – НТУУ «КПІ»

**Тімакова Т.В.** – інженер, ТОВ «Роберт Бош»

**Шовкалюк Ю.В.** – ас., НТУУ «КПІ»

**Шовкалюк М.М.** – ас., НТУУ «КПІ»

## **НАВЧАЛЬНО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИЙ СТЕНД ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ КОМБІНОВАНОЇ СХЕМИ ДЖЕРЕЛА ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ ТВЕРДОПАЛИВНОГО ТА КОНДЕНСАЦІЙНОГО КОТЛА**

*Завдяки впровадженню нових форм співробітництва провідних організацій виробників теплоенергетичного обладнання і ВНЗ для якісної підготовки спеціалістів-теплоенергетиків передбачається створення спільногоНавчально-наукового центру «КПІ»-Бош».*

*Розроблено проект навчально-експериментального стенду для дослідження характеристик роботи сучасного теплоенергетичного обладнання та моделювання режимів роботи, проведення аналізу отриманих результатів експериментальних даних, виконання різних наукових робіт, вдосконалення керування енергоустановками.*

**Ключові слова:** експериментальний стенд, конденсаційні котли, твердопаливні котли.

### **Постановка проблеми**

Основним видом палива в Україні є природний газ, вартість якого різко збільшується щорічно з 2006 р. і продовжує зростати. Зважаючи на енергетичну залежність України, ефективне та заощадливе використання енергії стає стратегічним напрямком розвитку нашої країни. Як альтернативу газу, все частіше розглядають теплові насоси, сонячну енергію та альтернативні види палива. Одним з напрямків підвищення економічності спалювання органічного палива є також використання сучасних ефективних конденсаційних котлів. Оцінка енергоефективності впровадження того чи іншого обладнання потребує великої кількості дослідів і експериментів.

Завдяки впровадженню нових форм співробітництва провідних організацій виробників теплоенергетичного обладнання і ВНЗ для дослідження характеристик роботи сучасного енергетичного обладнання і якісної підготовки спеціалістів-теплоенергетиків передбачається створення спільногоНавчально-наукового центру «КПІ»-Бош».

## Аналіз останніх досліджень і публікацій

В науковій літературі велика кількість робіт різних авторів приділяється використанню нетрадиційних та поновлювальних джерел енергії [1 – 3]. В [4] розроблено проект стенду з використанням сонячних колекторів та теплового насосу, створеного для наочного вивчення принципів роботи сонячних колекторів різних типів, дослідження та порівняння їх ефективності в різні періоди року, вивчення роботи теплового насосу та експериментального дослідження режимів його роботи. Приведена теплова схема з використанням різного обладнання, яка дозволяє в якості джерела теплоти, крім теплового насосу та сонячних колекторів, приєднувати будь-які інші види теплогенеруючого обладнання, зокрема, твердопаливного, газового конденсаційного і т.п.

Впровадження конденсаційних котлів має великі перспективи [5]. Сьогодні практично кожна організація, що є постачальником опалювального обладнання, має декілька моделей конденсаційних котлів, до чого виробників підштовхнуло підвищення цін на енергоносії [6]. Конденсаційні котли дають змогу економити до 17 % палива у порівнянні з традиційними і до 33 % – у порівнянні із застарілими конструкціями газових котлів. Низькі викиди забруднюючих речовин в атмосферу (зменшення до 70 %), збільшений на 14 – 18 % ККД в порівнянні з традиційними не конденсаційними котлами створюють комплексні переваги при їх застосуванні.

Зважаючи на зростання вартості природного газу, все більша увага приділяється використанню нетрадиційних видів палив [7], зокрема, використанню у якості джерел тепlopостачання котлів, які працюють на твердому паливі [8 – 10]. Для України це стає актуальним питанням.

Проведений огляд вказує на обмежену кількість публікацій щодо досліджень роботи комбінованих схем теплоенергетичного обладнання з використанням новітніх науково-технічних розробок та екологічної безпеки об'єктів теплоенергетики.

Крім того, в технічній і науковій літературі дуже мало відомостей щодо засобів та методів підготовки кваліфікованих спеціалістів в цій галузі. Зокрема, теоретична підготовка інженерів-теплоенергетиків не підкріплюється практичними навичками. Тому створення навчальних стендів для ознайомлення з сучасним енергетичним обладнанням, виконання досліджень характеристики роботи при різних параметрах дасть змогу значно підвищити ефективність навчання та підвищення кваліфікації енергетиків, проводити аналіз результатів експериментальних даних, виконувати різні наукові роботи, вдосконалювати керування енергоустановками.

## Постановка задачі

Для підвищення якості підготовки висококваліфікованих спеціалістів в галузі енергетики пропонується використання навчально-дослідного стенду сучасного теплоенергетичного обладнання з використанням конденсаційного газового та твердопаливного котлів.

## Основні матеріали дослідження

Авторами статті розроблений проект спільногого навчально-дослідного стенду з використанням сучасного обладнання фірми Бош. Призначення стенду - вивчення характеристик роботи високотехнологічного обладнання для спалювання природного газу з використанням скритої теплоти пароутворення та обладнання для спалювання твердого палива.

Теплова схема стенду показана на рис. 1.

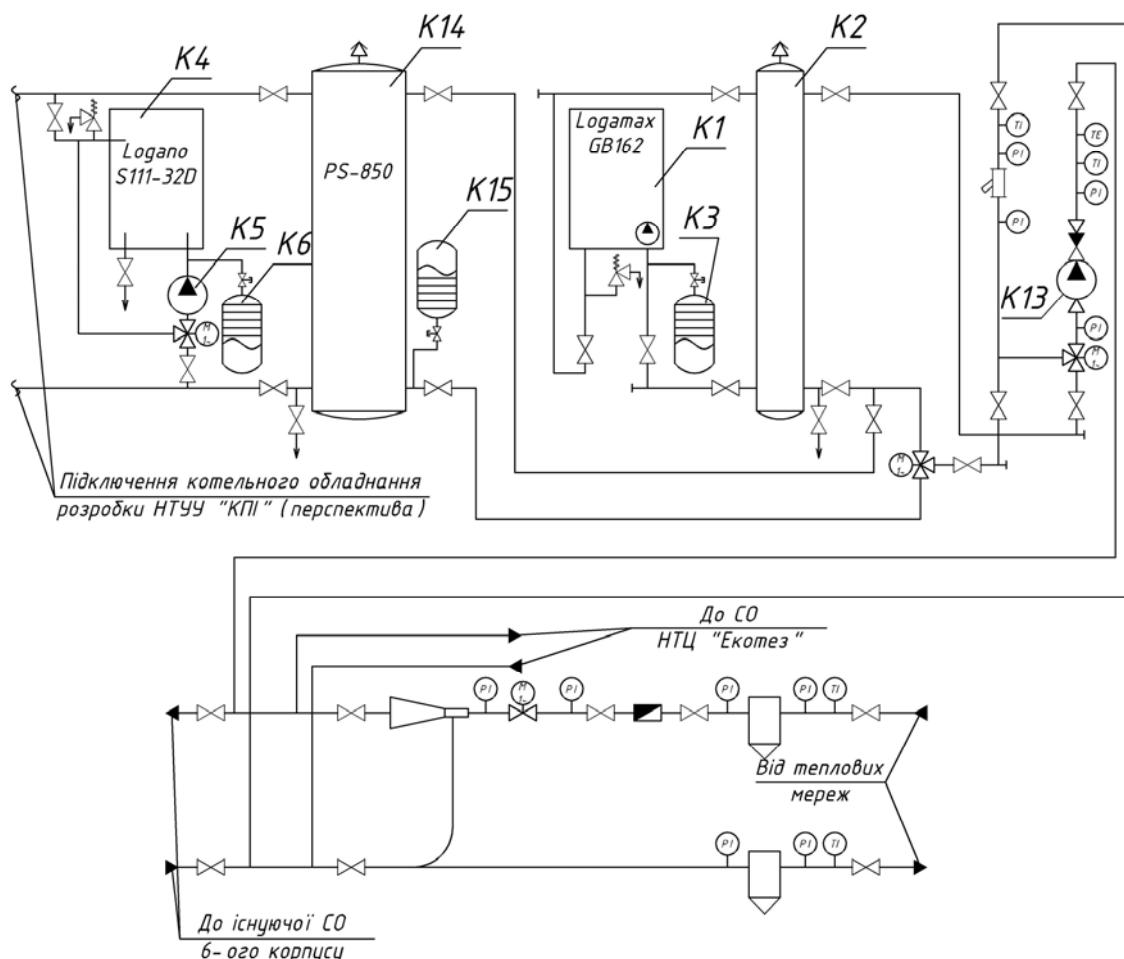


Рис. 1. Теплова схема навчально-дослідного стенду:  
 К1 – конденсаційний газовий котел; К2 – гідрравлічна стрілка; К3, К15,  
 К6 – розширювальні баки закритого типу; К4 – твердопаливний котел;  
 К5 – насос котлового контуру твердопаливного котла; К13 –  
 циркуляційний насос системи опалення; К14 – бак-накопичувач

Основним завданням створення навчально-наукового центру є ознайомлення студентів та магістрів з високоефективним передовим обладнанням, підняття рівня підготовки спеціалістів і наукових кадрів для подальшого розвитку теплоенергетики за рахунок отримання практичних навичок роботи та дослідження теплообмінних, гіdraulічних та аеродинамічних процесів на сучасному теплоенергетичному високоефективному обладнанні.

Основними складовими стенду є настінний конденсаційний котел типу Logamax plus GB162 тепловою потужністю 80 кВт та твердопаливний котел типу Logano S111 тепловою потужністю 32 кВт.

Режим роботи твердопаливного котла при теплопостачанні 6-го навчального корпусу НТУУ «КПІ» та проведенні лабораторних і дослідницьких робіт – періодичний та «інерційний», що пов’язано зі специфікою процесу спалювання твердого палива, тому для згладжування температурних режимів роботи твердопаливного котла і приєднаної системи опалення передбачається встановлення баку-акумулятору. В порівнянні з надто «інерційним» твердопаливним котлом газовий конденсаційний котел є «мобільним». Автоматика конденсаційного котла дозволяє плавно регулювати теплову потужність в діапазоні від 19 до 100 % з підтриманням оптимальної температури як для «конденсаційного» режиму котла, так і для приєднаної системи опалення.

Зворотна мережна вода з контуру системи опалення через 3-ходовий перемикаючий клапан подається до нижньої частини баку накопичувача (К14) твердопаливного котла (К4), а далі насосом котлового контуру (К5) твердопаливного котла теплоносій подається до котла, де нагрівається та надходить до верхньої частини бака-накопичувача. Для захисту поверхонь нагріву твердопаливного котла від сірчаної корозії передбачається встановлення лінії рециркуляції з подачею частини нагрітої води з виходу на вхід котла.

З верхньої частини бака-накопичувача через нижню частину термогіdraulічного розподілювача (К2) вода вбудованим циркуляційним насосом подається до конденсаційного котла, де нагрівається, а далі через гіdraulічну стрілку мережним насосом (К13) подається до системи опалення. Для регулювання температури подавальної мережної води системи опалення в залежності від температури зовнішнього повітря перед мережним насосом передбачається встановлення 3-ходового клапану з підмішуванням зворотної мережної води.

Конденсаційний котел поставляється на загальній рамі з насосною групою, подавальним та зворотнім колекторами та гіdraulічною стрілкою. Загальний вигляд конденсаційного котла наведено на рис. 2.

Інженерне рішення технологічної схеми конденсаційного котла передбачає включення в конструкцію теплообмінника з ребристими

трубами зі значною поверхнею нагріву, де відбувається охолодження продуктів згорання нижче точки роси, утворення конденсату водяної пари та утилізація додаткової теплоти.

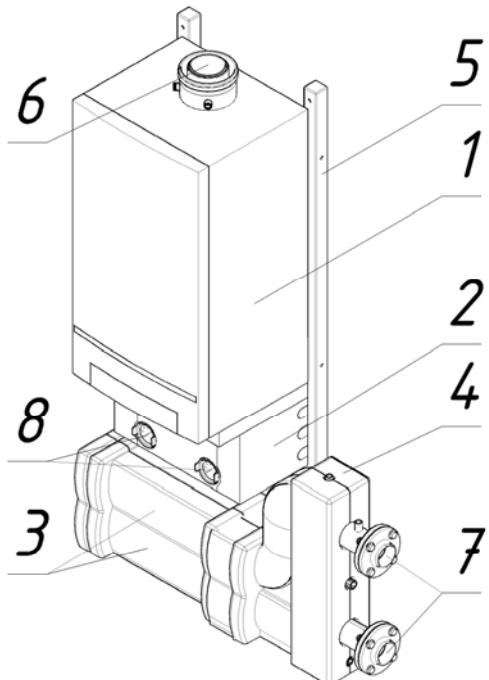


Рис. 2. Конденсаційний котел:

1 – котел; 2 – насосна група; 3 – подавальний та зворотній колектори;  
4 – гідравлічна стрілка; 5 – рама котла; 6 – димохід; 7 – фланці під’єднання  
контуру системи опалення; 8 – термоманометри

Максимальне використання вищої питомої теплоти згоряння палива та робота з низьким рівнем шуму забезпечується завдяки експлуатації з циркуляційним насосом з регулюванням по різниці тисків або по продуктивності. Котел обладнаний газовим керамічним пальником плоского полум’я з попереднім змішуванням, що дозволяє досягати низької емісії шкідливих речовин в навколоишнє середовище.

Одним із напрямків дослідження є створення математичних моделей встановленого устаткування з комп’ютерним моделюванням теплових, гідравлічних та аеродинамічних режимів його роботи, що дозволить проаналізувати роботу обладнання в більш широкому діапазоні і, можливо, буде передумовою для удосконалення і підвищення ефективності обладнання.

Високий рівень автоматизації дозволяє гнучко програмувати різні режими роботи теплої схеми стенду, крім того, наявні перехідні інтерфейси для під’єднання обладнання до ЕОМ дають змогу «знімати» показники з усіх датчиків і слідкувати за роботою стенду, як у статичному режимі, так і у динамічному, що надає можливість дослідити роботу кожного елементу та всієї схеми в цілому.

## Висновки

Розроблено проект навчально-експериментального стенду для дослідження характеристик роботи сучасного теплоенергетичного обладнання з використанням конденсаційного газового котла та твердо-паливного котла фірми «Buderus»; приведена теплова схема, що передбачає можливість підключення в перспективі котельного обладнання, розробленого за участю науковців НТУУ «КПІ».

Створення стенду дозволить проводити детальні експериментальні дослідження комбінованої схеми джерела теплопостачання з використанням твердо-паливного та газового конденсаційного котла на різних режимах, оптимізувати параметри, наочно вивчати різні режими навантаження, що дасть змогу значно підвищити якість підготовки спеціалістів для галузі енергетики.

## Список літератури

1. Гершкович В. Ф. Всегда ли эффективен тепловой насос / В. Ф. Гершкович // СОК. – 2009. – № 10. – С. 40–43.
2. Гликсон А. Л. Гелиосистемы и тепловые насосы в системах автономного тепло- и холодаоснабжения / А. Л. Гликсон, А. В. Дорошенко // АВОК: Вентиляция. Отопление. Кондиционирование. – 2004. – № 7. – С. 18–22.
3. Джалилов А. Х. Технические аспекты использования соломы для автономного энергоснабжения / А. Х. Джалилов, А. А. Левин, И. Э. Мильман // Науч. тр. ВИЭСХ. – 1998. – Т. 84. – С. 147–152.
4. Варламов Г. Б. Впровадження передових технологій в енергетиці через навчання / Г. Б. Варламов, М. К. Безродний, Т. В. Тімакова, Ю. В. Шовкалюк, М. М. Шовкалюк // Вісник Харківського нац. техн. унів-ту сільськ. госп-ва ім. П.Василенка. – Вип. 87. : міжнар. наук.-практ. конф. «Проблеми енергозбереження та енергозабезпечення в АПК України», 8-10 жовтня 2009 р. – Х. : ХНТУСГ. – 2009. – С. 30–33.
5. Белов В. В. Перспективы конденсационных котлов / В. В. Белов // ЖКХ: технол. и оборуд. – 2007. – № 2. – С. 28–30.
6. Захаренко-Березянская Ю. А. Украинский рынок конденсационных котлов. Тенденции и перспективы / Ю. А. Захаренко-Березянская // СОК. – 2005. – № 9. – С. 10–16.
7. Долинский А. А., Возможности замещения природного газа в Украине за счет местных видов топлива / А. А. Долинский, Г. Г. Гелетуха // Энергетическая политика Украины. – 2006. – № 3–4. – С. 60–65.
8. Олейник Е. А. Европейский опыт использования древесины для теплоснабжения / Е. А. Олейник // Коммунальное хозяйство. – 2008. – № 2(10). – С. 30–33.

9. Дрозд К. В. Впровадження котелень, що працюють на деревині / К. В. Дрозд // М+Т. – 2007. – № 2. – С. 54–56.

10. Автономная котельная на древесных отходах / Энергослужба предприятия. – 2008. – № 4(34). – С. 26–28.

*Рукопис надійшов 01.10.2009 р.*

УДК 536.423.4

**Безродний М.К.** – д.т.н., проф., Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут» (НТУУ «КПІ»)

**Голіяд М.Н.** – н.с., НТУУ «КПІ»

**Барабаш П.О.** – к.т.н., доц., НТУУ «КПІ»

**Голубєв О.Б.** – к.т.н., с.н.с., НТУУ «КПІ»

**Назарова І.О.** – к.т.н., ас., НТУУ «КПІ»

**Костюк О.П.** – ст. викл., НУВГП

## **ТЕПЛО- І МАСОВІДДАЧА ПРИ ОХОЛОДЖЕННІ ПАРОГАЗОВОЇ СУМІШІ В ПРОТОЧНОМУ БАРБОТАЖНОМУ КОНТАКТНОМУ АПАРАТІ**

*В роботі наведені результати експериментальних досліджень тепло- і масовіддачі при супутньому русі замкнутих пароповітряних включень і охолоджуючої води в вертикальній трубі. Показано, що обмінні процеси відбуваються на початковій гідродинамічній та тепловій ділянці. Підтверджена висока інтенсивність процесів тепло- і масообміну, отримані узагальнюючі залежності.*

*Ключові слова:* *двофазовий потік, супутній рух, конденсація, початкова ділянка.*

### **Вступ**

Розвиток ресурсозберігаючих технологій неможливий без розробки нових методів інтенсифікації процесів тепло- і масообміну в газо- та парорідинних системах контактного типу. До таких методів відноситься організація супутнього руху замкнутих газових включень і навколошньої рідини всередині вертикальних каналів, що поєднує переваги високих швидкостей газу з самоорганізацією перемішування рідини по товщині двофазового шару і оновленням поверхні розділу фаз.

Стан речей в дослідженні процесів, що протикають в такій системі наступний: залежності для визначення коефіцієнтів тепло- і масовіддачі від газових включень до рідини відсутні; правда деякі дослідження [1 – 3] вказують на значну інтенсивність прогрівання навколошньої рідини безпосередньо біля змішувача фаз; гідродинамічні дослідження, зокрема, при барботажному режимі в вертикальних трубах невеликого діаметру [4, 5], обмежувалися вивченням структури і параметрів потоку на ділянках з значними висотами, залишаючи поза увагою простір біля змішувача фаз, де відбувається передача основної частки теплоти і маси.

В даній роботі наведені результати досліджень тепло- і масовіддачі при супутньому русі замкнутих пароповітряних включень і охолоджуючої води в вертикальній трубі.

### **Експериментальне обладнання і методика проведення дослідів**

Досліди проводилися на експериментальній установці, яка мала робочу ділянку, у вигляді вертикальної трубы з відборами для вимірювання тиску та температур в різних точках по висоті каналу та поперечного перерізу; проточні лінії приготування пароповітряної суміші та охолоджуючої води; систему вимірювання необхідних температурних та витратних параметрів; допоміжне обладнання.

Пароповітряна суміш подавалась в робочу ділянку через отвори (діаметром 10; 8 і 5,5 мм, які змінювалися при проведенні дослідів) в шайбі, розміщений в нижній частині робочої ділянки. В нижню частину робочої ділянки через щілинний розподілювач подавалася охолоджуюча вода.

Кожен дослід проводився в два етапи. Після досягнення на установці конкретних режимних параметрів виконувався перший етап – експериментальне визначення робочої висоти каналу шляхом вимірювання за допомогою температури двофазового середовища як по висоті, так і по перерізу (в центрі, біля стінки з протилежних сторін, між центром і стінкою) робочого каналу. У якості робочого каналу використовувалася труба ПХВ внутрішнім діаметром 31,5 мм довжиною 204 і 103 мм. Термопари встановлювалися на відстані відповідно 7,6; 19,6; 31,6; 55,1; 103,1; 152,1 мм і 7,6; 18,6; 29,6; 40,6 і 60,6 мм від шайби. Далі, не змінюючи величини режимних параметрів, проводилися вимірювання величин, що характеризували інтенсивність процесу тепломасообміну (витрати води, повітря, пари, температур води, «мокрого» та «сухого» термометрів пароповітряної суміші на вході і виході робочої ділянки каналу). Отвори по висоті труби, через які заводилася термопара для вимірювання температури в характерних точках двофазного потоку, глушилися спеціальними пробками. Тобто при проведенні другого етапу експерименту всередині труби були відсутні сторонні предмети, які могли б впливати на картину течії двофазового потоку.

При проведенні дослідів об'ємна густина зрошення змінювалася в межах  $Q_m = (1,097... 11,7) \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ , вміст водогазової суміші (ПГС) на вході в установку  $d_1 = 88... 265 \text{ г}/(\text{кг с. пов.})$ , вміст водогазової суміші в кінці робочої ділянки  $d_2 = 38... 182 \text{ г}/(\text{кг с. пов.})$ , відносна вологість ПГС на вході в установку  $\varphi_1 = 10... 41 \%$ , відносна вологість ПГС в кінці робочої ділянки  $\varphi_2 = 90... 100 \%$ , приведена швидкість ПГС  $W_{bx} = 1,45... 4,76 \text{ м/с}$ , приведена швидкість рідини  $W_P = 0,0014... 0,015 \text{ м/с}$ , вміст

повітря в ПГС на вході в установку  $\varepsilon_{POB} = 0,702 \dots 0,891$ , критерій Бонда  $Bo = 11,75 \dots 12,04$ , дифузійний критерій Прандтля  $Pr_D = 0,678 \dots 0,707$ , критерій Рейнольдса для ПГС  $Re_{PTC} = 3000 \dots 7000$ . Вказаний діапазон зміни цих величин, як показали попередні наші дослідження [6], забезпечує стійке існування переважно снарядного режиму течії двофазового потоку без переходу в кільцевий режим.

Небаланс теплових потоків на робочій висоті робочої ділянки зі сторони води і пароповітряної суміші при проведенні дослідів не перевищував 10 %.

### Результати експериментів і їх аналіз

На рис. 1 представлено типове змінювання по висоті труби  $H$  температури двофазового середовища в центрі її перерізу ( $t_0$ ), біля її стінки ( $t_C$ ) і між центром і стінкою ( $t_{CO}$ ).

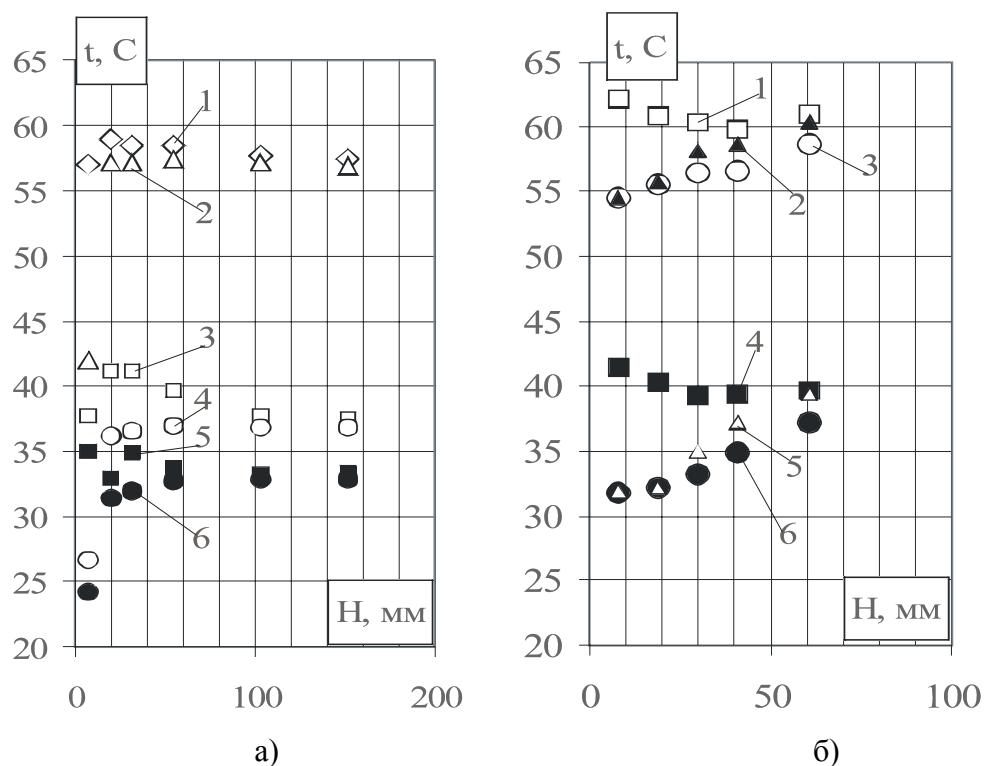


Рис. 1. Змінювання по висоті труби  $H$  температури двофазового середовища в центрі її перерізу ( $t_0$ ), біля її стінки ( $t_C$ ) і між центром і стінкою ( $t_{CO}$ ): а) довжина труби 204 мм: 1 –  $t_0$  при  $Q_m = 1,1 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$  і  $w_{BX} = 2,96 \text{ м}/\text{с}$ ; 2 –  $t_C$  при тих самих параметрах; 3 –  $t_0$  при  $Q_m = 1,17 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$  і  $w_{BX} = 2,96 \text{ м}/\text{с}$ ; 4 –  $t_C$  при тих самих параметрах; 5 –  $t_0$  при  $Q_m = 1,17 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$  і  $w_{BX} = 1,45 \text{ м}/\text{с}$ ; 6 –  $t_C$  при тих самих параметрах; б) довжина труби 103 мм: 1 –  $t_0$  при  $Q_m = 1,72 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$  і  $w_{BX} = 1,98 \text{ м}/\text{с}$ ; 2 –  $t_{CO}$  при тих самих параметрах; 3 –  $t_C$  при тих самих параметрах; 4 –  $t_0$  при  $Q_m = 1,17 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$  і  $w_{BX} = 4,76 \text{ м}/\text{с}$ ; 5 –  $t_{CO}$  при тих самих параметрах; 6 –  $t_C$  при тих самих параметрах

Видно (рис. 1а), що при змінах густини зрошення  $Q_m = (1,1 \cdot 10^5 \dots 1,17 \cdot 10^4) \text{ м}^2/\text{с}$  і приведеної швидкості пароповітряної суміші  $W_{BX} = (1,45 \dots 2,96) \text{ м}/\text{с}$  температури  $t_0$  і  $t_C$  на висоті  $H \approx 100 \text{ мм}$  асимптотично наближаються одна до одної (різниця в їх значеннях не перевищує 2 %). Ця обставина дозволяє стверджувати, принаймні в першому наближенні, що основна кількість теплоти і маси від пароповітряної суміші в рідину вже передалася, а ця висота і є робочою для процесів тепло- і масовіддачі.

В подальшому досліди проводилися на трубі довжиною 103 мм. Характер змінювання температур  $t_0$ ,  $t_C$  і  $t_{CO}$  для такої труби залишився таким же (рис. 1б). Із цього рисунка видно, по-перше, що величина  $(t_0 - t_C)$  при збільшенні  $H$  від 7,6 до 60,6 мм зменшується приблизно в 5 разів з  $\sim 10^\circ\text{C}$  до  $\sim 2^\circ\text{C}$  і якщо така тенденція збережеться, то збережеться і робоча висота каналу  $H \approx 100 \text{ мм}$ . По-друге, зауважимо, що при  $H < 19 \text{ мм}$   $t_C \approx t_{CO}$ , а при  $H > 30 \text{ мм}$   $t_C < t_{CO} < t_0$ , але робити якісь висновки з цього факту без проведення відповідних додаткових досліджень зарано.

Відзначимо, що змінювання температур  $t_C$ ,  $t_{CO}$ ,  $t_0$ , яке представлене на рис. 1, є характерним для всіх дослідів по визначенням середніх коефіцієнтів тепло- і масовіддачі, що увійшли до цієї роботи. Відмітимо також факт коливань температур  $t_{CO}$  і  $t_0$  на висоті  $H = 7,6 \text{ мм}$ , що дорівнював приблизно  $\pm 1,5^\circ\text{C}$  (на рис. 1 для цієї  $H$  маркерами відмічені середні значення цих температур). Для інших значень  $H$  термопара, що використовувалася при проведенні першого етапу дослідів (діаметр хромель-копелевих електродів 0,15 мм) не фіксувала помітних коливань вказаних температур. Також зазначимо факт рівності (в межах  $\pm 0,1^\circ\text{C}$ ) температури  $t_C$  з протилежних сторін каналу.

Через відсутність у відкритій літературі відомостей про інтенсивність тепловіддачі для нашої задачі було вирішено обмежитися розглядом закономірностей впливу на загальний середній коефіцієнт тепловіддачі  $\bar{\alpha}$  величин вмісту вологи в суміші на вході в установку  $d_1$  та приведеної швидкості суміші  $w_{BX}$  і порівняти виявлені при цьому тенденції з літературними даними для подібної задачі [7, 8]. Хоча треба відмітити, що коефіцієнт  $\bar{\alpha}$ :

$$\bar{\alpha} = \frac{Q}{\Delta \bar{T} \cdot F_P}, \quad (1)$$

є величиною умовою в тому сенсі, що в наших дослідах більше 90 % дослідних точок мають величину конвективного теплового потоку

$Q_{КОНВ}$  не більше 25 % від  $Q$  загального ( $Q = Q_{КОНВ} + Q_{КОНД}$ ; складова на випарування рідини в газову суміш відсутня через те, що температура води завжди була меншою температури точки роси ПГС). І тому не зовсім коректно відносити весь тепловий потік, визначаючи  $\bar{\alpha}$ , до перепаду температур  $\Delta\bar{T}$  при умові, що не менше 75 % його величини формується за рахунок масовіддачі і де актуальною величиною є різниця парціальних тисків пари ( $P_{PO} - P_{P.води}$ ) в суміші  $P_{PO}$  і на поверхні води  $P_{P.води}$  (про величину робочої поверхні  $F_P$  див. нижче), а не  $\Delta\bar{T}$ . Останній визначався як:

$$\Delta\bar{T} = 0,5 \cdot (t_{C1} + t_{C2}) - T, \quad (2)$$

де  $t_{C1}, t_{C2}$ ,  $T$  – відповідно температура «сухого» термометра пароповітряної суміші на початку і в кінці робочої висоти каналу та середня температура води на робочій довжині каналу, °C.

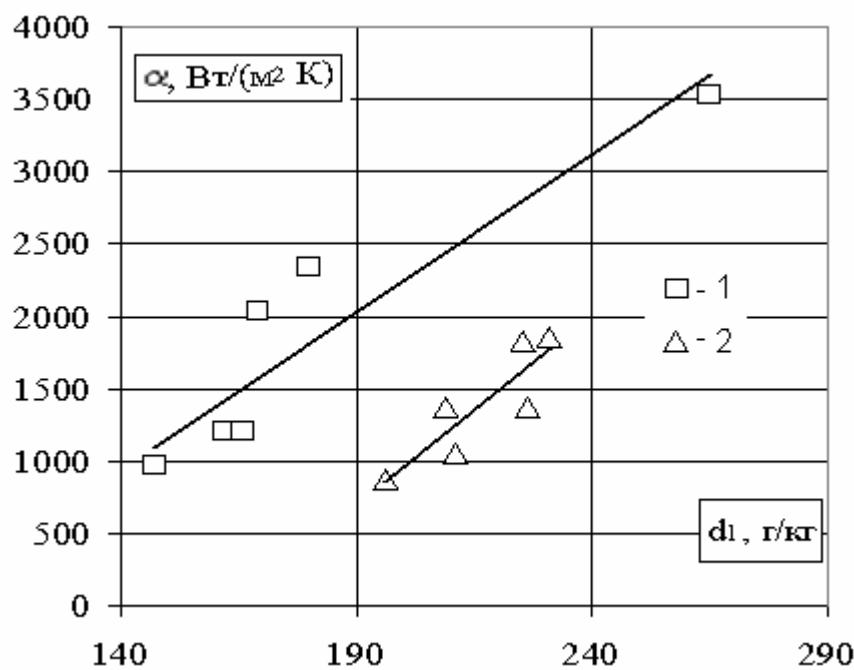


Рис. 2. Вплив величин  $d_1$  і  $W_{BX}$  на загальний середній коефіцієнт  $\alpha$  при середній температурі суміші 74,4...79,5 °C і різних значеннях швидкості парогазової суміші на вході: 1 –  $W_{BX} = 2...2,2$  м/с; 2 – 3,02...3,06 м/с

На рис. 2 представлена можлива вибірка експериментальних значень  $\bar{\alpha} = f(d_1, W_{BX})$  (рис. 2  $\bar{\alpha} = \alpha$ ) при середній температурі суміші 74,4...79,5 °C. Видно, що коефіцієнт  $\bar{\alpha}$  зі збільшенням величини  $d_1$  і приведеної швидкості суміші (при близьких до

постійних  $d_1$  і середній температурі суміші) помітно зростає. Такий самий вплив цих факторів на  $\bar{\alpha}$  відмічається і в роботах [7, 8]. Відзначимо також, що величини  $\bar{\alpha}$ , отримані нами, приблизно на порядок перевищують значення, які були отримані в роботі [7] і в 1,5 – 2 рази – значення, що були отримані в роботі [8]. Останні обставини пояснюються усталеним характером течії потоку вологого повітря в [7] (в наших дослідах робоче значення  $H/d_{TP} = 3,18$ , тобто реалізація процесу тепловіддачі відбувалася на початковій ділянці каналу) і значним винесенням крапель рідини в газовий потік в роботі [8].

Крім загального коефіцієнта тепловіддачі визначалося також експериментальне значення середнього коефіцієнту конвективної тепловіддачі  $\bar{\alpha}_{КОНВ}$ , яке в роботах [7, 8] не отримувалося і яке актуальне для задачі, що розглядається в даній роботі.

На рис. 3 наведено розраховане за формулами:

$$\bar{\alpha}_{КОНВ} = \frac{Q_{КОНВ}}{\Delta \bar{T} \cdot F_p}, \quad Q_{КОНВ} = G_{ПОВ} \cdot (I_{tM1} - I_{tP1}), \quad \bar{N}\bar{u}_{КОНВ} = \frac{\bar{\alpha}_{КОНВ} \cdot d_C}{\lambda_C},$$

$$d_C = \left( \frac{4 \cdot f_C}{\pi} \right)^{0.5}, \quad \lambda_C = \frac{\lambda_{\Pi} \cdot G_{\Pi} + \lambda_{ПОВ} \cdot G_{ПОВ}}{G_{\Pi} + G_{ПОВ}}$$

експериментальне середнє число Нуссельта  $\bar{N}\bar{u}_{КОНВ}$  (без урахування передачі теплоти при конденсації пари; на рис.  $\bar{N}\bar{u}_{КОНВ} = Nu_K$ ) в обробці по формулі  $Nu_K = c Re_C^n$  (згідно, наприклад, з роботами [7, 9];  $Re_C$  – число Рейнольдса суміші).

Видно, що степенева лінія тренду задовільно апроксимує (з достовірністю 0,77) експериментальні значення  $\bar{N}\bar{u}_{КОНВ} = f(Re_C)$ . Причому величина  $d_u$  шайб, що використовувалися при проведенні дослідів, практично не впливала на значення  $\bar{N}\bar{u}_{КОНВ}$ . Показник степені при аргументі функції (1,21) помітно перевищує характерне значення для усталеного руху турбулентного двофазового потоку (0,8), спрвджуючи наші очікування через реалізацію процесу тепловіддачі на початковій ділянці при малих значеннях  $H/d_{TP}$ . Відхилення дослідних точок від лінії тренду (до  $\pm 24\%$ ) можна пояснити малою долею  $Q_{КОНВ}$  (до 4 % від загального  $Q$ ) для деяких режимів і збільшеною чутливістю через це до похибок при проведенні дослідів.

Таким чином, для випадку конвективної тепловіддачі (без урахування передачі теплоти при конденсації пари) від замкнутих пароповітряних утворень до води при супутньому їх русі у

вертикальній трубі, її інтенсивність може визначатися по наступній залежності:

$$\overline{Nu}_{КОНВ} = \frac{\bar{\alpha}_{КОНВ} \cdot d_C}{\lambda_C} = 0.014 \cdot Re_C^{1.21} = 0.014 \cdot \left( \frac{W_{BX} \cdot d_C}{\bar{\varphi} \cdot v_C} \right)^{1.21}, \quad (3)$$

де  $\bar{\varphi} = 0.5 \cdot (\varphi_1 + \varphi_2)$  – величина середнього істинного об’ємного вмісту пароповітряної суміші в двофазовому потоці (дорівнює половині суми її значень на початку і в кінці робочої висоти каналу).

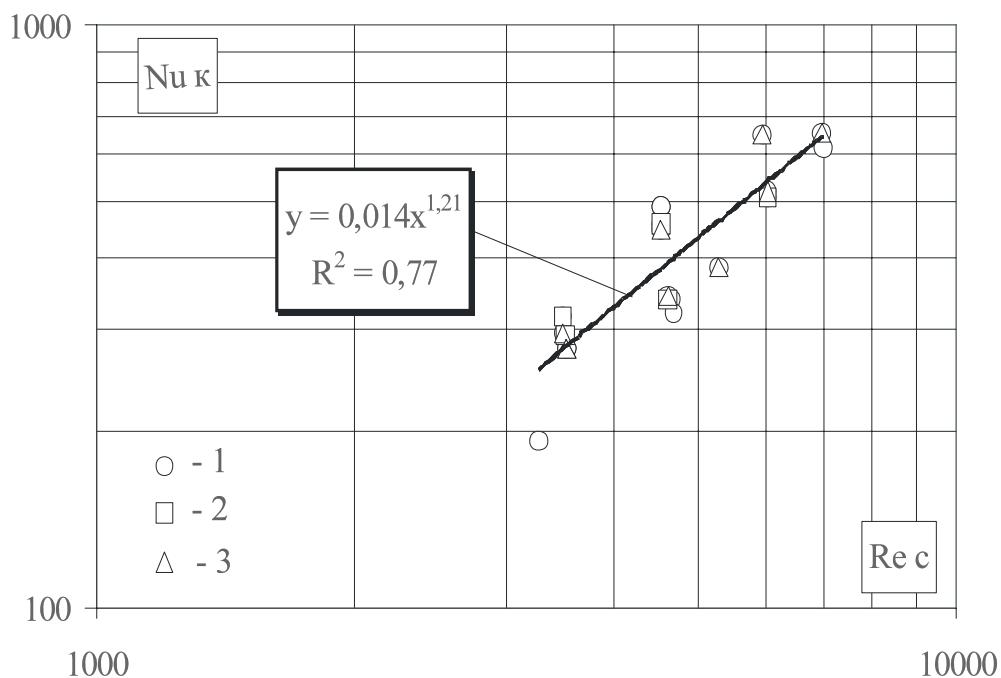


Рис. 3. Залежність  $Nu_K = f(Re_C)$  в обробці за формулою  $Nu_K = c Re_C^n$ :  
1 – діаметр отвору шайби  $d_u = 5,5$  мм; 2 –  $d_u = 8$  мм; 3 –  $d_u = 10$  мм

Експериментальний середній коефіцієнт масовіддачі розраховувався за формулами:

$$\overline{Nu}_d = \frac{\bar{\beta} \cdot d_C}{D}, \quad \bar{\beta} = \bar{\beta}_P \cdot \frac{8314}{18} \cdot T, \quad \bar{\beta}_p = \frac{j_p}{P_{пo} - P_{п.води}},$$

$$j_p = \frac{\Delta G_K}{F_p}, \quad \Delta G_K = (d_1 - d_2) \cdot G_{пов}.$$

Величина поверхні  $F_p$ , до якої відносилися потоки маси і теплоти для визначення середніх значень коефіцієнтів тепло- і масовіддачі розраховувалася на основі досліджень [5, 6] і наступних міркувань. Якщо визначити (у відповідності з [10]) величину істинного об’ємного вмісту суміші  $\varphi$  (тобто відношення площин

поперечного перерізу, що зайнята пароповітряною сумішшю  $f_C$ , до величини  $\pi \cdot d_{TP}^2 / 4$ ), то потім, враховуючи, що число  $Bo \approx 12$  і форма газових включень переважно має вигляд снарядів (близька до циліндричної з діаметром, який відрізняється від внутрішнього діаметра труби тонким шаром рідини), то правомірним може бути, в першому наближенні, представлення периметра поперечного перерізу робочої поверхні  $P_p$  у вигляді:

$$P_p = \pi \cdot d_C = \pi \cdot (4f_C / \pi)^{0.5} = (4 \cdot \pi \cdot f_C)^{0.5},$$

а величини робочої поверхні  $F_p$  у вигляді:

$$F_p = 0.1 \cdot P_p = 0.355 \cdot f_C^{0.5}.$$

Парціальний тиск пари в пароповітряній суміші удалині від поверхні води,  $P_{po}$ , дорівнював середньоарифметичній сумі парціальних тисків пари при  $t_{C1}$  (при температурі точки роси при  $d_1$ ) і  $t_{C2}$  (при температурі точки роси при  $d_2$ ). Величина середнього парціального тиску на поверхні води  $P_{p,pov}$  визначалася, з достатньою для дослідів точністю (відмінність значень  $P_{p,pov}$ , розрахованих по середній температурі води біля її стінки  $\bar{t}_C$  на протязі робочої висоти каналу і по  $T_2$ , складала для всіх експериментальних даних цієї роботи величину 3,4... 5,5 % ) по температурі води в кінці робочої висоти каналу  $T_2$ .

На рис. 4 представлена в обробці за формулою (з урахуванням наближеної аналогії між переносом теплоти і маси та враховуючи, що дифузійний критерій Прандтля в дослідах змінювався на ~ 4 %):

$$Nu_D = c Re^n, \quad (4)$$

залежність експериментального середнього числа  $\bar{Nu}_D$  (на рис.  $\bar{Nu}_D = Nu_D$ ) в функції критерія  $Re_C$  при різних значеннях діаметрів отворів  $d_u$  шайб, що використовувалися при проведенні дослідів (маркери 1 – 3).

Видно, що степенева лінія тренду задовільно апроксимує (з достовірністю 0,95) експериментальні значення  $\bar{Nu}_D = f(Re_C)$ . Причому величина  $d_u$  шайб не впливає на значення  $\bar{Nu}_D$ . Показник степені при аргументі функції  $Re_C$  (1,28) помітно перевищує характерне значення для усталеного руху турбулентного двофазового потоку (0,8) через, як вже вказувалося вище, реалізацію процесу масовіддачі на початковій ділянці при малих значеннях  $H / d_{TP}$ .

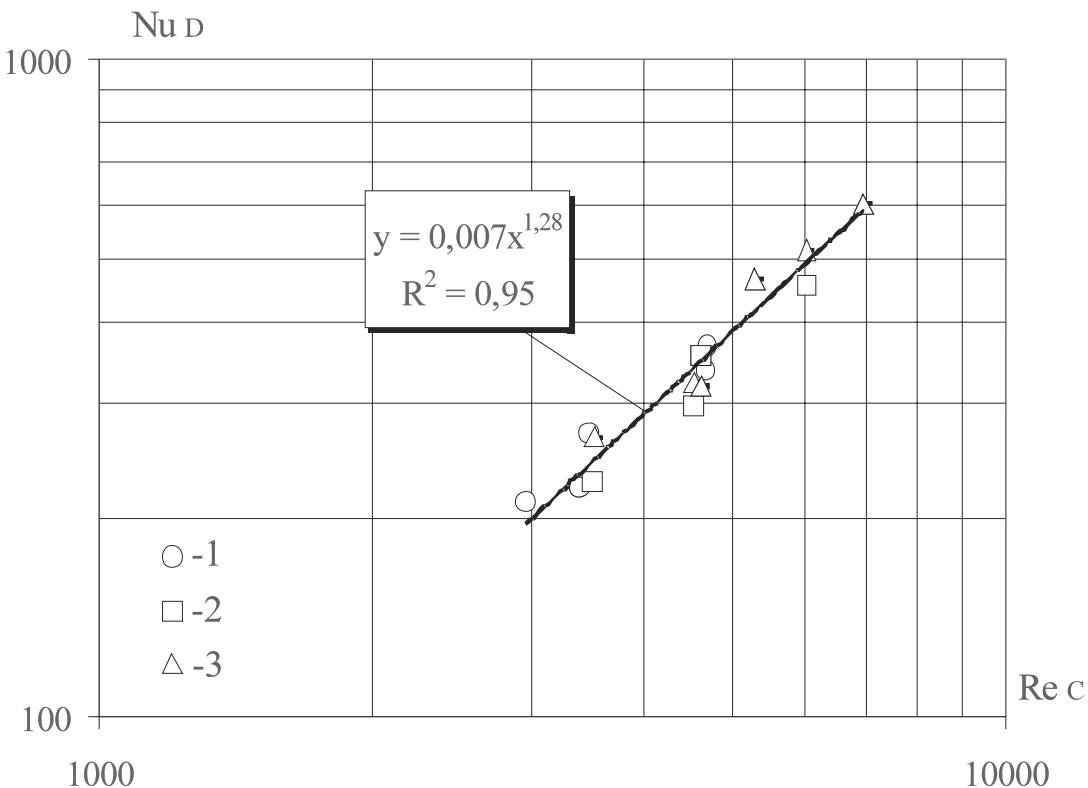


Рис. 4. Залежність  $Nu_D = f(Re_C)$  в обробці за формулою (4):  
1 – діаметр отвору шайби  $d_w = 5,5$  мм; 2 –  $d_w = 8$  мм; 3 –  $d_w = 10$  мм

Порівняння наших даних з даними роботи [7], в котрій досліджувалася масовіддача при конденсації пари з вологого повітря на вертикальній пласкій стінці (в [8] дані по масовіддачі не наведені), показало, що безрозмірний коефіцієнт масовіддачі, отриманий в нашій роботі в ~ 14 разів (при  $Re_C = 3000$ ) і в ~ 20 раз (при  $Re_C = 7000$ ) перевищує значення  $Nu_D$  роботи [7]. Розрахунок коефіцієнта масовіддачі  $\beta$  для нашої задачі по відомій залежності (робота [11]; для випадку випаровування рідини з пласкої поверхні в усталений потік повітря):

$$Nu_D = \frac{\beta \cdot L}{D} = c \cdot \left( \frac{W_{BX} \cdot L}{\nu_C} \right)^n \cdot Pr_C^{0.33} \cdot Gu^{0.135} \cdot \Theta^2, \quad (5)$$

показав, що для двох крайніх точок дослідів при  $Re_C = 7000$  і при  $Re_C = 3000$  коефіцієнт масовіддачі, розрахований по (5), відповідно на порядок і в 7 разів нижчий від отриманого в наших дослідах. Ці факти є, власне, експериментальним підтвердженням ефективності запропонованої авторами цієї роботи конструктивної схеми енергозберігаючої утилізаційної установки [12].

Відносно врахування критерія Гухмана  $Gu$  і температурного фактору  $\Theta$  в узагальнюючих залежностях для середніх коефіцієнтів конвектиної тепло- і масовіддачі стосовно нашої задачі відзначимо, що доповнення обробки експериментальних даних введенням середніх значень цих чисел привело до незначного зниження коефіцієнтів тепло- і масовіддачі (оцінювання показало, що для масовіддачі  $Gu^{0,135} \cdot \Theta^2 = 0,54 \cdot Re_C^{0,08}$ , а для тепловіддачі  $Gu^{0,175} \cdot \Theta^2 = 0,74 \cdot Re_C^{0,04}$ ; тобто при змінюванні  $Re_C$  від 3000 до 7000 вказані добутки  $Gu$  і  $\Theta$  змінюються в межах 1,02 – 1,09 і 1,02 – 1,05 відповідно для масо- і тепловіддачі; для наших дослідів таким зниженням можна знехтувати). Зниження інтенсивності тепло- і масовіддачі відбувається за рахунок збільшення кількості краплин рідини, що попадають всередину замкнутих пароповітряних утворень при зростанні числа  $Re_C$  (за гіпотезою А.В. Ликова [13] величина від'ємного джерела теплоти в рівнянні переносу, тобто об'ємного випаровування краплин рідини, пропорційна числу  $Gu$ ). Ці краплини швидко прогріваються до температури, що не менша температури точки роси. Далі проходить процес випарування цих краплин, який затримує конденсацію наявної в суміші пари, знижуючи тим самим коефіцієнти тепло- і масовіддачі. Саме цим, мабуть, пояснюється зазначений вище факт стосовно відносного зниження загального коефіцієнта  $\bar{\alpha}$  в роботі [8], де  $Re_C$  в 6,5 разів перевищує значення, що досягалися в наших дослідах.

Таким чином, середній коефіцієнт масовіддачі від замкнутих пароповітряних утворень до води при супутньому їх русі у вертикальній трубі може визначатися за наступною формулою:

$$Nu_D = 0,007 \cdot Re_C^{1,28}. \quad (6)$$

Залежності (3) і (6) справедливі при числі  $Bo \leq 12$  та в діапазонах зміни масової частки повітря в ПГС на вході в установку  $\varepsilon_{\text{ПОВ}} = 0,702 \dots 0,891$ , числа  $Re_C = 3000 \dots 7000$  і об'ємної густини зрошення  $Q_m = (1,097 \dots 11,7) \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ . Фізичні параметри суміші приймаються при її середній температурі.

Ці залежності можуть рекомендуватися для використання в проектуванні утилізаційних апаратів димових газів котлів.

## Висновки

1. Результати досліджень показали, що процеси тепло- і масовіддачі від замкнутих газових включень до навколошньої рідини при супутньому висхідному їх русі в вертикальній трубі характеризуються високою інтенсивністю.

2. Відповідна організація руху теплоносіїв може використовуватися при реалізації високоефективних тепломасообмінних процесів в контактних теплоутилізаторах.

3. Вперше отримані узагальнюючі залежності (3) і (6) для розрахунку середніх коефіцієнтів тепло- і масовіддачі.

4. Експериментально підтверджена можливість, при масовій частці водяної пари в суміші  $(1 - \varepsilon_{\text{ПОВ}}) = 0,109 \dots 0,298$ , встановлення наближеної, з точністю до постійної, аналогії між процесами тепло- і масовіддачі.

### Умовні позначення

$d_{TP}$  – внутрішній діаметр труби, м;  $H$  – висота труби, м;  $L$  – геометричний розмір, м;  $T$  – абсолютна температура, К;  $D$  – коефіцієнт дифузії,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;  $\lambda_{\text{п}}, \lambda_{\text{ПОВ}}$  – відповідно коефіцієнти тепlopровідності пари і повітря,  $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ ;  $\nu_C$  – кінематичний коефіцієнт в'язкості ПГС,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;  $\delta$  – постійна Лапласа ( $\delta = (\sigma / (g(\rho - \rho_{\text{п}})))^{0.5}$ ), м;  $I_{tM1}$  – ентальпія ПГС при температурі «мокрого» термометра на вході в установку,  $\text{кДж}/(\text{кг с. пов.})$ ;  $I_{TP1}$  – ентальпія ПГС при температурі її точки роси,  $\text{кДж}/(\text{кг с. пов.})$ ;  $G_{\text{п}}$  – масові витрати водяної пари, що подавалася в установку,  $\text{кг}/\text{с}$ ;  $G_{\text{ПОВ}}$  – теж саме для повітря,  $\text{кг}/\text{с}$ ;  $Bo = d / \delta$  – число Бонда;  $Gu = \frac{T_C - T_M}{T_M}$ ,

$\Theta = \frac{T_c}{T_{\text{п.вод}}}$  ( $T_c, T_m, T_{\text{п.вод}}$  – відповідно абсолютні температури по сухому і мокрому термометрам для вологого повітря та поверхні води, К).

### Список літератури

1. Шиляев М. И. Исследование процесса тепломассообмена в пузыре, формирующемся в отверстии газораспределительной решетки / М. И. Шиляев, А. В. Толстых, А. Н. Деренок // Изв. вузов. Строительство. – 1999. – № 4. – С. 79–85.
2. Шиляев М. И. Моделирование тепломассообмена при формировании пузырей в барботажных аппаратах / М. И. Шиляев // ТОХТ. – 2003. – Т. 37, № 6. – С. 575–583.
3. Шиляев М. И. Уточнение моделей тепломассообмена в пузырях, формирующихся на отверстиях газораспределительных решеток пенных и центробежно-барботажных аппаратов / М. И. Шиляев, А. В. Толстых, Е. М. Хромова // Теплофизика и аэромеханика. – 2006. – Т. 13, № 1. – С. 107–113.

4. Омар Х. Гидродинамика и структура двухфазного потока при барботажном режиме в трубах небольшого диаметра / Х. Омар, Ю. Е. Похвалов // Теплоэнергетика. – 2006. – № 4. – С. 74–77.
5. Омар Х. Параметры снарядного течения при барботажном режиме в трубах небольшого диаметра / Х. Омар, Ю. Е. Похвалов // Теплоэнергетика. – 2007. – № 1. – С. 58–61.
6. Безродный М. К. Гидродинамика проточного барботажного слоя в вертикальном канале / М. К. Безродный, П. А. Барабаш, И. А. Назарова, А. П. Костюк // Промышленная теплотехника. – 2009. – Т. 31, № 4. – С. 27–33.
7. Семеин В. М. Теплоотдача влажного воздуха при конденсации пара / В. М. Семеин // Теплоэнергетика. – 1956. – № 4. – С. 11–15.
8. Безродный М. К. Тепломассообмен при конденсации водяных паров из парогазовой смеси в восходящем потоке с пленкой жидкости / М. К. Безродный, И. А. Назарова, С. А. Хавин // Промышленная теплотехника. – 2003. – № 4. – С. 26–30.
9. Кэйс В. М. Конвективный тепло- и массообмен / Кэйс В. М. – М. : Энергия, 1972. – 448 с.
10. Лабунцов Д. А. Паросодержание двухфазного адиабатного потока в вертикальных каналах / Д. А. Лабунцов, И. П. Корнюхин, И. Э. Захарова // Теплоэнергетика. – 1968. – № 4. – С. 62–67.
11. Нестеренко А. В. Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха / Нестеренко А. В. – М. : Высшая школа, 1971. – 459 с.
12. Деклараційний патент на корисну модель 22852 України, МПК F24H 6/00. Нагрівник текучої рідини / Безродний М. К., Назарова І. О., Костюк О. П. Власник Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут". – № u2006 13907; заявл. 27.12.2006; опубл. 25.04.2007., Бюл. № 5.
13. Лыков А. В. Тепломассообмен / Лыков А. В. – М. : Энергия, 1978. – 480 с.

*Рукопис надійшов 02.10.2009 р.*

УДК 669.046.554:669.184.132:53.072

**Волкова Е.И.** – к.т.н., зав. лаб., Институт производства чугуна и стали,  
Технический Университет «Горная академия Фрайберг» (IEST TUBAF)

**Рябов Д.Ю.** – ас., IEST TUBAF

**Шеллер П.Р.** – д.т.н., проф., IEST TUBAF

## **ОБРАЗОВАНИЕ ГАЗОВОЙ СТРУИ И РАЗРЫВ ШЛАКОВОГО СЛОЯ ПРИ ПРОДУВКЕ ЖИДКОЙ СТАЛИ ГАЗОМ В КОВШЕ ВНЕПЕЧНОЙ ОБРАБОТКИ**

*Продувку инертным газом используют для гомогенизации химического состава и температуры, для удаления неметаллических включений и для легирования. Знание характеристик двухфазового потока при этом важно для оптимизации и управления перечисленными процессами. Были проведены промышленные и лабораторные исследования геометрических и скоростных характеристик двухфазового потока, а также геометрии разрыва шлакового слоя. Геометрические характеристики и скорость движения двухфазового потока показывают сильную зависимость от вдуваемого количества аргона. Анализ подобия показал, что критерий Мортонса подходит для моделирования процесса продувки жидкой стали газом. Экспериментальные исследования подтвердили хорошую сходимость результатов между лабораторными и производственными агрегатами.*

*Ключевые слова:* продувка стали, продувочное пятно, двухфазовый поток, диаметр пузырька, гидравлическая модель, физическое подобие.

### **Введение**

В данной работе представлены результаты промышленных и лабораторных исследований образования двухфазового потока, продувочного пятна и разрыва шлакового слоя при продувке жидкой стали в ковше. Продувку инертным газом используют для гомогенизации химического состава и температуры, для удаления неметаллических включений и для легирования. Промышленные исследования проводились в заводских условиях в 30-тонном ковше. Во время лабораторных исследований использовалась гидравлическая модель ковша (масштаб 1:4,5), причём расходы газа устанавливались в соответствии с критерием подобия Мортонса.

### **Постановка задачи**

Использование гидравлических моделей для изучения гидродинамики продувки жидкой стали газом не ново. Процессы перемешивания и разрыва шлакового слоя при продувке, используя гидравличес-

ские модели с различными маслами, были изучены в [1 – 8]. При этом, площадь разрыва шлакового слоя или размер продувочного пятна изменились как функции геометрии газового сопла, количества сопел, скорости продувки, соотношения диаметра и высоты ковша, а также толщины шлакового слоя. В качестве критерия подобия в работе [4 – 5] использовался критерий Фруда, а в работах [6] и [8] следующие функции:

$$\dot{V}_{\text{модель}} = \lambda^{2,75} \dot{V}_{\text{ковши}}, [\text{м}^3/\text{с}]; \quad (1)$$

$$\dot{V}_{\text{модель}} = \lambda^{2,5} \dot{V}_{\text{ковши}}, [\text{м}^3/\text{с}], \quad (2)$$

где  $\lambda$  – масштаб геометрического подобия.

**Целью данной работы** являлось изучение гидродинамики образования двухфазового потока (размер пузырьков, угол раскрытия струи, скорость двухфазового потока, размер продувочного пятна) и разрыва шлакового слоя как функции скорости продувки в лабораторных и промышленных условиях. Кроме того, был проведен анализ подобия и найден необходимый критерий для условий продувки.

### Экспериментальная часть

Лабораторные исследования проводились в гидравлической модели диаметром 445 мм и высотой 500 мм, выполненной из плексигласа. В качестве жидкости стали использовалась вода, шлака – масло, продувочного газа – аргон. При этом, высота слоя воды была 440 мм, а высота слоя масла 6 мм. Исследования проводились как с маслом, так и без. Для подвода аргона в центр днища модели была встроена пористая пробка диаметром 30 мм. Для определения скорости двухфазового потока, диаметра пузырьков и угла раскрытия струи использовалось лазерное оборудование по методам PIV(particle image velocimetry) и PLIF (planar laser-induced fluorescence). Диаметр продувочного пятна и разрыва шлакового слоя измерялся с помощью программы «Image C» по фотографиям, полученным во время съемки процесса CCD-камерой.

Промышленные исследования проводились в 30-тонном ковше VOD-(вакуум-кислородное обезуглероживание)-процесса. При этом высота слоя жидкости стали была 190 – 220 см, а соотношение диаметра и высоты было 1,1 – 1,2. Аргон подавался в днище ковша через пористую пробку диаметром от 6 до 10 см в зависимости от износа. С целью измерения геометрии продувочного пятна, в ковш с жидкостью сталью, без шлака, опускался на 15 – 30 см стальной лист толщиной 5 мм. Профиль листа после оплавления измерялся. Скорость движения отдельных пузырьков в двухфазовой струе была определена в «спокойном»

ковше путем быстрого (время менее 1 с) открывания преднастроенной газовой задвижки. Скорость продувки составляла 35 – 230 нЛ/мин. Исходя из диаметра, высоты продувочного пятна (профиль оплавленного листа) и скорости движения пузырьков, с помощью методики, описанной в [9], были рассчитаны скорость двухфазового потока, диаметр пузырьков и угол раскрытия струи.

### Анализ подобия

При анализе подобия было принято, что процесс продувки жидкой стали газом в ковше зависит от следующих параметров: плотность жидкости  $\rho_l$  [ $\text{кг}/\text{м}^3$ ], плотность газа  $\rho_g$  [ $\text{кг}/\text{м}^3$ ], динамическая вязкость жидкости  $\eta_l$  [ $\text{кг}/(\text{с}\cdot\text{м})$ ], диаметр сопла  $d$  [м], скорость газа  $v_g$  на выходе из сопла [ $\text{м}/\text{с}$ ], ускорение силы тяжести  $g$  [ $\text{м}/\text{с}^2$ ], поверхностное натяжение  $\sigma$  [ $\text{кг}/\text{с}^2$ ].

Для нахождения решения использовался матричный метод Крамера. Решение показало, что процесс продувки может быть модифицированным критерием Мортонса:

$$Mo = \frac{(\rho_l - \rho_g)^3 g^2 d \eta_l^4}{\sigma^6 \rho_g^4 v_g^2} = \frac{Eo^3 Fr^2}{Re^4}, \quad (3)$$

где  $Eo$  – Оствос,  $Fr$  – Фруд и  $Re$  – Рейнольдс критерии.

При проведении исследований на гидравлической модели в качестве критерия подобия использовался критерий Мортонса. Свойства воды, стали и аргона для расчета Мортонса приведены в таблице 1. В таблице 2 приведены рассчитанные для промышленных и лабораторных условий критерии Мортонса и расходы газа.

Таблица 1  
Свойства воды, стали и аргона

	Плотность [ $\text{кг}/\text{м}^3$ ]		Динамическая вязкость [ $\text{Па}\cdot\text{с}$ ]	Поверхностное натяжение [ $\text{кг}/\text{с}^2$ ]
Сталь	7000		0,004998	1
Вода	998,2		0,001001	0,073
Аргон	25 °C	1550 °C	$22,7 \cdot 10^{-6}$	–
	1,662	0,275		

Таблица 2

Рассчитанные критерии Мортони и скорости продувки

Критерий Мортона		Расход аргона	
Промышленный 30т. ковш	Гидравлическая модель	Промышленный 30т. ковш [нЛ/мин]	Гидравлическая модель [Л/ч] при 3 атм
11582	11582	35	15
3941	3941	60	25
985	985	120	50
438	438	180	75
246	246	240	100

### Результаты

В таблице 3 представлены значения угла раскрытия струи и диаметра продувочного пятна. Экспериментально полученные лабораторные данные по углу раскрытия двухфазной струи полностью совпадают с промышленными результатами, полученными в ходе исследований в 30-тонном ковше. Соотношение диаметров продувочных пятен лабораторных и промышленных исследований равно приблизительно 4,5, что соответствует геометрическому подобию гидравлической модели.

Таблица 3

Угол раскрытия двухфазной струи и диаметр продувочного пятна

Критерий Мортона	Расход аргона		Угол раскрытия струи [°]		Диаметр продувочного пятна при работе без шлака/ масла [мм]		
	30т ковш [нЛ/мин]	модель [Л/ч], 3 атм	30т- ковш	модель	30т- ковш	модель	соотношение
11582	35	15	3,06	3,56	603,52	143	4,22
3941	60	25	4,38	4,79	658,27	153	4,30
985	120	50	6,93	5,77	789,67	169	4,67
438	180	75	9,07	8,01	921,07	200	4,61
246	240	100	10,98	9,46	1052,47	231	4,56

Наблюдаемый разрыв шлака и высота подъема жидкой стали показаны на рис. 1. С повышением расхода аргона увеличивается как диаметр разрыва, так и высота поднятия жидкой стали. Подъем стали имеет максимальную высоту в центре разрыва. Диаметр увеличивается с увеличением расхода газа, а высота подъема зависит от количества газа и кинетической энергии потока.

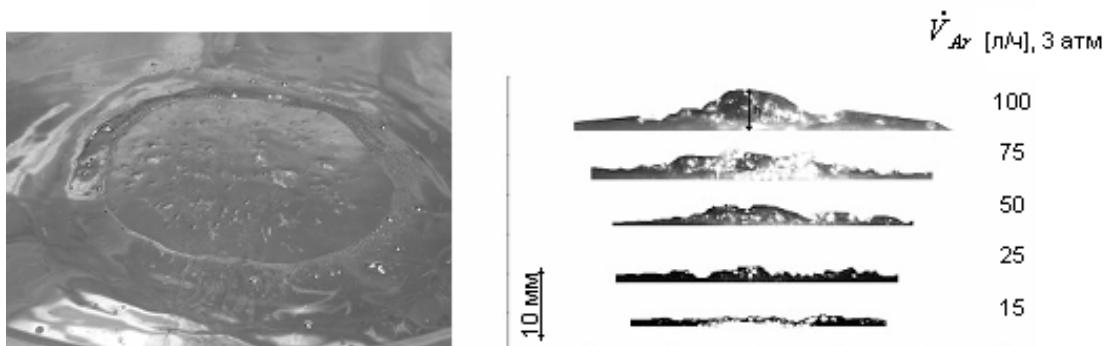


Рис. 1. Разрив шлака и высота поднятия жидкой стали в гидравлической модели

Скорость подъема пузырьков была исследована в «спокойном» ковше путем быстрого (время менее 1 с) открывания преднастроенной газовой задвижки, рис. 2. Экстраполяцией полученных значений установили, что скорость движения пузырька при расходе газа, близком к нулю, составляет 37 см/с. С помощью уравнения Мендельсона (4)

$$v_b = \left( \frac{2\sigma}{\rho_l \cdot d_b} + \frac{1}{2} g \cdot d_b \right)^{0,5}, \quad (4)$$

где  $v_b$  скорость пузырька [м/с],  $d_b$  диаметр пузырька [м], был вычислен эквивалентный средний диаметр пузырька в 30-ковше. При значении 37 см/с средний диаметр пузырька равен 2,5 см для раскисленных плавок.

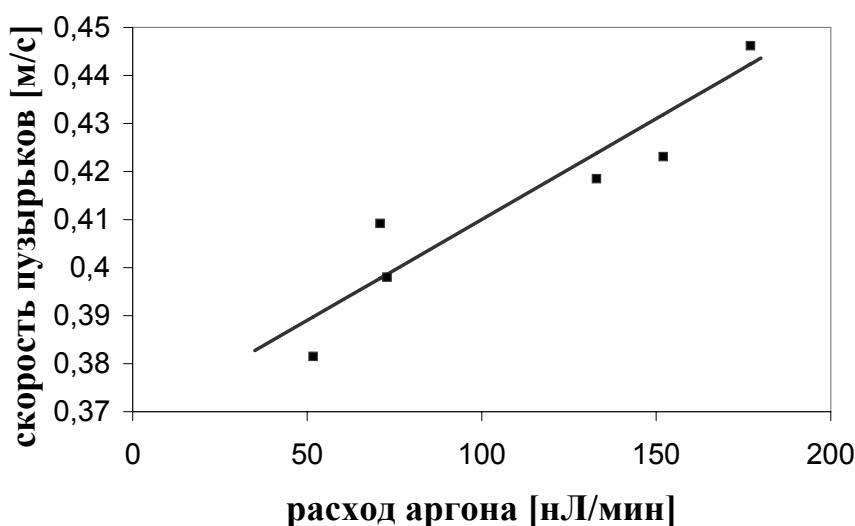


Рис. 2. Скорость отдельных пузырьков в двухфазовом потоке в 30т-ковше

Размер газовых пузырьков изменяется по высоте гидравлической модели и увеличивается с повышением расхода газа, рисунок 3. Двухфазовый поток ускоряется по высоте ковша, а также его скорость растет с увеличением расхода газа, рисунок 4.

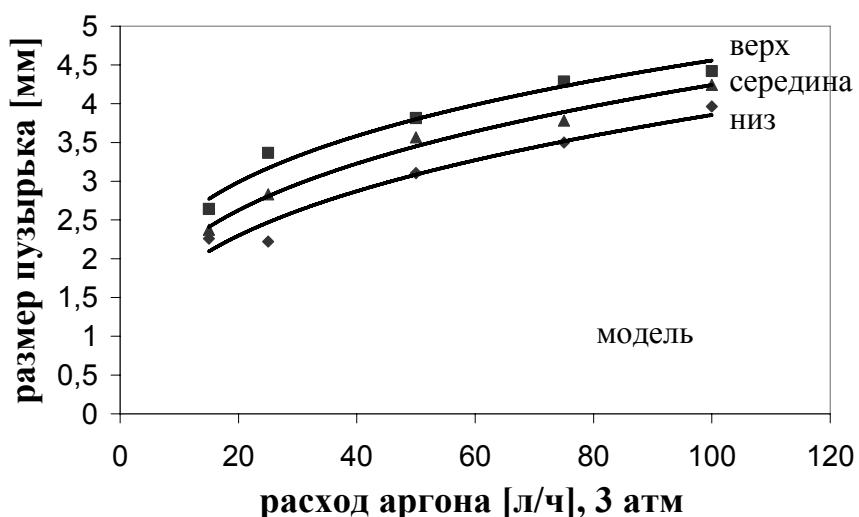


Рис. 3. Измеренный диаметр пузырьков, гидравлическая модель

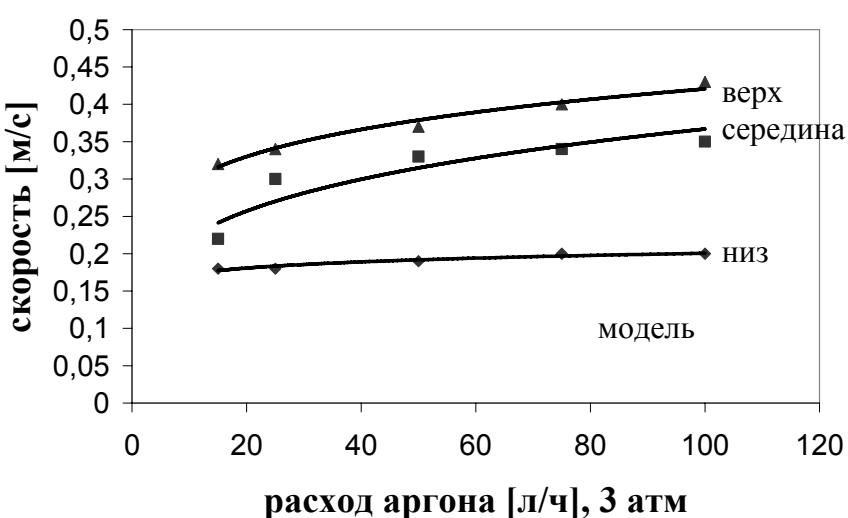


Рис. 4. Измеренная скорость двухфазового потока, гидравлическая модель

Диаметр разрыва шлакового слоя увеличивается с повышением расхода газа и уменьшается с утолщением шлакового слоя, рисунок 5.

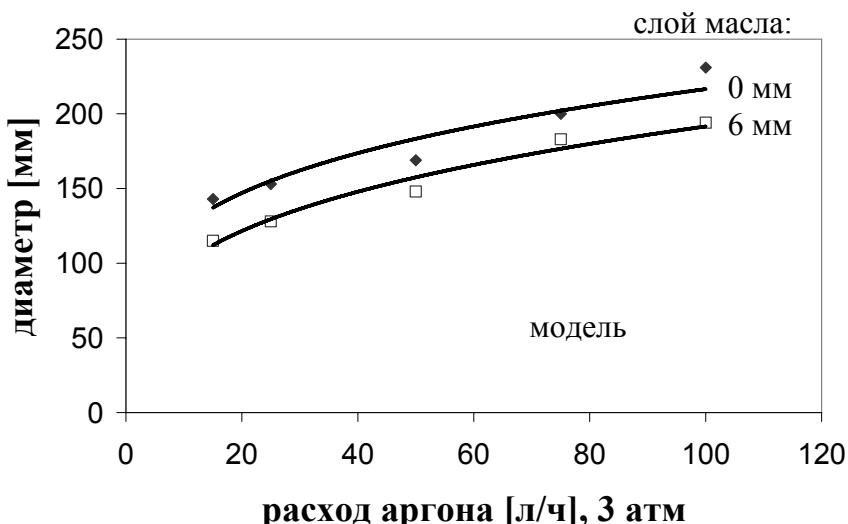


Рис. 5. Диаметр разрыва шлакового слоя, гидравлическая модель

### Выводы

Геометрические характеристики и скорость движения двухфазового потока показывают сильную зависимость от вдуваемого количества аргона. Анализ подобия показал, что критерий Мортонса подходит для моделирования процесса продувки жидкой стали газом. Экспериментально подтверждена хорошая сходимость результатов лабораторных и производственных исследований.

### Список литературы

1. Dayal P. Study of slag/metal interface in ladle treatment / P. Dayal, K. Beskow, J. Bjorkvall // Ironmaking and Steelmaking. – 2006. – № 6. – C. 454–464.
2. Sand U. Control of gas bubbles and slag layer in a ladle furnace by electromagnetic stirring [Електронний ресурс] : AISTech 2008, Iron and Steel Technology Conference / U. Sand, Y. Hongliang, Y.E. Eriksson, Fdilla B. Rebei – 80 Min / 700 MB. – Pittsburgh : Iron and Steel Technology Conference, 2008. – (AISTech) – 1 електрон. опт. диск (CD-ROM) ; 12 см. – Систем. вимоги : Pentium ; 32 Mb RAM ; Windows 95, 98, 2000, XP ; MS Word 97-2000. – Назва з контейнера.
3. Sand U. Study on fluiddynamic features of combined gas and electromagnetic stirring in ladle furnace / U. Sand, Y. Hongliang, Y.E. Eriksson, Fdilla B. Rebei // Scanmet, 3<sup>rd</sup> International Conference on Process Development in Iron and Steelmaking. – 2008. – C. 459–468.
4. Smirnov A. Optimization of argon-injection process parameters for ladle treatment of steel / A. Smirnov, S. Eronko, I. Kovalenko, R. Giessen // EOSC, 5<sup>th</sup> European Oxygen Steelmaking Conference. – 2006. – № 5. – C. 272 – 279.

5. Maruoka N. Influence of bottom stirring conditions on gas-liquid reaction rate / N. Maruoka, F. Lazuardi, T. Maeyama, H. Nogami // Scanmet, 3<sup>rd</sup> International Conference on Process Development in Iron and Steelmaking. – 2008. – C. 449–458.
6. Dong-Yuan Sheng Study on steel/slag interaction in a gas stirring ladle by numerical simulation and physical modelling experiment / Sheng Dong-Yuan // Clean Steel, 7<sup>th</sup> International Conference on Clean Steel. – 2007. – C. 183–192.
7. Krishnakumar K. A model study of slag eye formation during gas purging at the surface of a metal bath / K. Krishnakumar, G.A. Irons // ICS 2005, 3rd International Congress on the Science and Technology of Steelmaking. – 2005. – № 1. – C. 833 – 844.
8. Pereira J. A. M. Variation on the geometric profile of a steelmaking ladle and its effect on the mixing / J. A. M. Pereira, M. G. Francois, J. L. D. Ribero, A. C. F. Viela // Steel Grips. – 2006. – № 1. – C. 34–39.
9. Steinmetz E. Beitrag zu den Stroemungsverhaeltnissen in einer Spuelsteinpfanne / E. Steinmetz, P.R. Scheller // Stahl und Eisen. – 1987. – № 9. – C. 57–65.

*Рукопись поступила 10.06.2009 г.*

УДК 669.046:532

**Гичёв Ю.А.** – д.т.н., проф., Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ)

**Бевз Л.С.** – магистрант, НМетАУ

**Коваль К.М.** – н.с., Днепропетровский национальный университет

**Ступак М.Ю.** – магистрант, НМетАУ

## **ОПЫТНО-ПРОМЫШЛЕННЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПУЛЬСАЦИОННОГО СЖИГАНИЯ ТОПЛИВА ПРИ СУШКЕ И РАЗОГРЕВЕ СТАЛЕРАЗЛИВОЧНЫХ КОВШЕЙ**

*Приведены результаты опытно-промышленных исследований пульсационного сжигания топлива при сушке и разогреве сталеразливочных ковшей. Установлена достаточно высокая работоспособность и экономичность системы пульсационного сжигания. Уменьшение потребления природного газа и, соответственно, его экономия составили при сушке ковшей 8 ÷ 25 %, а при разогреве – 20 ÷ 38 %. Представлен анализ полезно использованной теплоты и потеря теплоты в сравнении с обычной технологией термообработки ковшей (без пульсаций). При пульсационной обработке заметно возрастает полезное использование теплоты топлива за счет интенсификации теплообмена и снижения химического недожога топлива. Интенсификации теплообмена способствует исключение застойных зон в рабочем объеме ковша вследствие пульсаций и соответствующего увеличения активной тепловоспринимающей поверхности рабочего объема ковша.*

**Ключевые слова:** пульсация, сушка, разогрев, сталеразливочный ковш, интенсификация теплообмена.

### **Введение**

Процессы сушки и разогрева сталеразливочных ковшей достаточно энергоемкие, потребляющие значительное количество топлива. При этом жесткие технологические условия процессов сушки и разогрева ковшей, а также отсутствие возможностей изменения технологии термообработки, ограничивают количество вариантов для выбора технического решения по экономии топлива.

В числе возможных технических решений выгодно выделяется применение пульсационного сжигания топлива, что особенно проявляется при реализации так называемого «технологического резонанса», то есть, когда частота пульсаций газовых потоков, участвующих в горении, совпадает с частотой собственных колебаний в объеме ковша [1 – 3].

При сушке и разогреве сталеразливочных ковшей применение системы пульсационного сжигания топлива создает предпосылки для экономии топлива без изменения основных принципов по технологиям сушки и разогрева ковшей, сложившихся на предприятии.

### **Постановка задачи**

В случае резонанса, когда частота вынужденных колебаний совпадает с частотой собственных колебаний агрегата, эффект пульсаций заметно возрастает при минимальных энергозатратах, связанных с генерацией пульсаций.

Кафедрой промышленной теплоэнергетики НМетАУ совместно с сотрудниками лаборатории струйных процессов ДНУ эффект резонансного воздействия при пульсационном сжигании топлива был опробован на процессах сушки и разогрева сталеразливочных ковшей в электросталеплавильном цехе № 2 Оскольского электрометаллургического комбината.

Задача данной работы заключалась в оценке целесообразности применения пульсационно-резонансного сжигания топлива при сушке и разогреве сталеразливочных ковшей в промышленных условиях путем решения следующих вопросов:

- а) внедрение разработанной системы пульсационно-резонансного сжигания топлива и оценка ее работоспособности в промышленных условиях;
- б) анализ результатов опытно-промышленных исследований по сушке и разогреву сталеразливочных ковшей в пульсационном режиме и сравнение результатов с сушкой и разогревом в обычных условиях (без пульсаций);
- в) разработка методики теплотехнического анализа процессов сушки и разогрева сталеразливочных ковшей на основе опытных данных;
- г) расчет и анализ статей тепловых балансов процессов сушки и разогрева сталеразливочных ковшей в обычном и пульсационном режимах;
- д) разработка рекомендаций по экономии природного газа в процессах сушки и разогрева сталеразливочных ковшей с учетом пульсационно-резонансных эффектов.

### **Методика и результаты опытно-промышленных исследований**

Общий вид опытного стенда и схема аппаратурного обеспечения технологии пульсационного сжигания представлены на рисунке 1.

Для сжигания топлива на стенде предусмотрена горелка типа «труба в трубе». Пульсации газового потока обеспечиваются пульсатором, установленным на газопроводе и выполненным в виде вра-

щающеся золотника с отверстием. Привод золотника осуществляется электродвигателем постоянного тока, подключенным к сети через реостат. Байпас пульсатора в комбинации с установленным на нем вентилем позволяют регулировать амплитуду пульсаций.

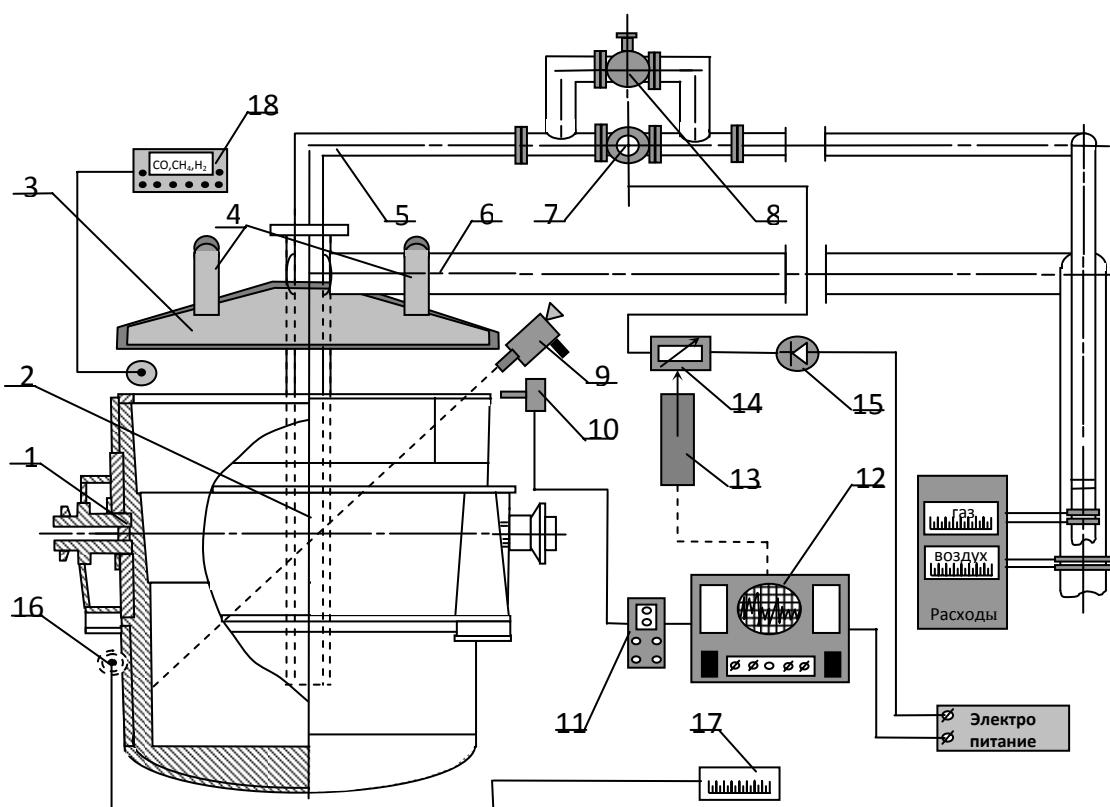


Рис. 1. Общий вид опытного стенда:

- 1 – ковш; 2 – горелка; 3 – крышка ковша; 4 – газоходы для отвода продуктов сгорания; 5 – газопровод; 6 – воздухопровод; 7 – пульсатор;
- 8 – байпас; 9 – радиационный пиromетр; 10 – акустический зонд;
- 11 – предусилитель; 12 – анализатор спектра; 13 – исполнительный механизм; 14 – реостат; 15 – выпрямитель; 16 – термопара;
- 17 – потенциометр; 18 – хроматограф

При вращении золотника проходное сечение трубопровода, по- дающего природный газ, прерывается с заданной частотой, что при- водит к периодическому сжатию и разрежению потока природного га-за и образованию упругих колебаний. Необходимая для резонанса частота прерывания газового потока определяется при помощи аку- стического зонда, посылающего сигнал на предусилитель. Усиленный сигнал направляется к анализатору спектра. По спектральному анали-зу определяется частота, на которой амплитуда колебаний максималь-на. Данная частота является перспективной для получения технologi-ческого резонанса и, соответственно, определяет число оборотов элек-

тродвигателя пульсатора, частоту вращения золотника и частоту прерывания  $\omega$  газового потока:

$$\omega = 2\pi \cdot n \cdot N \cdot 1 / 60, \text{ Гц}, \quad (1)$$

где  $n$  – число оборотов золотника, об/мин;  $N$  – количество отверстий в золотнике, шт.

Частота пульсаций регулируется изменением напряжения электротока путем изменения сопротивления реостата исполнительным механизмом. Амплитуда пульсаций регулируется положением вентиля на байпасе, позволяющим изменять соотношение расходов газа, прошедшего через пульсатор и через байпас.

Температура футеровки ковша определялась пиromетром. Контактной термопарой измерялась температура кожуха ковша. Эти температуры позволяют контролировать процессы сушки и разогрева сталеразливочных ковшей в соответствии с требованиями технологических инструкций.

Испытания пульсационного устройства проводились после доработки газового сопла горелки с целью уменьшения ее акустического сопротивления. При сушке как нормативного Н (без пульсаций), так и опытных ковшей (с пульсациями), соблюдались основные правила технологической инструкции, принятой на комбинате. Результаты испытаний при сушке и разогреве сталеразливочных ковшей представлены, соответственно, в таблицах 1 и 2.

Таблица 1  
Результаты испытаний на посту сушки сталеразливочных ковшей

№ опыта	№ ковша	Частота пульсаций, Гц	Температура футеровки, °C	Температура кожуха, °C	Общий расход природного газа, м <sup>3</sup>	Экономия природного газа, %
–	Н	–	900	75	2570	–
1	36	45÷55, 18÷25	>900	77	2370	7,8
2	31	18÷25	1050÷1060	78	2120	17,5
3	2	18÷25	1100	75	2450	4,7
4	5	18÷25	1050÷1120	79	2230	13,2
5	12	18÷25	1050÷1120	80	2215	13,8
6	25	18÷25	>900	87	1920	25,3
7	36	18÷25	>900	74	2140	16,7
8	30	18÷25	>900	76	2230	13,2

Таблица 2

Результаты испытаний на посту разогрева сталеразливочных ковшей

№ опыта	№ ковша	Частота пульса- ций, Гц	Температура, °C		Общий расход природного газа, м <sup>3</sup>	Экономия природного газа, %
			футеровки	кожуха		
–	H	18 ÷ 30	900	93	2000	–
1	38	18 ÷ 30	879	89	1550	22,5
2	9	18 ÷ 30	910	97	1610	19,5
3	19	18 ÷ 30	750	82	1335	33,3
4	8	18 ÷ 30	737	77	1245	37,8
5	12	18 ÷ 30	777	84	1425	28,8

В целом результаты испытаний системы пульсационного сжигания топлива на постах сушки и разогрева сталеразливочных ковшей позволили сделать следующие выводы:

- а) испытания показали достаточно высокую работоспособность пульсационного устройства в промышленных условиях и возможность обеспечения требуемых технологических условий при сушке и разогреве ковшей;
- б) технологический резонанс установлен при сушке ковшей в диапазоне частот 18 ÷ 25 Гц, а при разогреве ковшей – 18 ÷ 30 Гц.
- в) уменьшение потребления природного газа и, соответственно, его экономия составили при сушке ковшей 7,8 ÷ 25,3 %, а при разогреве – 19,5 ÷ 37,8 %.

### Методика обработки опытных данных и анализ эффективности пульсационного сжигания топлива

Методика обработки опытных данных основана на расчетах теплового баланса процессов сушки и разогрева сталеразливочных ковшей.

*Приходная часть теплового баланса* включает теплоту сгорания топлива:

$$Q_{гор} = B \cdot Q_h^p, \text{ МДж} \quad (2)$$

где  $B$  – расход природного газа на сушку или нагрев ковша, м<sup>3</sup>;  $Q_h^p$  – теплота сгорания природного газа, МДж/м<sup>3</sup>.

*Расходная часть теплового баланса* включает следующие статьи:

- а) расход теплоты на нагрев рабочей кладки:

$$Q_p = M_p \cdot \left[ \left( C_p \right)_0^{\bar{t}_k^p} \cdot \bar{t}_k^p - \left( C_p \right)_0^{t_h} \cdot t_h \right] \cdot 10^{-3}, \text{ МДж} \quad (3)$$

где  $M_p$  – масса рабочей кладки, выполненной из высокоглиноземистых оgneупоров (определяется конструктивными характеристиками ковша), кг;  $\bar{t}_k^p$  – средняя температура рабочей кладки в конце термообработки, °C;  $(C_p)_0^{\bar{t}_k^p}$ ;  $(C_p)_0^{t_h}$  – средние теплоемкости материала рабочей кладки, кДж/(кгK);  $t_h$  – начальная температура футеровки ковша, °C.

б) расход теплоты на нагрев арматурного ряда:

$$Q_{ap} = M_{ap} \cdot \left[ (C_{ap})_0^{\bar{t}_k^{ap}} \cdot \bar{t}_k^{ap} - (C_{ap})_0^{t_h} \cdot t_h \right] \cdot 10^{-3}, \text{ МДж} \quad (4)$$

где  $M_{ap}$  – масса арматурного ряда футеровки, кг;  $\bar{t}_k^{ap}$  – средняя температура арматурного ряда в конце нагрева, °C;  $(C_{ap})_0^{\bar{t}_k^{ap}}$ ;  $(C_{ap})_0^{t_h}$  – средние теплоемкости материала (шамота) арматурного ряда, кДж/(кг K).

в) расход теплоты на нагрев термоизоляции:

$$Q_{uz} = M_{uz} \cdot \left[ (C_{uz})_0^{\bar{t}_k^{uz}} \cdot \bar{t}_k^{uz} - (C_{uz})_0^{t_h} \cdot t_h \right] \cdot 10^{-3}, \text{ МДж} \quad (5)$$

где  $M_{uz}$  – масса термоизоляции, кг;  $\bar{t}_k^{uz}$  – средняя конечная температура изоляции, °C;  $(C_{uz})_0^{\bar{t}_k^{uz}}$ ;  $(C_{uz})_0^{t_h}$  – средние теплоемкости материала термоизоляции, кДж/(кг K).

г) расход теплоты на нагрев кожуха:

$$Q_k = M_k \cdot \left[ (C_k)_0^{\bar{t}_k^k} \cdot \bar{t}_k^k - (C_k)_0^{t_h} \cdot t_h \right] \cdot 10^{-3}, \text{ МДж} \quad (6)$$

где  $M_k$  – масса кожуха ковша, кг;  $\bar{t}_k^k$  – температура кожуха в конце термообработки, °C;  $(C_k)_0^{\bar{t}_k^k}$ ;  $(C_k)_0^{t_h}$  – средние теплоемкости кожуха, кДж/(кгK).

д) расход теплоты на нагрев крышки:

$$Q_{kp} = M_{kp} \cdot \left[ (C_{kp})_0^{\bar{t}_k^{kp}} \cdot \bar{t}_k^{kp} - (C_{kp})_0^{t_h} \cdot t_h \right] \cdot 10^{-3}, \text{ МДж} \quad (7)$$

$M_{kp}$  – масса крышки, кг;  $\bar{t}_k^{kp}$  – температура крышки в конце термообработки, °C;  $(C_{kp})_0^{\bar{t}_k^{kp}}$ ;  $(C_{kp})_0^{t_h}$  – средние теплоемкости материала крышки соответствующие температурам  $\bar{t}_k^{kp}$  и  $t_h$ , кДж/(кгK).

е) расход теплоты на испарение влаги при сушке ковшей (при разогреве ковшей статья отсутствует):

$$Q_{usn} = W_{el} \cdot [r + (C_{H_2O})_0^{\bar{t}_{yx}} \cdot \bar{t}_{yx} - (C_{H_2O})_0^{100} + C_e(100 - t_h)] \cdot 10^{-3}, \text{ МДж} \quad (8)$$

где  $W_{el}$  – масса испаряемой при сушке влаги, определяемая по формуле:

$$W_{el} = (M_p + M_{ap}) \cdot \frac{\omega_h - \omega_k}{100 - \omega_h} \cdot \frac{100}{100 - \omega_k}, \text{ кг}. \quad (9)$$

Здесь  $\omega_h$  и  $\omega_k$  – соответственно начальная и конечная относительные влажности футеровки ковша, %;  $r$  – удельный расход теплоты на испарение влаги, кДж/кг;  $\bar{t}_{yx}$  – средняя за цикл термообработки температура уходящих, газов, °C;  $(C_{H_2O})_0^{\bar{t}_{yx}}$ ;  $(C_{H_2O})_0^{100}$  – средние теплоемкости водяного пара в соответствии с температурами  $\bar{t}_{yx}$  и 100 °C, кДж/(кгК);  $C_e$  – теплоемкость воды, кДж/(кгК).

ж) потери теплоты с уходящими газами:

$$Q_{yx} = 1,1 \cdot V_{nc} \cdot B \cdot \sum_{i=1}^4 (C_i)_0^{\bar{t}_{yx}} v_i \cdot \bar{t}_{yx} \cdot 10^{-3}, \text{ МДж} \quad (10)$$

где 1,1 – коэффициент, учитывающий подсос воздуха в зазор между верхним срезом ковша и крышкой;  $V_{nc}$  – удельный объем продуктов сгорания,  $m^3/m^3$ ;  $(C_i)_0^{\bar{t}_{yx}}$  – средние теплоемкости компонентов продуктов сгорания при температуре  $\bar{t}_{yx}$ , кДж/( $m^3 K$ );  $v_i$  – объемные доли компонентов в общем объеме продуктов сгорания, доли ед.

з) потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива:

$$Q_{xim} = 12,645 \cdot v_{CO} \cdot V_{nc} \cdot B, \text{ МДж} \quad (11)$$

где 12,645 – теплота сгорания монооксида углерода (CO), МДж/ $m^3$ ;  $v_{CO}$  – содержание CO в продуктах сгорания, доли ед.

и) потери теплоты вследствие теплопередачи через футеровку ковша:

$$Q_{cm}^{mn} = \frac{1}{\sum_{i=1}^4 \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} \cdot (\bar{t}_{nov}^u - t_{ov}) \cdot \bar{F} \cdot 3600 \cdot \tau \cdot 10^{-6}, \text{ МДж} \quad (12)$$

где  $\delta_i$  – толщина соответствующего  $i$ -го слоя футеровки ковша (принимается по конструктивным характеристикам ковша), м;  $\lambda_i$  – коэффициент теплопроводности  $i$ -го слоя футеровки ковша при средней температуре за цикл термообработки для данного слоя, Вт/(м K);  $\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности кожуха к

окружающему воздуху,  $Bm/(m^2 K)$ ;  $\bar{t}_{нов}^u$  – средняя за цикл термообработки температура поверхности футеровки,  $^{\circ}C$ ;  $t_{ов}$  – температура окружающего воздуха,  $^{\circ}C$ ;  $\bar{F}$  – среднее значение площади поверхности стенок ковша,  $m^2$ ;  $\tau$  – продолжительность термообработки ковша, ч.

к) потери теплоты теплопередачей через крышку:

$$Q_{cm}^{mn} = \frac{1}{\delta_{kp}} \cdot \frac{1}{\frac{1}{\lambda_{kp}} + \frac{1}{\alpha_2}} \cdot (\bar{t}_{kp}^u - t_{ov}) \cdot F_{kp} \cdot 3600 \cdot \tau \cdot 10^{-6}, MДж \quad (13)$$

где  $\delta_{kp}$  – коэффициент теплопроводности слоя футеровки крышки при средней температуре за цикл термообработки для данного слоя,  $kДж/(кг K)$ ;  $\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности крышки к окружающему воздуху,  $Bm/(m^2 K)$ ;  $\bar{t}_{kp}^u$  – средняя за цикл нагрева температура крышки (определяется как среднеарифметическая величина),  $^{\circ}C$ ;  $F_{kp}$  – площадь поверхности крышки,  $m^2$ .

л) потери теплоты излучением в зазор между верхним срезом ковша и крышкой:

$$Q_{изл} = 5,67 \cdot \left( \frac{T_k}{100} \right)^4 \cdot S \cdot \Phi \cdot 3600 \cdot \tau \cdot 10^{-6}, MДж \quad (14)$$

где 5,67 – коэффициент излучения абсолютно черного тела,  $Bm/(m^2 K^4)$ ;  $T_k$  – средняя температура в объеме ковша в процессе термообработки,  $K$ ;  $S$  – площадь зазора между ковшом и крышкой,  $m^2$ ;  $\Phi$  – коэффициент диафрагмирования;  $\tau$  – продолжительность термообработки ковша, ч.

Анализ тепловых балансов процессов сушки и разогрева сталеразливочных ковшей заключался в сопоставлении полезно использованной теплоты и потеря теплоты.

К полезно использованной теплоте относятся расходы теплоты на нагрев рабочей кладки  $Q_p$ , арматурного ряда  $Q_{ap}$ , теплоизоляции  $Q_{iz}$ , и кожуха  $Q_k$ , а также расходы теплоты на испарение влаги  $Q_{исп}$  при сушке ковшей. Остальные расходы теплоты относятся к потерям: потери теплоты с уходящими газами  $Q_{yx}$ , от химического недожога топлива  $Q_{хим}$ , теплопередачей через футеровку ковша  $Q_{cm}^{mn}$  и через крышку  $Q_{kp}^{mn}$ , а также потери теплоты на нагрев крышки  $Q_{kp}$  и потери теплоты излучением через зазор между верхним срезом ковша и крышкой  $Q_{изл}$ .

Соотношение между полезно использованной теплотой и потерями теплоты представлено на рисунках 2 и 3, из которых можно сделать следующие выводы:

а) полезное использование теплоты в процессе сушки в среднем в 1,3 раза выше, чем в процессе разогрева, что объясняется дополнительным расходом теплоты на испарение влаги при сушке;

б) полезное использование теплоты в процессах сушки и разогрева сталеразливочных ковшей при пульсационном сжигании топлива во всех опытах выше по сравнению с нормативной технологией, то есть без пульсационного сжигания.

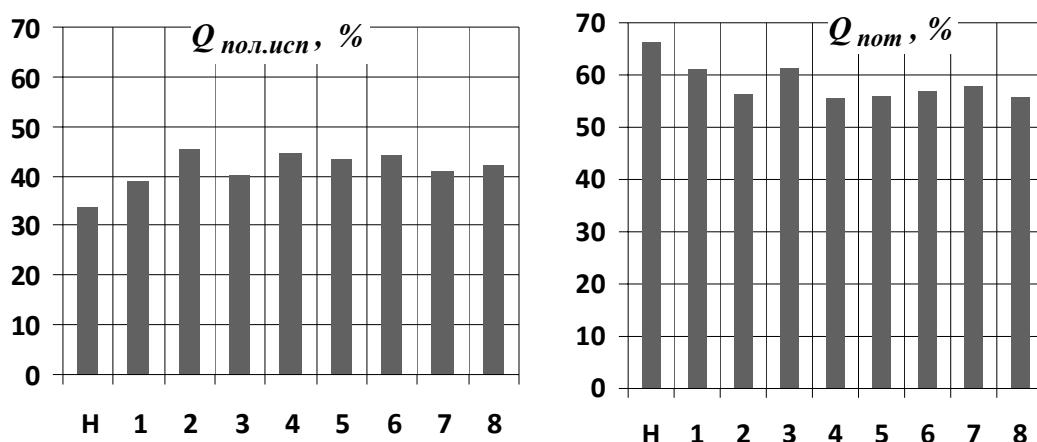


Рис. 2. Соотношение между полезно использованной теплотой  $Q_{\text{пол.исп}}$  и потерями теплоты  $Q_{\text{ном}}$  при сушке сталеразливочных ковшей  
(H – сушка нормативного ковша; 1…8 – номера опытов)

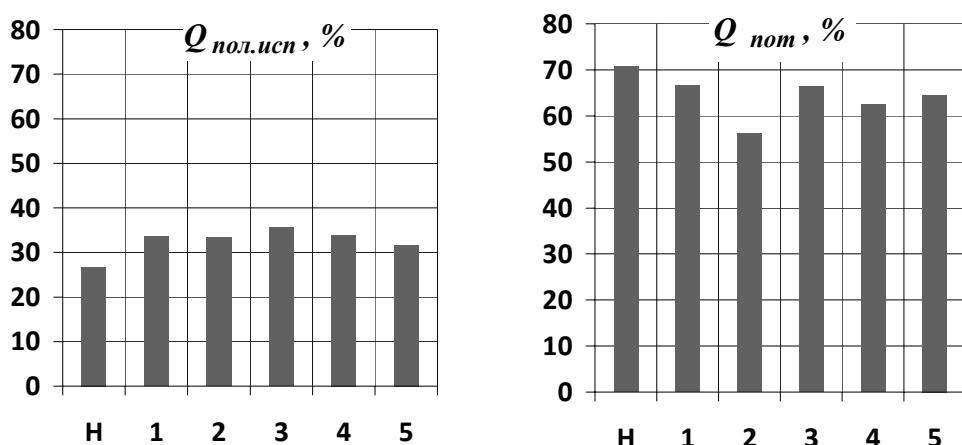


Рис. 3. Соотношение между полезно использованной теплотой  $Q_{\text{пол.исп}}$  и потерями теплоты  $Q_{\text{ном}}$  при разогреве сталеразливочных ковшей  
(H – сушка нормативного ковша; 1…5 – номера опытов)

Сравнение статей затрат полезно использованной теплоты, представленное на рисунках 4 и 5, позволяет сделать следующие выводы:

а) наиболее весомыми статьями полезно использованной теплоты при сушке ковшей являются расходы теплоты на нагрев рабочей кладки, арматурного ряда и испарение влаги;

б) наиболее весомыми статьями полезно использованной теплоты при разогреве ковшей являются расходы теплоты на нагрев рабочей кладки и арматурного ряда;

в) полезно использованная теплота по наиболее весомым статьям расхода при пульсационном сжигании топлива превышает те же статьи при обычном сжигании топлива, что указывает на более интенсивный теплообмен при пульсационных режимах сжигания топлива по сравнению с нормативным.

Соотношения между статьями потерь теплоты, представленные на рисунках 6 и 7, позволяют сделать следующие выводы:

а) наиболее существенными потерями теплоты как в процессе сушки ковшей, так и в процессе разогрева, являются потери теплоты с уходящими газами;

б) при пульсационных процессах сушки и разогрева потери теплоты заметно снижаются по сравнению с обычной термообработкой ковшей, особенно это касается потерь теплоты с уходящими газами и от недожога топлива.

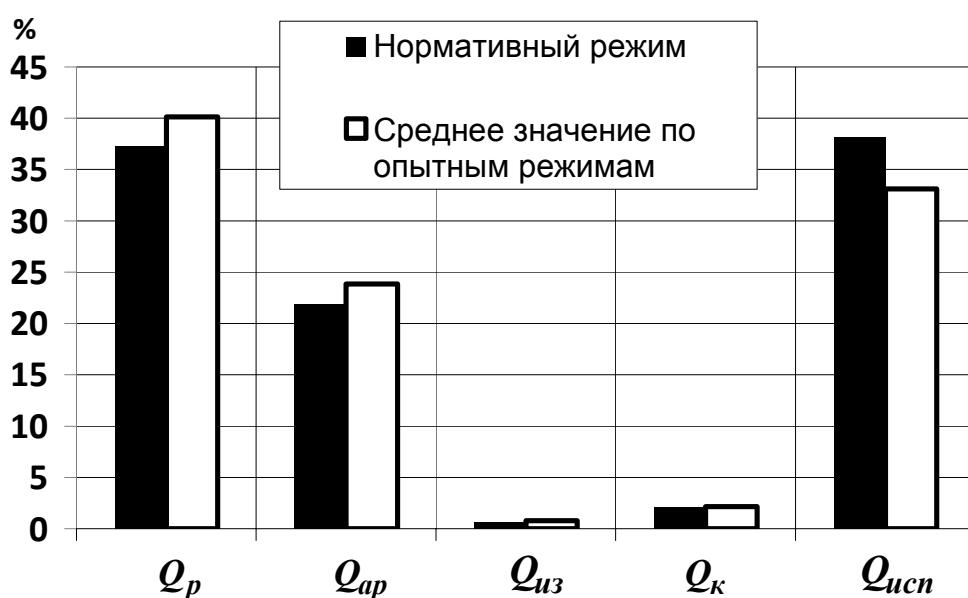


Рис. 4. Соотношение между статьями полезно использованной теплоты при сушке ковшей:  $Q_p$ ,  $Q_{ap}$ ,  $Q_{uz}$ ,  $Q_k$  – расходы теплоты, соответственно, на нагрев рабочей кладки, арматурного ряда, теплоизоляции и кожуха ковша;  $Q_{icn}$  – теплота затраченная на испарение влаги

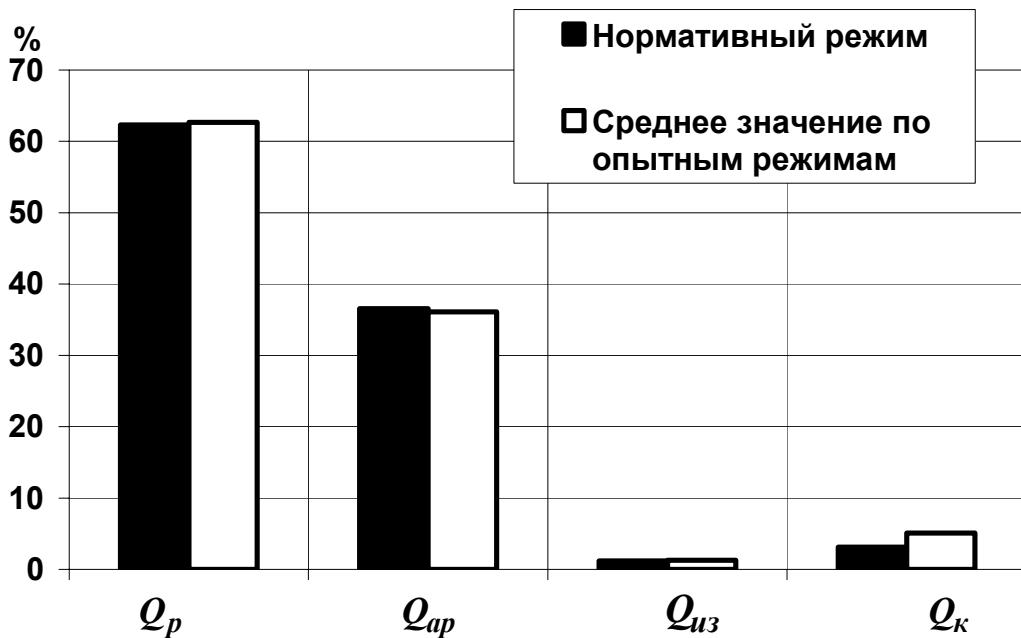


Рис. 5. Соотношение между статьями полезно использованной теплоты при разогреве ковшей:  $Q_p$ ,  $Q_{ap}$ ,  $Q_{uz}$ ,  $Q_k$  – расходы теплоты, соответственно, на нагрев рабочей кладки, арматурного ряда, теплоизоляции и кожуха ковша

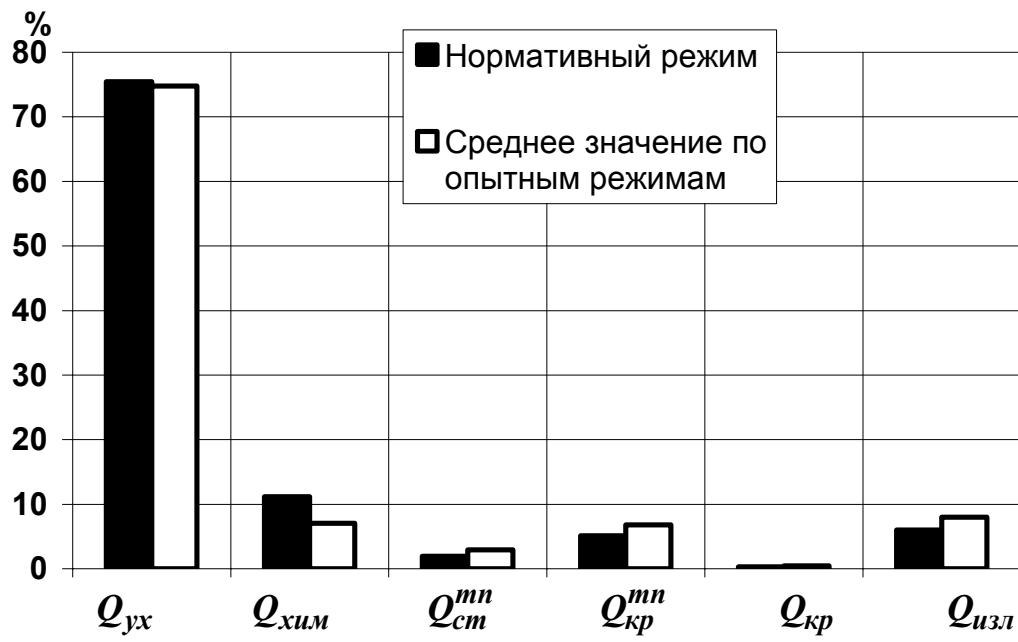


Рис. 6. Соотношение между статьями потерь теплоты при сушке ковшей:  $Q_{yx}$ ,  $Q_{хим}$ ,  $Q_{ст}^{mn}$ ,  $Q_{кр}^{mn}$ ,  $Q_{кр}$ ,  $Q_{изл}$  – потери теплоты, соответственно, с уходящими газами, от химического недожога топлива, теплопередачей через стенку ковша и крышку, нагрев крышки и излучение через зазор между верхним срезом ковша и крышкой

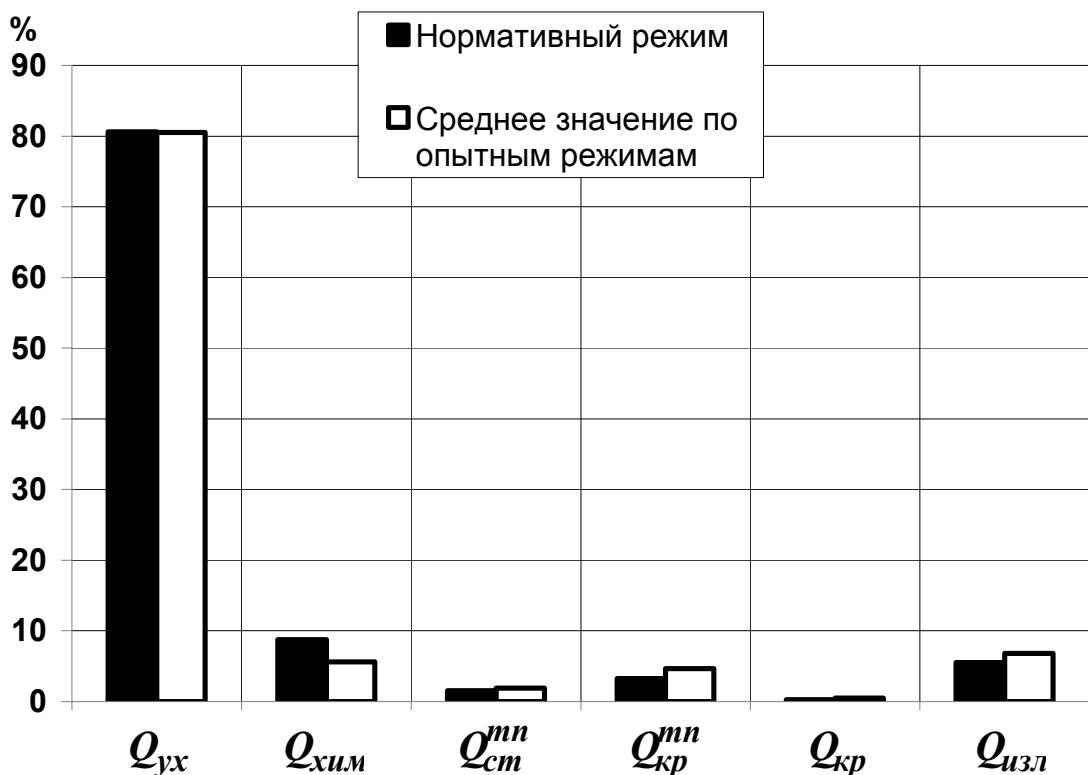


Рис. 7. Соотношение между статьями потерь теплоты при разогреве ковшей:

$Q_{yx}$ ,  $Q_{xim}$ ,  $Q_{cm}^{mn}$ ,  $Q_{kp}^{mn}$ ,  $Q_{kp}$ ,  $Q_{izl}$  – потери теплоты, соответственно, с уходящими газами, от химического недожога топлива, теплопередачей через стенку ковша и крышку, нагрев крышки и излучение через зазор между верхним срезом ковша и крышкой

В целом анализ тепловых балансов опытных режимов пульсационного сжигания топлива при сушке и разогреве сталеразливочных ковшей позволяет сделать следующее заключение в отношении тепловой эффективности пульсационной термообработки ковшей:

а) при пульсационной обработке заметно возрастает полезное использование теплоты топлива, что обеспечивает повышение к.п.д. термообработки и соответствующую экономию топлива по сравнению с обычной термообработкой ковшей;

б) увеличение доли полезно использованной теплоты происходит в основном за счет увеличения аккумуляции теплоты кладкой, арматурным рядом и другими элементами корпуса ковша, что свидетельствует об интенсификации теплоотдачи от продуктов сгорания топлива к внутренней поверхности стенки ковша. Интенсификации теплообмена способствует также исключение застойных зон в рабочем объеме ковша вследствие пульсации и соответствующего увеличения активной тепловоспринимающей поверхности рабочего объема ковша;

в) увеличению доли полезно использованной теплоты способствует также снижение химического недожога топлива, что снижает потери топлива и повышает температуру в рабочем объеме ковша, обеспечивая интенсификацию теплоотдачи;

г) при пульсационной термообработке существенно снижаются потери теплоты с уходящими газами, что в совокупности отражает факт интенсификации теплообмена, лучшего использования рабочего объема ковша и снижение недожога топлива.

Вышеуказанное позволяет заключить, что пульсационное сжигание топлива является эффективным способом его экономии при сушке и разогреве сталеразливочных ковшей и может быть рекомендовано для внедрения.

### **Выводы**

1. Опытно-промышленные исследования показали достаточно высокую работоспособность системы пульсационного сжигания топлива при сушке и разогреве сталеразливочных ковшей. Уменьшение потребления природного газа и, соответственно, его экономия составили при сушке ковшей 7,8÷25,3%, а при разогреве 19,5÷37,8%.

2. При пульсационной обработке заметно возрастает полезное использование теплоты топлива. Увеличение доли полезно использованной теплоты происходит в основном за счет увеличения аккумуляции теплоты кладкой, арматурным рядом и другими элементами корпуса ковша, что свидетельствует об интенсификации теплоотдачи от продуктов сгорания топлива к внутренней поверхности стенки ковша. Интенсификации теплообмена способствует также исключение застойных зон в рабочем объеме ковша вследствие пульсаций и соответствующего увеличения активной тепловоспринимающей поверхности рабочего объема ковша. Увеличению доли полезно использованной теплоты способствует также снижение химического недожога топлива, что снижает потери топлива и повышает температуру в рабочем объеме ковша.

3. Пульсационное сжигание топлива является эффективным способом его экономии при сушке и разогреве сталеразливочных ковшей и может быть рекомендовано для внедрения.

### **Список литературы**

1. Гичёв Ю. А. Эффективность пульсационного сжигания топлива при сушке и разогреве сталеразливочных ковшей / Ю. А. Гичёв, Д. С. Адаменко // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 2007. – № 7. – С. 236–240.
2. Гичёв Ю. А. Результаты исследования пульсационного сжигания топлива при сушке и разогреве сталеразливочных ковшей /

Ю. А. Гичёв, Д. С. Адаменко, Г. А. Ткаченко // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 2006. – № 7. – С. 161–164.

3. Гичёв Ю. А. Снижение энергозатрат и решение экологической проблемы путем пульсационно-акустического сжигания топлива / Ю. А. Гичёв, Д. С. Адаменко // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2006. – № 4 (6). – С. 40–42.

*Рукопись поступила 03.07.2009 г.*

УДК 621.175:658.2

**Гичёв Ю.А.** – д.т.н., проф., Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ)

**Чувакин А.В.** – магистрант, НМетАУ

## **ЕНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ КОНДЕНСАТА ОТРАБОТАВШЕГО В ТЕХНОЛОГИИ ПАРА**

*Выполнена оценка энергетической эффективности утилизации теплоты конденсата отработавшего в технологии пара применительно к шинному производству с использованием утилизированной теплоты для коммунально-бытовых и технологических нужд. Представленные результаты расчета дают количественную характеристику энергетической эффективности и позволяют подобрать оборудование для компоновки утилизационных систем при их проектировании.*

*Ключевые слова:* утилизация, теплота конденсата, избыточное давление, расширитель, система теплоснабжения.

### **Введение**

На промышленных предприятиях, использующих для технологических нужд пар, потери теплоты с конденсатом от общего расхода теплоты на технологию составляют свыше 10 – 15 % [1]. В связи с этим использование теплоты конденсата представляет большой интерес для экономии энергоресурсов на предприятии. Утилизация теплоты конденсата может быть осуществлена в трёх направлениях: возврат конденсата к источнику теплоты (в котельные или ТЭЦ), охлаждение конденсата в утилизационных теплообменниках и выделение из конденсата, обладающего избыточным давлением, вторичного пара через расширители с последующим использованием полученного пара по назначению[2, 3].

Последнее направление, то есть использование теплоты конденсата путём получения пара вторичного вскипания, представляет особый интерес при загрязненности конденсата в технологии. Зачастую такой конденсат сбрасывается в канализацию. Очевидно, что использование такого конденсата имеет энергетическое, экономическое и экологическое значение.

### **Постановка задачи**

Известные системы для утилизации теплоты конденсата отработавшего в технологии пара базируются в основном на трёх энергетических установках [1, 4, 5]:

- а) расширители отработавшего конденсата для получения вторичного (утилизационного) пара, в том случае, если конденсат обладает избыточным давлением;
- б) термокомпрессоры, предназначенные для повышения давления утилизационного пара после расширителя, в том случае, если его давление не удовлетворяет потребителей;
- в) теплообменники, использующие теплоту утилизационного пара, теплоту оставшегося в расширителях конденсата и теплоту дrena-жа из теплообменников, использующих утилизационный пар.

Компоновка перечисленных технических средств в единую схему, с учётом особенностей системы теплоснабжения предприятия и возможности достижения максимальной степени использования теплоты конденсата, составляет суть данной работы.

Данная работа выполнена на примере шинного производства, которое является крупным потребителем тепловой энергии в виде пара, применяемого для вулканизации шин. Сведения о работах, связанных с утилизацией теплоты конденсата в шинном производстве, отсутствуют, что позволяет сформулировать следующие задачи данной работы:

- а) разработка технических решений по использованию теплоты конденсата отработавшего в технологии пара с использованием расширителей для получения вторичного (утилизационного) пара;
- б) расчетное исследование системы использования теплоты конденсата отработавшего в технологии пара применительно к шинному производству с целью определения параметров системы утилизации теплоты конденсата и её энергетической эффективности.

### **Разработки технических решений по утилизации теплоты конденсата**

В представленных разработках использование теплоты конденсата направлено на усовершенствование системы коммунально-бытового и технологического теплоснабжения предприятия путём сокращения потребления покупного топлива, поступающего на предприятие со стороны, в данном случае, природного газа.

При вулканизации шин одновременно применяется пар двух параметров, поступающий от паровой котельной технологического теплоснабжения, и, соответственно, получается конденсат двух параметров с избыточным давлением 0,6 МПа и 1,3 МПа.

На рисунке 1 представлена тепловая схема утилизации теплоты конденсата для коммунально-бытового теплоснабжения (систем отопления, вентиляции и горячего водоснабжения).

Для коммунально-бытового теплоснабжения предприятие располагает водогрейной котельной. Утилизация теплоты конденсата для коммунально-бытовых нужд предполагает использование для подогрева сетевой воды теплоту конденсата путем частичной или полной замены водогрейных котлов.

Конденсат отводится из форматоров-вулканізаторов двумя потоками с давлениями 0,6 МПа и 1,3 МПа, при соответствующих температурах насыщения 162 °C и 191 °C. Утилизация теплоты конденсата осуществляется в три этапа.

На первом этапе потоки конденсата давлением 0,6 МПа и 1,3 МПа направляются в соответствующие расширители 2 и 3, в которых получается пар вторичного вскипания давлением 0,12 МПа с температурой 105 °C, теплота которого утилизируется в пароводяном подогревателе 4 на подогрев циркулирующей в системе воды, выполняющей функцию промежуточного теплоносителя. Циркулирующая вода накапливается в резервуаре 7, а затем поступает на подогреватель сетевой воды второй ступени 12.

На втором этапе потоки конденсата, оставшегося в расширителях 2 и 3, и дренаж пара вторичного вскипания из теплообменника 4, собранные в баке запаса конденсата 5 направляются в аккумуляторный бак 8, из которого расходуется на подогреватель сетевой воды первой ступени 11.

Третий этап утилизации теплоты конденсата включает подогрев добавочной химочищенной воды, компенсирующий потери сетевой воды, в подогревателе 13, где используется остаточная теплота конденсата после подогревателя 11.

В зависимости от температуры наружного воздуха и соответствующей тепловой нагрузки сетевая вода либо полностью нагревается при утилизации теплоты конденсата, либо частично с последующим догревом в котлах водогрейной котельной, что обеспечивает экономию топлива в котельной.

На рисунке 2 представлена схема утилизации теплоты конденсата для технологических нужд. Здесь также предусматривается три этапа утилизации теплоты конденсата.

Первый этап включает использование конденсата давлением 1,3 МПа для получения пара вторичного вскипания 0,6 МПа в расширителе 3 с выдачей этого пара в цеховой паропровод 0,6 МПа и последующим использованием пара в форматорах-вулканізаторах, что частично или полностью исключает использование пара 0,6 МПа от котельной.

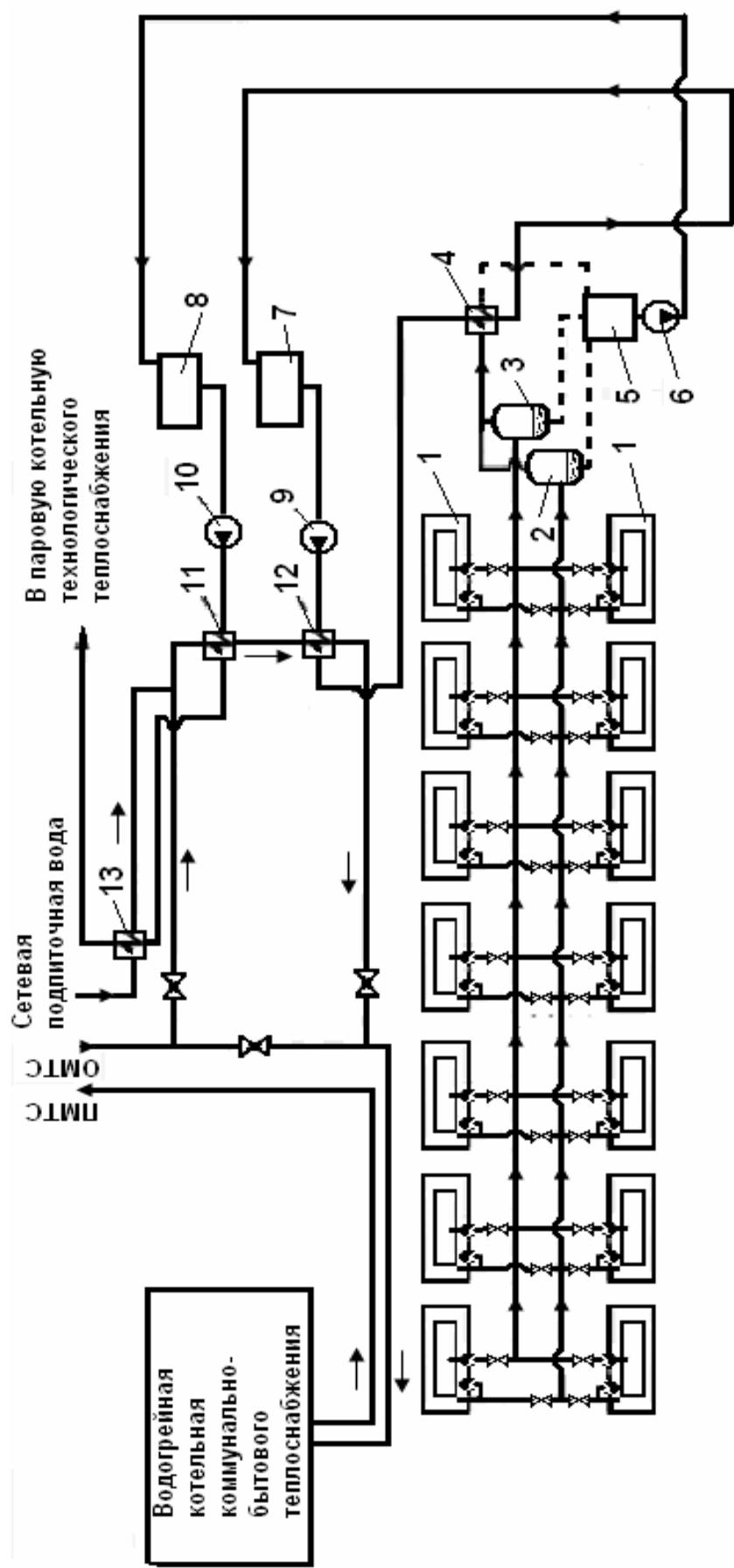


Рис. 1. Система утилізації теплоти конденсата для комунально-бытового теплоснабження:

- 1 – форматоры-вулканізаторы; 2 – расширитель для конденсата 0,6 МПа; 3 – расширитель для конденсата 1,3 МПа;
- 4 – пароводяні теплообмінники; 5 – бак запаса конденсата; 6 – аккумуляторний бак; 8 – резервуар; 9 – конденсатний насос; 10 – циркуляціонний насос; 11 – конденсатний насос; 12 – подогреватель сетевой воды первой ступени (ПСВ-1);
- 13 – подогреватель сетевой воды второй ступени (ПСВ-2); 13 – подогреватель сетевой воды

Второй этап включает утилизацию конденсата 0,6 МПа, который направляется в расширитель 4, для получения пара вторичного вскипания 0,35 МПа с последующей выдачей этого пара в цеховой паропровод с давлением пара 0,35 МПа, который также предназначен на технологические нужды, в данном случае для термообработки сырья.

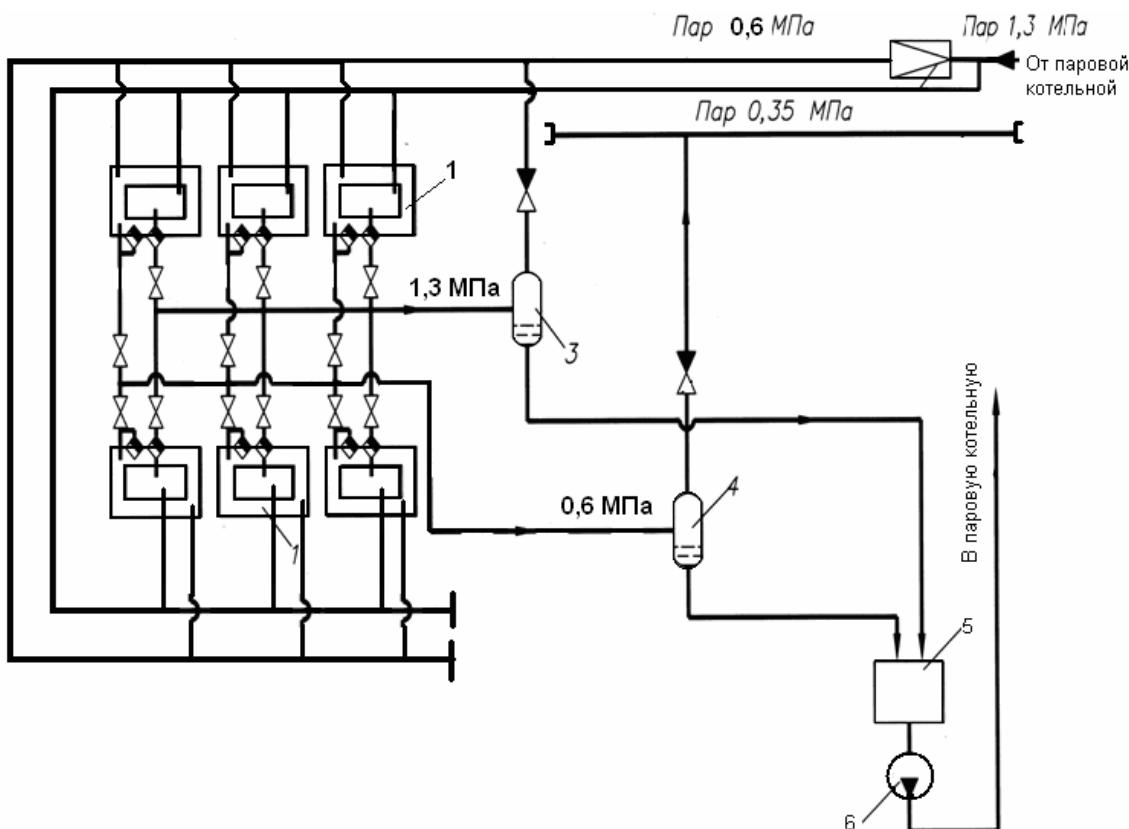


Рис. 2. Система утилизации теплоты конденсата  
для технологических нужд предприятия:

- 1 – форматор-вулканизатор; 2 – РОУ 1,3/0,6 МПа; 3 – расширитель конденсата 1,3 МПа; 4 – расширитель конденсата 0,6 МПа;
- 5 – усреднительный бак запаса конденсата; 6 – конденсатный насос

Третий этап заключается в усреднении потоков конденсата, оставшегося в расширителях 3 и 4, для дальнейшей утилизации теплоты конденсата, после соответствующей обработки, в качестве котловой питательной воды.

Таким образом, система утилизации теплоты конденсата для технологических нужд, позволяет частично удовлетворить производство в технологическом паре и, соответственно, сократить выработку пара в котельной технологического теплоснабжения.

## Анализ энергетической эффективности утилизации теплоты конденсата

Анализ энергетической эффективности утилизации теплоты конденсата выполнен расчетным путем. Методика расчета иллюстрируется на примере варианта утилизации теплоты конденсата для коммунально-бытовых нужд (см. рис. 1).

Тепловая мощность утилизированного потока теплоты конденсата на первом этапе (через расширители 2 и 3) определяется в следующей последовательности:

а) определяется количество вторичного пара, получаемого в расширителях

$$D_p^{n-0,6(1,3)} = \frac{D^{0,6(1,3)} (i'_k - i'_p) \eta_p}{i''_p - i'_p}, \quad \frac{\kappa\varrho}{\chi}, \quad (1)$$

где  $D^{0,6(1,3)}$  – количество конденсата соответствующего давления, поступающего от форматоров-вулканизаторов, кг/ч;  $i'_k$  – энталпия кипящей воды при давлении конденсата  $P_k$ , поступающего в расширитель, кДж/кг;  $i'_p$  – энталпия кипящей воды при давлении в расширителе  $P_p = 0,12$  МПа, кДж/кг;  $\eta_p$  – тепловой к.п.д. расширителя, учитывающий потери в окружающую среду, доли ед.;  $i''_p$  – энталпия сухого насыщенного пара при давлении в расширителе  $P_p = 0,12$  МПа, кДж/кг;

б) определяется общее количество пара вторичного вскипания из расширителей 2 и 3

$$D_{p\Sigma}^n = D_p^{n-0,6} + D_p^{n-1,3}, \quad \frac{\kappa\varrho}{\chi}; \quad (2)$$

в) определяется тепловая мощность утилизированного потока теплоты конденсата на первом этапе утилизации

$$Q_{ym1} = D_{p\Sigma}^n \cdot r \cdot \eta_{mn}, \quad \frac{\kappa\varrho}{\chi}, \quad (3)$$

где  $r$  – теплота парообразования вторичного пара, кДж/кг;  $\eta_{mn}$  – к.п.д. теплового потока, доли ед.

Тепловая мощность утилизированного потока на втором этапе определяется в следующей последовательности:

а) определяется количество конденсата, отводимого, соответственно из расширителей 2 и 3, после выделения пара вторичного вскипания

$$D_p^{\kappa-0,6(1,3)} = D^{0,6(1,3)} - D_p^{n-0,6(1,3)}, \quad \frac{\kappa\varrho}{\chi}; \quad (4)$$

б) определяется общее количество конденсата, отводимого из расширителей 2 и 3

$$D_{p\Sigma}^{\kappa} = D_p^{\kappa-0,6} + D_p^{\kappa-1,3}, \quad \frac{\kappa\varrho}{\varrho}; \quad (5)$$

в) определяется тепловая мощность утилизированного потока на втором этапе утилизации теплоты конденсата

$$Q_{ym2} = D_{p\Sigma}^{\kappa} \cdot i'_p \cdot \eta_{mn}, \quad \frac{\kappa\varDelta\varphi}{\varrho}. \quad (6)$$

Тепловая мощность утилизированного потока теплоты конденсата на третьем этапе при подогреве сетевой подпиточной воды определяется произведением:

$$Q_{ym3} = D_{p\Sigma}^{\kappa} \cdot \Delta i_k \cdot \eta_{mn}, \quad \frac{\kappa\varDelta\varphi}{\varrho}, \quad (7)$$

где  $\Delta i_k$  – изменение энталпии конденсата в подогревателе сетевой подпиточной воды, кДж/кг.

Результаты расчета энергетической эффективности утилизации теплоты конденсата для условий предприятия ОАО «Днепрошина», представленные на рисунках 3 и 4, указывают на достаточно высокую эффективность систем утилизации теплоты как для коммунально-бытовых, так и для технологических нужд. Суммарный утилизированный поток теплоты при утилизации теплоты конденсата для коммунально-бытовых нужд составляет более 46 ГДж/ч, а для технологических нужд – свыше 96 ГДж/ч, что соответствует теплопроизводительности средней по тепловой мощности промышленной котельной.

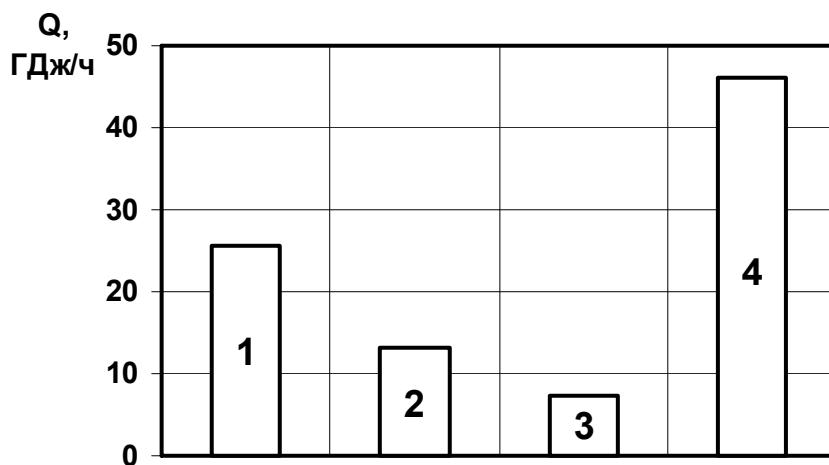


Рис. 3. Результаты расчета энергетической эффективности утилизации теплоты конденсата для коммунально-бытовых нужд:

- 1 – первый этап утилизации (для подогревателя сетевой воды второй ступени);
- 2 – второй этап утилизации (для подогревателя сетевой воды первой ступени);
- 3 – третий этап утилизации (для подогревателя подпиточной сетевой воды);
- 4 – суммарный утилизированный поток теплоты

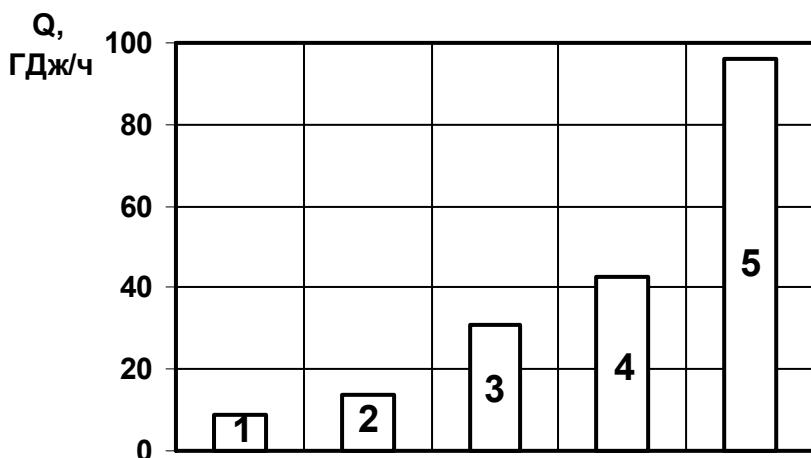


Рис. 4. Результаты расчета энергетической эффективности утилизации теплоты конденсата для технологических нужд:  
1 – теплота пара от расширителя конденсата 0,6 МПа; 2 – теплота пара от расширителя конденсата 1,3 МПа; 3 – теплота воды от расширителя конденсата 0,6 МПа; 4 – теплота воды от расширителя конденсата 1,3 МПа;  
5 – суммарный утилизированный поток теплоты

Представленные результаты могут быть использованы для выбора соответствующего утилизационного оборудования при проектировании систем утилизации теплоты конденсата по предложенным схемам.

Окончательный выбор более предпочтительного варианта может быть сделан на основе технико-экономических расчетов с учетом капитальных затрат на утилизационное оборудование и реальных режимов эксплуатации систем теплоснабжения предприятия.

### Выводы

1. При разработке систем утилизации теплоты конденсата отработавшего в технологии пара при наличии избыточного давления конденсата целесообразным является применение расширителей конденсата, позволяющих получать утилизационный пар различных параметров с последующим использованием пара по назначению взамен пара, вырабатываемого в котельных.

2. Предложены варианты систем утилизации теплоты конденсата для коммунально-бытовых и технологических нужд предприятия в условиях шинного производства.

3. Результаты расчета показали высокую энергетическую эффективность утилизации теплоты конденсата как для коммунально-бытовых, так и для технологических нужд, и могут быть использованы для выбора соответствующего утилизационного оборудования при проектировании систем утилизации теплоты конденсата.

### Список литературы

1. Якадин А. И. Конденсатное хозяйство промышленных предприятий / Якадин А. И. – М. : Энергия, 1973. – 232 с.
2. Гичёв Ю. А. Утилизация теплоты конденсата отработавшего в технологии пара / Ю. А. Гичёв, Д. С. Адаменко, В. А. Перцовой, Е. В. Ткаченко // Материалы VI Международной научно-практической конференции «Наука і освіта 2003». – Том 12. Технические науки. – Днепропетровск : Наука и образование, 2003. – С. 26.
3. Гичёв Ю. А. Использование теплоты конденсата отработавшего в технологии пара / Ю. А. Гичёв, В. А. Перцовой, Е. В. Ткаченко // Металлургическая теплотехника : сборник научных трудов Национальной металлургической академии Украины. – 2003. – Т. 9. – С. 189–194.
4. Гольстрем В. А. Справочник по экономии тепловых энергетических ресурсов / Гольстрем В. А., Кузнецов Ю. Л. – К. : Техніка, 1985. – 384 с.
5. Левин М. С. Использование отработавшего и вторичного пара и конденсата / Левин М. С. – М. : Энергия, 1971. – 144 с.

*Рукопись поступила 24.06.2009 г.*

УДК 66.045

**Губинский В.И.** – д.т.н., проф., Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ)

**Губинский М.В.** – д.т.н., проф., НМетАУ

**Воробьёва Л.А.** – мл.н.с., НМетАУ

**Ерёмин А.О.** – к.т.н., доц., НМетАУ

**Сибирь А.В.** – ас., НМетАУ

## **ТЕПЛООТДАЧА В ТРУБЧАТОМ РЕГЕНЕРАТИВНОМ ТЕПЛООБМЕННИКЕ ПРИ СОВМЕСТНОМ ДЕЙСТВИИ ВЫНУЖДЕННОЙ И СВОБОДНОЙ КОНВЕКЦИИ**

*По результатам экспериментального исследования трубчатого регенеративного теплообменника определены значения коэффициентов теплоотдачи при нагреве и охлаждении трубной насадки регенератора. Экспериментально полученные, средние по длине трубы, значения чисел Нуссельта больше аналитически полученных значений, характерных для вязкостного стабилизированного режима движения газов, в 2,0 ÷ 2,5 раза. На теплообмен в вертикальном многотрубном пучке оказывает совместное воздействие вынужденная и свободная конвекция, при этом процесс теплоотдачи почти по всей длине трубы происходит на начальном тепловом участке при развивающемся ламинарном режиме движения газа. Рекомендованы формулы для расчета коэффициентов теплоотдачи при проектировании трубчатых минирегенераторов.*

*Ключевые слова:* **регенератор, насадка, теплообмен, коэффициент теплоотдачи, конвекция**

### **Введение**

Одним из перспективных направлений развития печной техники для нагрева и термообработки металлоизделий является отопление печей с помощью регенеративных горелок [1], позволяющих осуществить глубокую утилизацию теплоты уходящих дымовых газов путем подогрева воздуха в минирегенераторах, которые устанавливаются в корпусе горелки. Широкое распространение в промышленных регенеративных горелках получили регенеративные теплообменники с керамической насадкой в виде шариков или сотовых блоков [2, 3].

В данной статье рассматриваются результаты экспериментального исследования теплоотдачи при периодическом нагреве и охлаждении регенеративной насадки в виде пучка труб, которая является но-

вой разновидностью сотовой насадки. В отличие от сотовых блоков каждая трубка в пучке свободно удлиняется при нагреве и сокращается при охлаждении, не испытывая термических напряжений из-за неравномерного температурного поля. Исследуемая трубная насадка минирегенератора состояла из 143 труб коррозионностойкой стали X18H10T с внутренним диаметром  $d = 11$  мм, толщиной стенки  $\delta = 2,5$  мм, длиной  $\ell = 700$  мм (рабочая длина 600 мм). Продолжительность повторяющихся друг за другом периодов нагрева насадки продуктами горения природного газа и охлаждения её воздухом, составляла по  $\tau = 60$  с. Трубки в регенеративной камере установлены вертикально. Направление движения дыма сверху вниз, воздуха – снизу вверх.

Средняя скорость движения дыма  $W_{d0} = 4,43$  м/с при н.у., воздуха –  $W_{b0} = 3,57$  м/с при н.у. Средние за период нагрева насадки температуры дыма: на входе в трубу  $\bar{t}'_d = 800$  °C, на выходе из трубы –  $\bar{t}''_d = 554$  °C. Средние за период охлаждения насадки температуры воздуха: на входе в трубу  $\bar{t}'_b = 228$  °C, на выходе из трубы –  $\bar{t}''_b = 570$  °C. Средние температуры стенки трубы (по измерениям в трех точках по её длине): в конце охлаждения  $\bar{t}'_{ct} = 531$  °C, в конце нагрева –  $\bar{t}''_{ct} = 564,3$  °C. Описание экспериментальной установки, методика и результаты измерений приведены в ранее опубликованной статье [4].

### Постановка задачи

Процесс теплоотдачи в нашем случае классифицируется в литературе [8] как смешанная (вынужденная и свободная) конвекция при развивающемся ламинарном движении газов ( $\ell/d = 700/11 = 63,6$ ) внутри прямой трубы круглого сечения. Указанный случай конвективной теплоотдачи был предметом экспериментальных и теоретических исследований [5 – 9], которые порой противоречивы по своим выводам и не вполне соответствуют условиям работы минирегенераторов. Теплообмен в минирегенераторах происходит в крайне нестационарных условиях, при частой смене периодов нагрева и охлаждения насадки, при большой величине температурного напора. Разность температур газообразных теплоносителей по длине насадки составляет несколько сотен градусов, в связи с чем теплопроводность, вязкость и плотность газов изменяются в несколько раз. Наша задача состоит в том, чтобы по результатам измерений определить значения коэффициентов теплоотдачи при нагреве и охлаждении трубной насадки регенератора и затем на основе имеющихся в литературе зависимостей  $Nu = f(Re, Pr, Gr, \ell/d)$  для смешанной конвекции рекомендовать формулы для расчета коэффициентов теплоотдачи при

проектировании трубчатых минирегенераторов регенеративных горелок. Достоверность расчета должна быть достаточной для промышленной эксплуатации горелок.

### Определение коэффициентов теплоотдачи

В установившемся состоянии количество теплоты, полученное стенкой трубы от дымовых газов в периоде нагрева, равно количеству теплоты, отданному стенкой воздуху в периоде охлаждения:

$$Q = m_{tr} \cdot (i''_{tr} - i'_{tr}), \text{ кДж} \quad (1)$$

где  $m_{tr}$  – масса исследуемой трубы, кг;  $i'_{tr}$  и  $i''_{tr}$  – энталпия стенки трубы в конце периода охлаждения и в конце периода нагрева соответственно, кДж/кг.

Средняя по длине трубы плотность теплового потока:

$$\bar{q} = \frac{Q \cdot 10^3}{F_{tr} \cdot \tau}, \text{ Вт/м}^2. \quad (2)$$

Здесь  $F_{tr}$  – площадь внутренней боковой поверхности трубы,  $\text{м}^2$ .

Специальными расчетами установили, что при плотной упаковке труб в пучке расход газов в межтрубном пространстве составляет 0,5 %. В связи с этим влияние наружного охлаждения труб пренебрежимо мало.

Средние по длине трубы коэффициенты теплоотдачи вычисляли по среднеарифметической разности температур между газом и стенкой.

Коэффициент теплоотдачи от дымовых газов к стенке:

$$\bar{\alpha}_d = \frac{\bar{q}}{\Delta t_{d-st}}, \text{ Вт/}(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \text{ где } \Delta t_{d-st} = \frac{\bar{t}'_d + \bar{t}''_d}{2} - \frac{\bar{t}'_{ct} + \bar{t}''_{ct}}{2}. \quad (3)$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху:

$$\bar{\alpha}_v = \frac{\bar{q}}{\Delta t_{v-st}}, \text{ Вт/}(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \text{ где } \Delta t_{v-st} = \frac{\bar{t}'_{ct} + \bar{t}''_{ct}}{2} - \frac{\bar{t}'_v + \bar{t}''_v}{2}. \quad (4)$$

Средние по длине трубы числа Нуссельта:

$$Nu_d = \frac{\bar{\alpha}_d \cdot d}{\bar{\lambda}_d}; \quad Nu_v = \frac{\bar{\alpha}_v \cdot d}{\bar{\lambda}_v},$$

где  $\bar{\lambda}_d$  и  $\bar{\lambda}_v$  – средние значения коэффициента теплопроводности дыма и воздуха,  $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ .

$$\bar{\lambda}_d = \frac{\bar{\lambda}_d(\bar{t}'_d) + \bar{\lambda}_d(\bar{t}''_d)}{2}, \quad (5)$$

$$\bar{\lambda}_B = \frac{\bar{\lambda}_B(\bar{t}'_B) + \bar{\lambda}_B(\bar{t}''_B)}{2}. \quad (6)$$

Числовые данные и результаты расчетов приведены в таблице 1.

Таблица 1  
Числовые значения величин в опыте  
по определению коэффициентов конвективной теплоотдачи

Момент измерения	Temperatura стенки трубы, °C			$\bar{t}_{ct} = \frac{t_1 + 2 \cdot t_2 + t_3}{4}$	Средняя удельная теплоемкость стали X18H10T, кДж/(кг· K) [10]		
	Место измерения по длине трубы						
	верх (на расстоянии 50 мм от верхней кромки), $t_1$	середина, $t_2$	низ (на расстоянии 50 мм от нижней кромки), $t_3$				
Конец периода охлаждения трубы	704	545	330	$\bar{t}'_{ct} = 531$	0,5469		
Конец периода нагрева трубы	730	576	375	$\bar{t}''_{ct} = 564,3$	0,5497		

Продолжение таблицы 1

$m_{tr}$ , кг	$i'_{tr}$ , кДж/кг	$i''_{tr}$ , кДж/кг	$F_{tr}$ , м <sup>2</sup>	$\tau$ , с	$Q$ , кДж	$\bar{q}$ , Вт/м <sup>2</sup>
0,499	290,4	310,1	0,0207	60	9,865	7930

Продолжение таблицы 1

Значения величин	$\bar{\alpha}_\Gamma$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·K)	$\bar{\lambda}_\Gamma$ , Вт/(м·K)	$Nu_\Gamma$	$\bar{v}_\Gamma \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с	$\bar{W}_\Gamma$ , м/с	$Re_\Gamma$	$\Delta t_{\Gamma-ct}$	$Gr_\Gamma$	$Pr_\Gamma$
для дымовых газов	58,6	0,064	10,04	108,3	15,4	1566	130	527	0,7
для воздуха	51,0	0,051	11,0	65,05	8,8	1486	149	1680	0,7

Числа  $Re_\Gamma$ ,  $Gr_\Gamma$ \* в таблице 1 вычислены по формулам:

$$Re_\Gamma = \frac{\bar{W}_\Gamma \cdot d}{\bar{v}_\Gamma}; \quad Gr_\Gamma = \frac{g \cdot d^3 \cdot \beta \cdot \Delta t_{\Gamma-ct}}{\bar{v}_\Gamma^2},$$

\* Индекс “ $\Gamma$ ” означает «газ» (дым или воздух).

где  $\bar{W}_\Gamma$  – средняя расходная скорость при средней температуре газов по длине трубы и по длительности периода, м/с, например, для дыма

$$\bar{W}_d = \bar{W}_{d0} \cdot \left( 1 + \frac{\bar{t}'_d + \bar{t}''_d}{2 \cdot 273} \right); \quad \bar{v}_\Gamma - \text{средняя вязкость газов, } \text{м}^2/\text{с}, \text{ например,}$$

$$\text{для дыма } \bar{v}_d = \frac{v_d(\bar{t}'_d) + v_d(\bar{t}''_d)}{2}.$$

На рис. 1 представлена зависимость коэффициентов теплопроводности и кинематической вязкости газов от температуры теплоносителя.

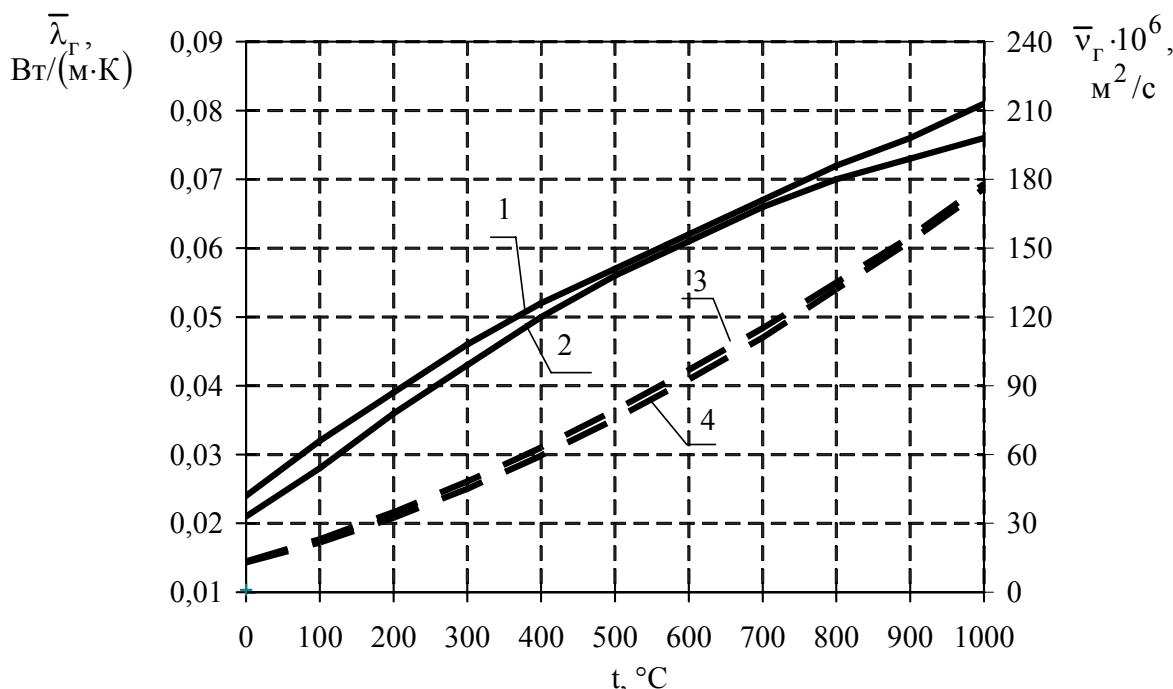


Рис. 1. Зависимость коэффициентов теплопроводности и кинематической вязкости газов от температуры теплоносителя:  
1, 2 – коэффициенты теплопроводности воздуха и дыма соответственно;  
3, 4 – коэффициенты кинематической вязкости воздуха и дыма

Число  $Pr_\Gamma$  считали постоянным и одинаковым для дыма и воздуха, поскольку природный газ сжигали при большом избытке воздуха. Состав дыма был следующим (в % объема):  $\text{CO}_2 = 3,84\%$ ;  $\text{H}_2\text{O} = 7,62\%$ ;  $\text{O}_2 = 12,54\%$ ;  $\text{N}_2 = 76\%$ . При данном составе дыма лучистый тепловой поток от дыма на стенку составил 4,4 % от общего, а  $\bar{q}_{\text{конв}} = 0,956 \cdot 7930 = 7581 \text{ Вт}/\text{м}^2$ . Коэффициент  $\bar{\alpha}_d$  определен исходя из плотности теплового потока  $\bar{q}_{\text{конв}}$ . Значения чисел  $Re_d = 1566$  и  $Re_B = 1486$  свидетельствуют о том, что движение дыма и воздуха в трубе теплообменника является ламинарным.

## Анализ полученных результатов и предложения по расчету коэффициентов теплоотдачи

В теплообменниках, при наличии разности температур между газом и стенкой, совмещаются два вида движения:

1) движение потока газа под действием силы внешнего давления (вынужденная конвекция);

2) естественное движение объемов газа вблизи стенки под действием выталкивающей силы, вызванное разной плотностью объемов газа с неодинаковой температурой (свободная конвекция).

Оба вида конвекции оказывают воздействие на теплообмен газа со стенкой. Во многих практических случаях, как указывается в специальной литературе [8], роль вынужденной и свободной конвекции в теплообмене примерно одинакова.

Путем решения уравнений движения и теплопереноса при ламинарном течении и при постоянных физических свойствах среды, включая плотность, определено значение чисел  $\bar{Nu}$ , не зависящих от чисел  $Re$  и  $Pr$ : в круглой трубе при постоянной температуре стенки  $\bar{Nu} = 3,66$ , при постоянной плотности теплового потока по длине трубы  $\bar{Nu} = 4,36$  [11, 12].

Указанные значения чисел Нуссельта характеризуют стабилизированную теплоотдачу при вынужденной конвекции без учета свободной конвекции, поскольку при постоянной плотности газов выталкивающая сила не действует. Это так называемый вязкостный режим ламинарного движения, при котором перенос теплоты в радиальном направлении происходит только теплопроводностью. Пренебрежение свободной конвекцией приводит к тому, что аналитически полученные значения чисел  $\bar{Nu}$  3,66 и 4,36 расходятся с опытными данными, по мнению М.А. Михеева [9], на 100 % и более. В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел [12] считают, что под влиянием свободной конвекции у стенки теплоотдача может усиливаться в 5 раз.

Масштабные исследования теплоотдачи при смешанной конвекции проведены отечественными и зарубежными учеными в вертикальных и горизонтальных трубах, при совпадении и несовпадении направления вынужденного и свободного движений. В экспериментальных исследованиях Б.С. Петухова [5], а также И.Т. Аладьева, М.А. Михеева и О.С. Федынского [6] при  $Re < 2300$  числа  $\bar{Nu}$  достигают 20.

Для расчета смешанной конвективной теплоотдачи при ламинарном движении жидкости М.А. Михеевым [9] рекомендована зависимость:

$$Nu_{\Gamma} = 0,17 \cdot (Re_{\Gamma} \cdot Pr_{\Gamma})^{0,33} \cdot (Gr_{\Gamma} \cdot Pr_{\Gamma})^{0,1} \cdot \left( \frac{Pr_{\Gamma}}{Pr_{ct}} \right)^{0,25}. \quad (7)$$

Эта формула дает среднее по длине значение коэффициента теплоотдачи при  $\ell/d > 50$ , т.е. за пределами начального участка. Для качественной оценки роли свободной конвекции в теплоотдаче воспользуемся комментарием автора работы [9] к формуле (7). «При  $Gr_{\Gamma}=1$  формула (7) даёт значение коэффициента теплоотдачи при строго ламинарном (вязкостном) режиме течения жидкости. Это крайний нижний предел; в действительности теплоотдача будет всегда выше этого».

На наш взгляд, влияние свободной конвекции не будет проявляться, если в формуле (7) принять равным единице число Рэлея  $Ra_{\Gamma}=Gr_{\Gamma} \cdot Pr_{\Gamma}$ , поскольку в эмпирических формулах для расчета коэффициента теплоотдачи при свободной конвекции содержится произведение  $Gr_{\Gamma} \cdot Pr_{\Gamma}$ . Наше соображение согласуется с материалами работы [8]. Обозначим число Нуссельта при  $Ra_{\Gamma}=1$   $\bar{Nu}_{\text{ог}}$ . В нашем случае  $\bar{Nu}_{\text{ог}} = 4,36$ , поскольку плотность теплового потока по длине трубы близка к постоянной.

Отношение, получаемое из формулы (7),

$$\frac{\bar{Nu}_{\Gamma}}{\bar{Nu}_{\text{ог}}} = Ra_{\Gamma}^{0,1} \quad (8)$$

показывает, во сколько раз коэффициент теплоотдачи при совместной вынужденной и свободной конвекции будет больше, чем только при вынужденной. Зависимость (8) представлена в виде графика на рис. 2.

Из соотношения (8) следует:

$$\bar{Nu}_{\Gamma} = \bar{Nu}_{\text{ог}} \cdot Ra_{\Gamma}^{0,1}. \quad (9)$$

Для условий нашего опыта будем иметь (см. табл. 1)  $Ra_{\text{д}}=Gr_{\text{д}} \cdot Pr_{\text{д}}=527 \cdot 0,7=369$ ;  $Ra_{\text{в}}=Gr_{\text{в}} \cdot Pr_{\text{в}}=1680 \cdot 0,7=1176$ ;

$$\frac{\bar{Nu}_{\text{д}}}{\bar{Nu}_{\text{од}}} = 369^{0,1} \approx 1,81, \text{ откуда } \bar{Nu}_{\text{д}} = 4,36 \cdot 1,81 = 7,9;$$

$$\frac{\bar{Nu}_{\text{в}}}{\bar{Nu}_{\text{ов}}} = 1176^{0,1} = 2,03, \text{ откуда } \bar{Nu}_{\text{в}} = 4,36 \cdot 2,03 = 8,84.$$

Полученные расчетные значения чисел Нуссельта удовлетворительно соответствуют опытным (см. табл. 1), хотя следует учесть, что в нашем опыте процесс теплоотдачи почти по всей длине трубы происходил на начальном участке при развивающемся, а не при полностью развитом ламинарном движении. Поэтому опытное значение

$\bar{N}_{\text{u}}_{\Gamma}$  больше расчетного, характеризующего коэффициент теплоотдачи после участка тепловой стабилизации.

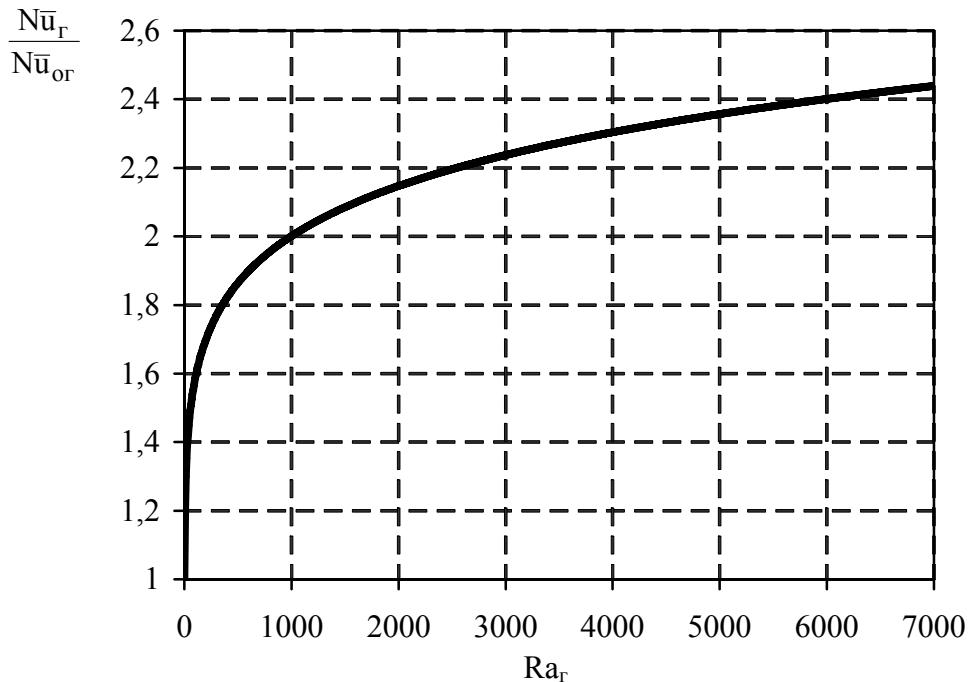


Рис. 2. Относительное увеличение коэффициента теплоотдачи при смешанной конвекции

Пользуясь данными работ [9, 12, 13], вычислили поправочный множитель  $\bar{\varepsilon}_{\ell}$  к среднему по всей длине трубы числу Нуссельта, который учитывает относительное увеличение интенсивности теплоотдачи на начальном участке при  $Re < 2300$  (рис. 3). По мере накопления опытных данных значение  $\bar{\varepsilon}_{\ell}$  подлежит уточнению.

В нашем опыте при  $\ell/d = 63,6$  множитель  $\bar{\varepsilon}_{\ell} = 1,13$  (см. рис. 3). С учетом начального участка формула (9) принимает вид:

$$\bar{N}_{\text{u}}_{\Gamma} = \bar{N}_{\text{u}}_{\text{ор}} \cdot Ra_{\Gamma}^{0,1} \cdot \bar{\varepsilon}_{\ell}. \quad (10)$$

Из (10) получим  $\bar{N}_{\text{u}}_{\text{д}} = 1,13 \cdot 7,9 = 8,93$ , а  $\bar{N}_{\text{u}}_{\text{в}} = 1,13 \cdot 8,84 \approx 10$ .

В работе [11] для расчета коэффициентов теплоотдачи при смешанной конвекции рекомендуется использовать формулу, полученную в [6].

$$\bar{N}_{\text{u}}_{\Gamma} = \left( 0,74 \cdot \bar{\varepsilon}_{\ell} \cdot Re_{\Gamma}^{0,2} + z \cdot (\beta \cdot \Delta t_{\Gamma})^{0,02} \right) \cdot (Pr_{\Gamma} \cdot Gr_{\Gamma})^{0,1}, \quad (11)$$

где  $Re_{\Gamma} = Re_{\Gamma} \cdot Pr_{\Gamma}$  – число Пекле;  $z=0$  – для горизонтальной трубы; для вертикальной трубы при совпадении направлений вынужденного и свободного течения  $z=+1$ ; при взаимно противоположном направлении течений  $z=-1$ ;  $\beta$  – коэффициент объемного расширения газа,

$1/K$ ;  $\Delta t_g$  – разность между температурами теплоносителя при входе в трубу и выходе из нее,  $^{\circ}\text{C}$ .

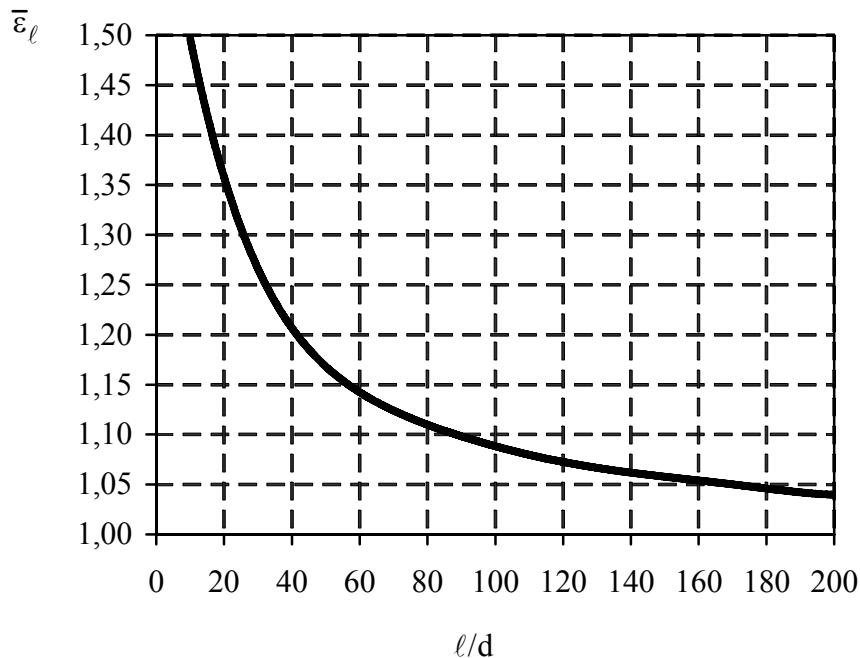


Рис. 3. Множитель  $\bar{\varepsilon}_\ell$  в зависимости от  $\ell/d$

Формула (11) справедлива при условии  $0,5 < Pr_g < 12$  и  $(Pr_g \cdot Gr_g) < 3,6 \cdot 10^6$ . Из формулы (11), для вертикальной трубы при совпадении направлений вынужденной и свободной конвекции ( $z=+1$ ), при  $\bar{\varepsilon}_\ell = 1,13$  и значениях  $Re_g$ ,  $Pr_g$ ,  $Gr_g$  из табл. 1, получаем  $Nu_{\bar{d}} = 7,9$  и  $Nu_{\bar{B}} = 8,8$ .

Экспериментальные и расчетные значения чисел Нуссельта сведены в таблицу 2, из которой яствует, что числа Нуссельта, вычисленные по формуле (10), отличаются от экспериментальных для дыма  $Nu_{\bar{d}}$  на 11 %, для воздуха  $Nu_{\bar{B}}$  на 9 %, а по формуле (11) –  $Nu_{\bar{d}}$  на 21 %,  $Nu_{\bar{B}}$  на 19,6 %.

Таблица 2

Экспериментальные и расчетные значения средних по длине трубы чисел Нуссельта

Величина	Эксперимент	Расчет	
		по формуле (10)	по формуле (11)
$Nu_{\bar{d}}$	10,04	8,93	7,9
$Nu_{\bar{B}}$	11,0	10,0	8,8

## Выводы

В результате исследования теплообмена в трубной насадке регенератора экспериментально определены значения коэффициентов теплоотдачи от дымовых газов к стенке трубы и от стенки к воздуху при частой смене периодов нагрева и охлаждения насадки. Экспериментально полученные, средние по длине трубы, значения чисел Нуссельта больше аналитически полученных значений, характерных для вязкостного стабилизированного режима движения газов, в  $2,0 \div 2,5$  раза. Этот факт свидетельствует о наличии вязкостно-гравитационного режима движения газов в вертикальных трубах насадки регенератора, т.е. о совместном влиянии на теплоотдачу вынужденной и свободной конвекции, а также объясняется более интенсивной теплоотдачей на начальном тепловом участке, который в условиях эксперимента занимает почти всю длину трубы. Для расчета коэффициентов конвективной теплоотдачи в вертикальных трубах насадки регенератора при  $Re \leq 2300$  и при совпадении направлений вынужденного и свободного движения рекомендуется использовать формулы (10) и (11).

## Список литературы

1. Воробьева Л. А. Перспективные направления утилизации теплоты в промышленных печах / Л. А. Воробьева // Металлургическая теплотехника : сб. научн. тр. Национальной металлургической академии Украины. – Днепропетровск : Пороги, 2005. – С. 103–105.
2. Сезоненко Б. Д. Повышение эффективности использования природного газа при отоплении промышленных печей регенеративными горелками / Б. Д. Сезоненко, В. Н. Орлик, В. В. Алексеенко // Экотехнологии и ресурсосбережение, 1996. – № 1. – С. 14–18.
3. Toshiaki Hasegawa Environmentally-compatible regenerative combustion heating system / Toshiaki Hasegawa, Sumiyuki Kishimoto and Yutaka Suzukawa // The second International Seminar On High Temperature Combustion In Stockholm Sweden, royal Institute of Technology, 17 – 18 January – 2000.
4. Воробьева Л. А. Исследование теплообмена и гидравлического сопротивления в металлическом трубчатом регенераторе / [Воробьева Л. А., Затопляев Г. М., Губинский В. И. и др.] // Металлургическая теплотехника : сб. научн. тр. Национальной металлургической академии Украины. – Днепропетровск : ПП Грек О. С., 2007. – С. 71 – 77.
5. Петухов Б. С. Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах / Б. С. Петухов. – М. : «Энергия», 1967. – 412 с.
6. Аладьев И. Т. Зависимость теплоотдачи в трубах от направления теплового потока и естественной конвекции / И. Т. Аладьев,

- М. А. Михеев, О. С. Федынский . – М. : Известия академии наук СССР, 1951. – № 1 – С. 53–67.
7. Кулинченко В. Р. Вынужденная конвекция при ламинарном течении среды / В. Р. Кулинченко. – К: Деп. в УкрНИИНТИ, 1984. – 45 с.
8. Свободноконвективные течения, тепло- и массообмен / Гебхарт Б., Джалурия Й., Махаджан Р., Б. Саммакия : [пер. с англ. С. Л. Вишнивецкого] . – М. : «Мир», в 2-х книгах, кн. 1, 1991. – 678 с.
9. Михеев М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев. – М. : Госэнергоиздат, 1956. – 392 с.
10. Справочник конструктора печей прокатного производства / Под ред. В. М. Тымчака. – М. : Металлургия, т. 1, 1970. – 992 с.
11. Кутателадзе С. С. Основы теории теплообмена / С. С. Кутателадзе. – Новосибирск : Наука, 1970. – 659 с.
12. Исаченко В. П. Теплопередача / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – М. : Энергоиздат, 1981. – 417 с.
13. Шорин С. Н. Теплопередача / С. Н. Шорин. – М. : Высшая школа, 1964. – 490 с.

*Рукопись поступила 20.07.2009 г.*

УДК 539.19

**Дремов В.В.** – к.ф.-м.н., доц., Донбасская национальная академия строительства и архитектуры

**Недопекин Ф.В.** – д.т.н., проф., Донецкий национальный университет

**Минакова О.А.** – ст. преп., Донецкий национальный технический университет

## ВЛИЯНИЕ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ СТЕНОК ИЗЛОЖНИЦЫ НА ДВИЖЕНИЕ ФРОНТА ЗАТВЕРДЕВАНИЯ ПЛОСКОГО СЛИТКА

*Теоретически исследовано влияние теплопроводности стенок плоской клинообразной изложницы на скорость движения фронта затвердевания. Уравнения нестационарной теплопроводности в жидкой и твердой фазах записаны в цилиндрической системе координат. Приближенные нестационарные решения для температур получены вариационным методом с использованием локального термодинамического потенциала. Стыковка этих решений на фронте кристаллизации позволила найти закон движения фронта затвердевания. Влияние изложницы и окружающей среды учитывается линейной функцией, полученной из приравнивания потока тепла, текущего через стенку, и рассеивающегося в окружающую среду. Показано, что при уменьшении теплопроводности стенок изложницы движение фронта затвердевания замедляется.*

*Ключевые слова:* изложница, фронт затвердевания, коэффициент теплопроводности, коэффициент теплоотдачи, функционал, вариация, поток тепла.

### Введение

Влияние толщины стенок изложницы на затвердевание изучали как теоретически [1, 2], так и экспериментально [3, 4]. Мнения авторов достаточно противоречивы, что отмечается в [2], и здесь же приводятся расчеты, полученные при численном решении задачи затвердевания стального слитка в чугунной изложнице, которые в основном совпадают с экспериментами [4]. Отмечено, что с увеличением толщины стенки чугунной изложницы процесс затвердевания стального слитка ускоряется. Влияние изменения теплопроводности стенок изложницы с помощью теплоизолирующих вкладышей, вставляемых в прибыль, описано в [2].

**Целью данной работы** является – теоретическое исследование влияния теплопроводности стенок плоской клинообразной изложницы на скорость движения фронта затвердевания.

### Постановка задачи

В предлагаемой работе теоретически исследуется затвердевание металла в изложницах с большим и малым коэффициентом теплопроводности стенок и дна. Изложница представляет собой емкость в виде усеченного клина с одинаковой толщиной стенок и дна рис. 1. После заполнения изложницы поверхность жидкого металла покрывают теплоизолирующими слоем шлака. Так как дно изложницы находится на теплоизолирующей песчаной подушке, то затвердевание металла в основном происходит от боковых стенок. Потоком тепла через верх и дно изложницы пренебрегаем.

Задача рассматривается в цилиндрической системе координат  $r, \varphi, z$ . Предполагается, что длина изложницы вдоль координаты  $z$  велика по сравнению с поперечными размерами, поэтому не учитываем зависимость температуры от  $z$ . Система уравнений теплопроводности для твердой и жидкой фаз записывается в пренебрежении вязким трением жидкого металла и поперечными составляющими скорости  $v_\varphi$  по сравнению с продольной  $v$ , направленной вдоль фронта затвердевания. Поэтому уравнение теплопроводности для жидкой фазы примет вид

$$\frac{\partial T_1}{\partial t} + v_r \frac{\partial T_1}{\partial r} = a_1 \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T_1}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T_1}{\partial \varphi^2} \right], \\ r_\phi \leq r \leq R_2, 0 \leq \varphi \leq \varphi_\phi. \quad (1)$$

В твердой фазе

$$\frac{\partial T_2}{\partial t} = a_2 \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T_2}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T_2}{\partial \varphi^2} \right], R_1 \leq r \leq r_\phi, \varphi_\phi \leq \varphi \leq \alpha_1. \quad (2)$$

Система уравнений (1) и (2) решается совместно с граничными условиями:

$$T_1 = T_\kappa \quad \text{при } r = r_\phi \text{ и } \varphi = \varphi_\phi; \quad \frac{\partial T_1}{\partial \varphi} = 0 \text{ при } \varphi = 0; \quad (3)$$

$$T_2 = T_\kappa \quad \text{при } r = r_\phi \text{ и } \varphi = \varphi_\phi; \quad T_2 = T_n \text{ при } r = R_1 \text{ и } \varphi = \alpha_1. \quad (4)$$

Толщина затвердевшего металла определяется по формуле

$$\varepsilon = r_\phi (\alpha_1 - \varphi_\phi) \quad (5)$$

в предположении, что угол  $\alpha_1$  мал.

В начальный момент, когда  $t = 0$ , твердая фаза отсутствует, то  $T_1(r, \varphi, 0) = T_h$  при  $R_2 > r > R_1$  и  $\alpha_1 > \varphi > 0$ . При  $\varphi = \alpha_1$ ,  $r > R_1$  и  $t > 0$  имеем

$$T_1(r_\phi, \varphi_\phi, t_\phi) = T_\kappa, \quad T_2(r, \varphi_1, t) = T_n. \quad (6)$$

На фронте затвердевания выполняется условие равенства тепловых потоков:

$$\lambda_1 \left( \frac{1}{r} \frac{\partial T_1}{\partial \varphi} \right)_{\substack{\varphi=\varphi_\phi \\ r=r_\phi}} + L_1 \rho_1 \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} = \lambda_2 \left( \frac{1}{r} \frac{\partial T_2}{\partial \varphi} \right)_{\substack{\varphi=\varphi_\phi \\ r=r_\phi}}. \quad (7)$$

Тепловой поток из твердой фазы слитка проходит через стенки изложницы и рассеивается в окружающую среду, поэтому можно записать, что

$$\frac{\lambda_3}{\delta} (T_n - T_u) = \alpha (T_u - T_c), \quad (8)$$

где  $\lambda_3$  – коэффициент теплопроводности, Вт/м·К;  $\delta$  – толщина стенок изложницы, м;  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи, Вт/м<sup>2</sup>·К;  $T_u$  – температура наружных стенок изложницы, К;  $T_c$  – температура окружающей среды, К;  $T_n$  – температура внутренней поверхности изложницы, К.

Из уравнений (1), (2) и граничных условий (2)–(7) следует найти три неизвестные функции  $T_1(r, \varphi, t)$ ,  $T_2(r, \varphi, t)$ ,  $\varepsilon(t)$ , а из уравнения (8) определить температуру поверхности слитка  $T_n$ , при заданных значениях других величин, которая будет использована при расчете скорости движения фронта затвердевания  $\varepsilon(t)$ .

Точное решение по  $r$  уравнения (1) в предположении, что  $v_r = 0$  имеет вид:

$$T_1 = \frac{(T_h - T_\kappa) \ln r + T_\kappa \ln R_2 - T_h \ln r_\phi}{\ln(R_2 / r_\phi)}. \quad (9)$$

Найдем приближенное решение стационарного уравнения, полученного из (1), которое при умножении на  $r$  и делении на  $a$  имеет вид

$$\frac{v_r}{a_1} r T_r - T_r - r T_{rr} - \frac{1}{r} T_{\varphi\varphi} = 0, \quad (10)$$

где  $T_r = \partial T / \partial r$ ,  $T_{rr} = \partial^2 T / \partial r^2$ ,  $T_{\varphi\varphi} = \partial^2 T / \partial \varphi^2$ .

Решаем задачу вариационным методом с использованием понятия локального термодинамического потенциала, описанного достаточно подробно в [5] и [6].

Функционал, соответствующий уравнению (10), запишем в виде

$$\int_{r_\phi}^{R_2} \int_0^{\varphi_\phi} \left[ 2 \frac{v_r}{a_1} r T_r^0 + r T_r^2 + \frac{1}{R} T_\varphi^2 \right] dr d\varphi = L, \quad (11)$$

где  $T_r^0 = \partial T / \partial r$ , а индекс ноль при  $T_r$  обозначает неварьируемую производную от температуры.

Нетрудно убедиться, что если взять вариацию от  $L$  по  $T$ , что равносильно выполнению уравнения Эйлера – Лагранжа

$$\frac{\partial L}{\partial T} - \frac{\partial}{\partial r} \frac{\partial L}{\partial T_r} - \frac{\partial}{\partial r} \frac{\partial L}{\partial T_\varphi} = 0, \quad (12)$$

найти соответствующие производные и подставить их в (12), то после сокращения на множитель 2 получим уравнение (10). Следовательно, функционал (11) соответствует уравнению (10) и функция, минимизирующая его, будет наилучшим приближенным решением (10). Ищем функцию, минимизирующую функционал (11), в виде

$$T = T(r)f(\varphi) = \left[ \frac{(T_h - T_k)\ln r + T_k \ln R_2 - T_h \ln r_\phi}{\ln(R_2/r_\phi)} \right] f(\varphi). \quad (13)$$

Вычисляя производные по  $r$  и  $\varphi$  от (13), получаем

$$T_r = \frac{T_h - T_k}{r \ln(R_2/r_\phi)}, \quad T_\varphi = \left[ \frac{(T_h - T_k)\ln r + T_k \ln R_2 - T_h \ln r_\phi}{\ln(R_2/r_\phi)} \right] f'(\varphi). \quad (14)$$

Подставляя (13) и (14) в (11) и интегрируя по  $r$ , находим:

$$\int_0^{\varphi_\phi} \left\{ A_1 f^0(\varphi) f(\varphi) + B_1 f^2(\varphi) + C_1 [f'(\varphi)]^2 \right\} d\varphi = L. \quad (15)$$

Функция  $f(\varphi)$  выбирается так, чтобы интеграл (11) принимал минимальное значение. Этому условию удовлетворяет функция, обращающая в нуль вариацию

$$\delta L = \frac{\partial L}{\partial f(\varphi)} - \frac{\partial}{\partial \varphi} \frac{\partial L}{\partial f'(\varphi)} = 0. \quad (16)$$

Взяв вариацию, получим

$$f''(\varphi) - K_1 f(\varphi) = 0. \quad (17)$$

где  $K_1 = \sqrt{(A_1 + 2B_1)/2C_1}$ .

Решением уравнения (17) будет функция [7]:

$$f(\varphi) = C'_1 ch K_1 \varphi + C'_2 sh K_1 \varphi. \quad (18)$$

Постоянные  $C'_1$  и  $C'_2$  находятся из граничных условий:  $T = T_k$  при  $\varphi = \varphi_\phi$ ,  $\partial T / \partial \varphi = 0$  при  $\varphi = 0$ . Учитывая их в (18) и вычисляя, получаем  $C'_2 = 0$ ,  $C'_1 = 1/ch K_1 \varphi_\phi$ . Подставляя их в (18), а последнее в (13), находим решение уравнения (10)

$$T = \frac{[(T_h - T_k)\ln r + T_k \ln R_2 - T_h \ln r_\phi]}{\ln(R_2/r_\phi)} \frac{ch K_1 \varphi}{ch K_1 \varphi_\phi}. \quad (19)$$

Таким же методом находим решение полного нестационарного уравнения (1). Функционал, соответствующий уравнению (1), имеет вид

$$L = \int_0^{t_\phi} \int_0^{\varphi_\phi} \int_{r_\phi}^{R_2} \left[ \frac{2\sigma_r}{a_1} r T_r^0 T + 2 \frac{r}{a_1} T T_t^0 + r T_r^2 + \frac{1}{r} T_\varphi^2 \right] dr d\varphi dt. \quad (20)$$

Решение (1) ищем в виде функции (19), умноженной на неизвестную функцию  $f(t)$ :

$$T = \frac{[(T_h - T_k) \ln r + T_k \ln R_2 - T_h \ln r_\phi]}{\ln(R_2 / r_\phi)} \frac{\operatorname{ch} K_1 \varphi}{\operatorname{ch} K_1 \varphi_\phi} f(t). \quad (21)$$

Подставляя (21) и его производные по  $r$ ,  $\varphi$ ,  $t$  в (20) и интегрируя по  $r$  и  $\varphi$  получаем

$$L = \int_0^{t_\phi} \left\{ K f^0(t) f(t) + M f(t) [f'(t)]^0 + P f^2(t) + Q f^2(t) \right\} dt. \quad (22)$$

Взяв вариацию от (22) по  $f(t)$  и приравняв ее нулю, получим:

$$M f'(t) + G_1 f(t) = 0.$$

Решением этого уравнения будет функция:

$$f(t) = C \exp(-G_1 t / M). \quad (23)$$

Учитывая (23) в (21) и условие на фронте затвердевания (3) при  $t = t_\phi$ , получим  $C = \exp(G_1 t_\phi / M)$ . Следовательно, решением уравнения (1) будет функция:

$$T_1 = \frac{[(T_h - T_k) \ln r + T_k \ln R_2 - T_h \ln r_\phi]}{\ln(R_2 / r_\phi)} \frac{\operatorname{ch} K_1 \varphi}{\operatorname{ch} K_1 \varphi_\phi} \exp\left[-\frac{G_1}{M}(t - t_\phi)\right]. \quad (24)$$

Таким же способом найдем решение уравнения (2) для твердой фазы:

$$T_2 = \frac{[(T_n - T_k) \ln r + T_k \ln R_1 - T_n \ln r_\phi]}{\ln(R_1 / r_\phi)} \times \\ \times \frac{[shK_2(\alpha - \varphi) + shK_2(\varphi - \varphi_\phi)]}{shK_2(\alpha - \varphi_\phi)} \exp\left[-\frac{2G_2}{F_2}(t - t_\phi)\right]. \quad (25)$$

Вычислим производные по  $\varphi$  от (24) и (25) и подставим их в (7). Используя условие на фронте затвердевания (5), найдем скорость затвердевания по радиусу:

$$r_\phi \frac{dr_\phi}{dt} (\alpha_1 - \varphi_\phi) = \frac{T_k}{L_1 \rho} \left\{ \lambda_2 K_2 \frac{1 - chK_2(\alpha_1 - \varphi_\phi)}{shK_2(\alpha_1 - \varphi_\phi)} - \lambda_1 K_1 thK_1 \varphi_\phi \right\}. \quad (26)$$

Приведем вид выражений  $K_1$ ,  $K_2$ , необходимых для численных расчетов:

$$K_1 = \sqrt{A/B}; \quad K_2 = \sqrt{A_2/B_2}; \quad A = A_1 + 2B_1; \quad B = 2C_1;$$

$$A_1 = \frac{2\nu_r(T_h - T_k)}{a_1 \ln^2(R_2/r_\phi)} \left\{ \ln \frac{R_2}{r_\phi} (T_h R_2 - T_k r_\phi) - (R_2 - r_\phi)(T_h - T_k) \right\};$$

$$B_1 = \frac{(T_h - T_k)^2}{\ln(R_2/r_\phi)}; \quad A_2 = \frac{(T_n - T_k)^2}{\ln(R_1/r_\phi)};$$

$$C_1 = \frac{1}{\ln(R_2/r_\phi)} \times$$

$$\times \left[ (T_h - T_k)^2 \frac{\ln^2 R_2 + \ln R_2 \ln r_\phi + \ln^2 r_\phi}{3} + \right.$$

$$\left. + (T_k \ln R_2 - T_h \ln r_\phi)(T_h \ln R_2 - T_k \ln r_\phi) \right];$$

$$B_2 = \frac{1}{\ln(R_1/r_\phi)} \times$$

$$\times \left[ \frac{(T_n - T_k)^2}{3} (\ln^2 R_1 + \ln R_1 \ln r_\phi + \ln^2 r_\phi) + \right.$$

$$\left. + (T_k \ln R_1 - T_n \ln r_\phi)(T_n \ln R_1 - T_k \ln r_\phi) \right].$$

Если в (26) зафиксировать ( $\alpha_1 - \varphi_\phi$ ), то получим зависимость  $r_\phi(t)$  на данном значении угла:

$$r_\phi \frac{dr_\phi}{dt} = \frac{T_k}{L_1 \rho (\alpha_1 - \varphi_\phi)} C_*, \quad (27)$$

где  $C_*$  обозначает выражение в фигурных скобках (26). Решая уравнение (27), находим:

$$r_\phi = \sqrt{\frac{2T_k C_*}{L_1 \rho (\alpha_1 - \varphi_\phi)}} t + R_1^2. \quad (28)$$

Для разных углов  $\varphi_\phi$  и моментов времени выполнены вычисления координат фронта затвердевания стального слитка при следующих численных значениях размеров изложницы и параметров жидкой и твердой стали:  $R_1 = 1,2$  м,  $R_2 = 2,2$  м,  $\alpha_1 = 10^\circ$ ,  $\alpha_2 = 12^\circ$ ,  $T_h = 1833$  К,  $T_k = 1733$  К,  $T_n = 433$  К,  $T_c = 300$  К,  $\rho = 7,31 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup>,  $\lambda_1 = 26,5$  Вт/(м·К),  $\lambda_2 = 30,3$  Вт/(м·К),  $\lambda'_3 = 0,325$  Вт/(м·К),  $\lambda''_3 = 58,7$  Вт/(м·К),  $\alpha = 68$  Вт/м<sup>2</sup>К,  $a_1 = 4,5 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с,  $\nu_r = 10^{-2}$  м/с.

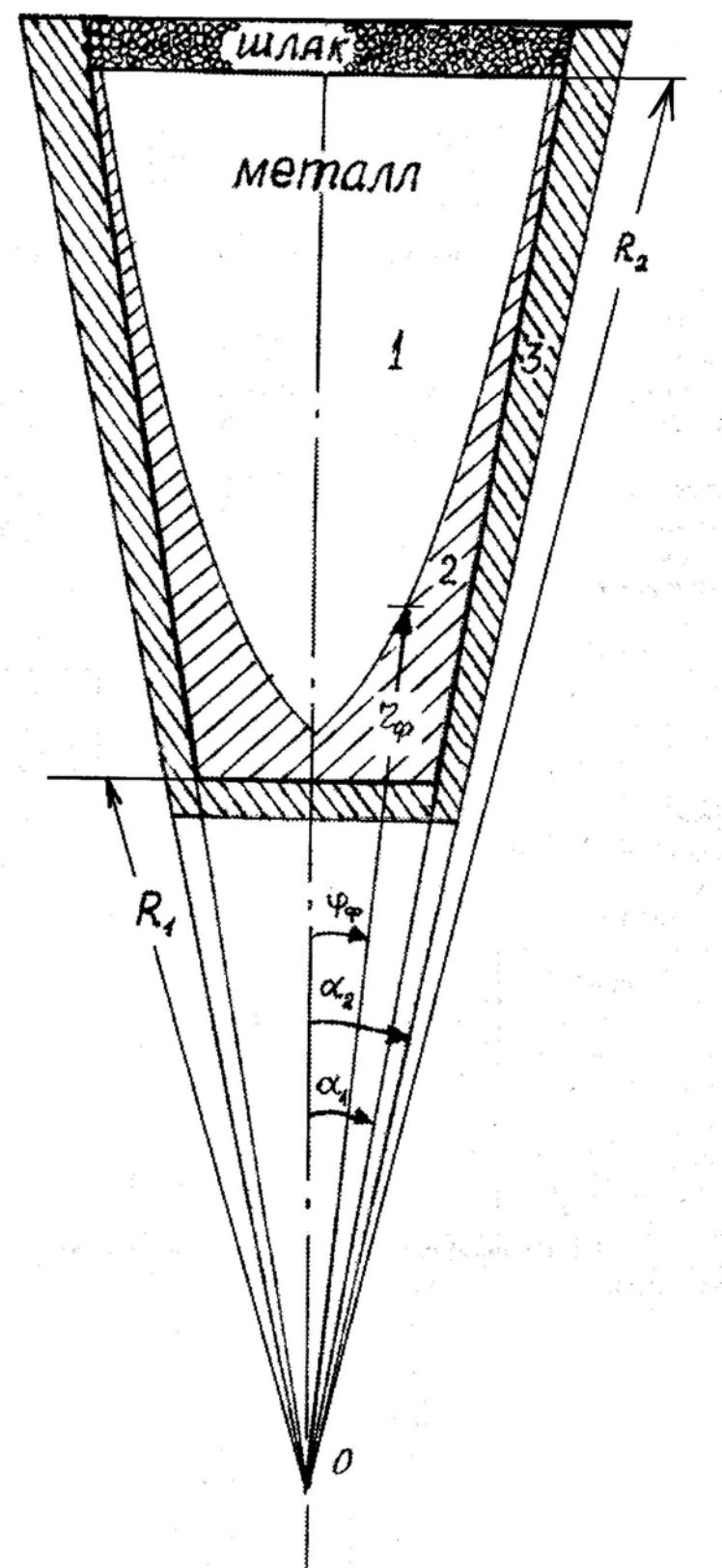


Рис. 1. Поперечное сечение изложницы:  
1 – жидкая фаза; 2 – твердая фаза; 3 – изложница

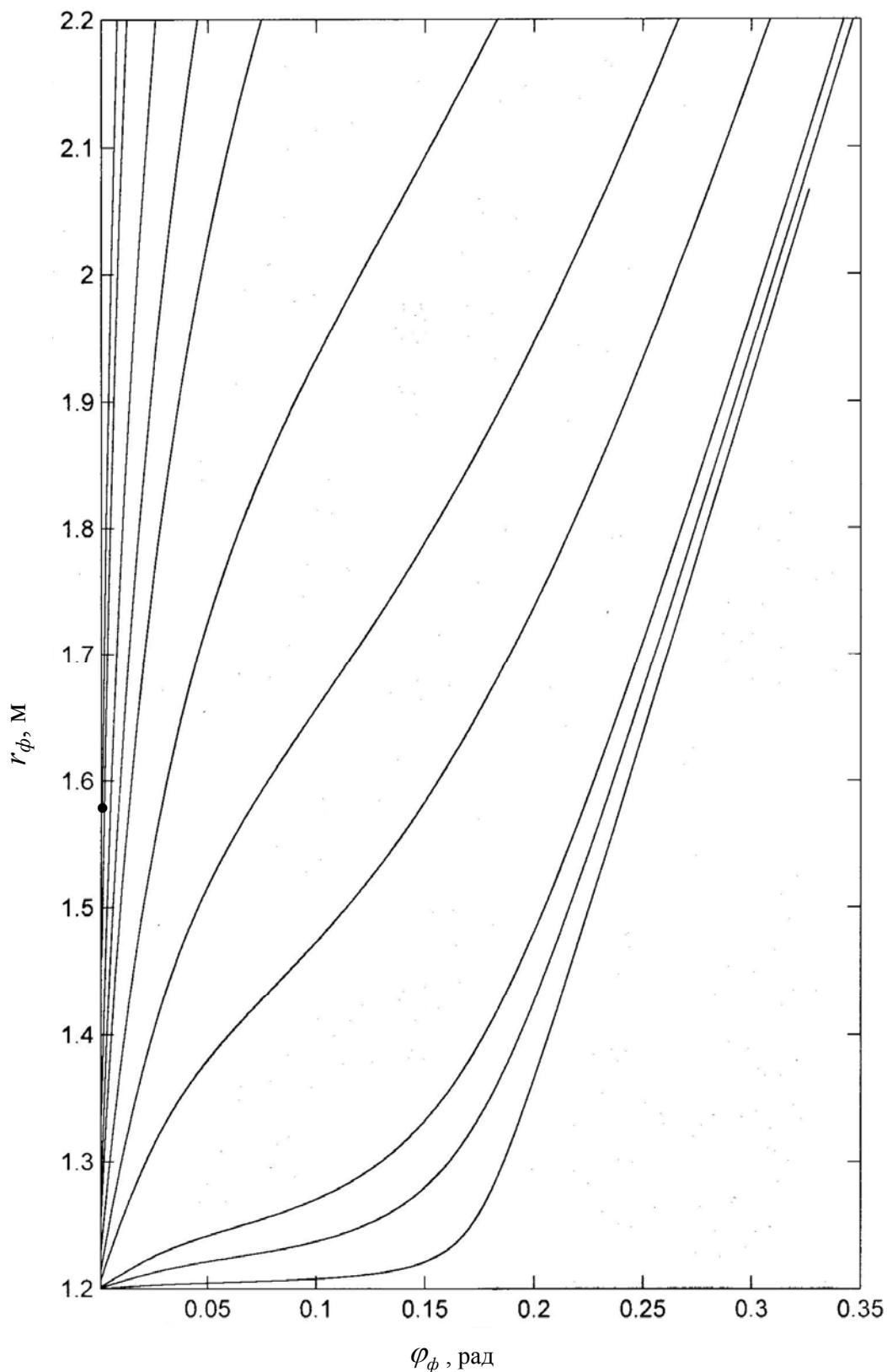


Рис. 2. Положение фронта затвердевания в изложнице  
с низкой теплопроводностью стенок  $\lambda_3 = 0,325 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ .  
Черной точкой отмечено дно жидкой лунки на момент времени 2200 с

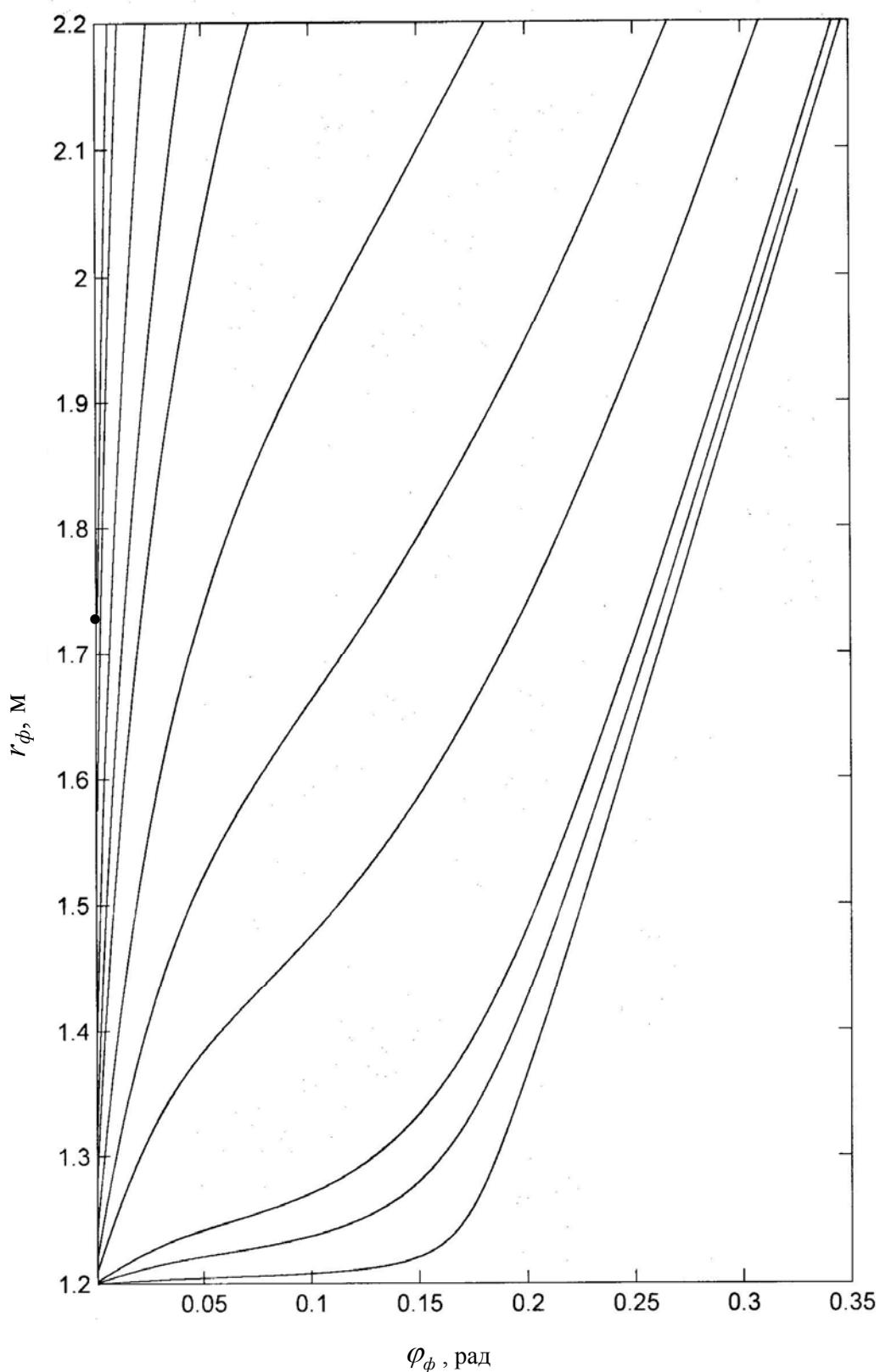


Рис. 3. Положение фронта затвердевания в изложнице  
с высокой теплопроводностью стенок  $\lambda_3 = 58,7 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ .  
Черной точкой отмечено дно жидкой лунки на момент времени 2200 с

## Выводы

По результатам расчетов построены графики положения фронта затвердевания в соответствующие моменты времени (1; 5; 10; 50; 100; 200; 400; 600;  $10^3$ ;  $2 \cdot 10^3$ ;  $2,2 \cdot 10^3$  с) для одинаковой толщины стенок изложницы с низкой теплопроводностью  $\lambda'_3$  (рис. 2) и с высокой теплопроводностью  $\lambda''_3$  (рис. 3). Видно, что в изложницах со стенками хорошо проводящими тепло затвердевание происходит немного быстрее. Это заметно по координате  $r_\phi$  при  $\varphi = 0$ : в плохо проводящей тепло изложнице она равна 1,57 м (рис. 2), а в хорошо проводящей тепло она равна 1,74 м (рис. 3). Влияние теплопроводности стенок изложницы на скорость затвердевания можно сравнить с влиянием плохо проводящих вставок в прибыльную часть слитка [2]. При замене материала вставки с чугуна на шамот последние порции жидкого металла затвердевают в нижней части прибыли, т.е. утепление прибыли за счет вставки с низкой теплопроводностью приводит к замедлению затвердевания металла в прибыли.

## Список литературы

1. Вейник А. И. Теплообмен между слитком и изложницей / Вейник А. И. – М. : Металлургиздат, 1959.
2. Самойлович Ю. А. Стальной слиток. Т. 2. Затвердевание и охлаждение / Ю. А. Самойлович, В. И. Тимошпольский, И. А. Трусова, В. В. Филиппов. – Минск : Белорусская наука, 2000.
3. Гранат И. Я. Влияние толщины стенки изложницы на ход затвердевания и качество стального слитка / И. Я. Гранат, А. А. Безденежных . – М. : Металлургия, 1938. – № 10.
4. Bishop H. F. Solidification mechanism of steel Ingots / H. F. Bishop, F. A. Brandt, W. S. Pellini // J. of Metals. – 1952. – Vol. 194 (January). – P. 44.
5. Дремов В.В. Вариационный и численный методы в теплофизике затвердевающего слитка / В. В. Дремов, Ф. В. Недопекин // Макеевка : ДонНАСА, 2007. – С. 34.
6. Дремов В.В. Аналитический расчет затвердевания расплава в изложнице / В. В. Дремов, Ф. В. Недопекин // ИФЖ. – 2002. – Т. 75, № 6. – С. 179–184.
7. Камкэ Э. Справочник по обыкновенным дифференциальным уравнениям / Э. Камкэ. – Москва : Наука, 1971. – С. 365.

Рукопись поступила 29.10.2009 г.

УДК 669.041.001.24

**Дубина О.В.** – к.т.н., ОАК НАК України

**Тимошпольський В.И.** – д.т.н., директор по науке и новой технологии  
ЗАО «Нефтьгазстройизоляция», Украина

**Самойлович Ю.А.** – д.т.н., директор НПП «Платан», Россия

**Трусова И.А.** – д.т.н., зав. каф. «Металлургические технологии», Белорусский  
национальный технический университет, Беларусь

## **ЗАКОНОМЕРНОСТИ НАГРЕВА СТАЛИ В КОЛЬЦЕВЫХ ПЕЧАХ**

*Приведены результаты комплексных (экспериментально-теоретических) исследований нагрева цилиндрических заготовок в кольцевых печах осепрокатного и трубопрокатного производства. Развиты положения о закономерностях нагрева заготовок в зависимости от состояния подины кольцевой печи, шага раскладки заготовок, кантования заготовок с целью управления процессом нагрева и обеспечения равномерности нагрева.*

*Ключевые слова: нагрев стали, кольцевая печь, экспериментальные исследования, математическое моделирование теплового и термоаппаратного состояния заготовок, допустимая скорость нагрева, кантование заготовок.*

### **Введение**

Исследованию закономерностей процессов внешнего и внутреннего теплообмена при нагреве металла в кольцевых печах трубопрокатного и осепрокатного производства посвящен ряд научных работ, среди которых необходимо отметить первые фундаментальные монографии в этой области В.Н. Григорьева [1, 2], работы Тайца Н.Ю. с сотрудниками [3 – 8], комплексные исследования Всесоюзного научно-исследовательского трубного института [9 – 15], публикации белорусской научной школы [16, 17] и др.

В монографии [16] обобщены результаты многолетних комплексных исследований (1975 – 1990 гг.), выполненных совместно со специалистами Днепровского металлургического комбината (ДМК) и учеными Днепродзержинского государственного технического университета, которые были направлены на освоение проектной мощности оборудования и совершенствование режимов тепловой работы кольцевых печей осепрокатного стана 250, включая фактически весь цикл тепловой обработки при получении готовой продукции: нагрев заготовок диаметром 0,23, 0,27 и 0,29 мм в коль-

цевой печи № 1, охлаждение катаных вагонных осей перед термообработкой, термическую обработку сплошных и полых осей в кольцевой печи № 2. При этом осуществлены многочисленные промышленные эксперименты по определению поля температур в заготовках и рабочем пространстве печи при нагреве и термической обработке (нормализации), разработана серия математических моделей нагрева металла, на основании которых выполнены многовариантные расчеты. Это позволило в итоге определить основные закономерности нагрева заготовок и термической обработки сплошных и полых осей, установить взаимосвязь качества нагрева металла и топливопотребления, улучшить на тот период времени технико-экономические показатели тепловой работы кольцевых печей.

**Целью настоящей работы** является анализ закономерностей нагрева металла в кольцевых печах, базирующийся на результатах как ранее выполненных разработок, так и комплексных (экспериментальных и теоретических) исследований по совершенствованию тепловой работы кольцевых печей, осуществленных в период 1995 – 2008 гг.

### **Экспериментальные исследования технологии нагрева заготовок в кольцевых печах**

С целью более детального анализа тепловой работы кольцевых печей стана 250 ДМК выполнены оригинальные экспериментальные исследования температурных полей цилиндрических заготовок при их тепловой обработке в условиях осепрокатного стана 250 ДМК [18]. Методика проведения эксперимента, приведенная в работах [16, 19, 20], в конкретном случае усовершенствована. Во-первых, в данном варианте использовались термопары типа ХА с диаметром электродов 0,5 – 0,8 мм, во-вторых, с целью изучения асимметрии нагрева термопары устанавливались в специальные отверстия не только в характерных точках цилиндра, но и в выбранном сечении по периметру, что обеспечило большую информативность о температурном поле металла.

Результаты экспериментальных замеров температурных полей заготовок диаметром 0,23 и 0,27 м представлены на рис. 1, 2, анализ которых свидетельствует о значительной несимметричности процессов нагрева заготовок.

### **Результаты исследований**

Базовая математическая модель процессов нагрева цилиндрических заготовок в кольцевой печи, учитывающая изменение теплового потока по периметру нагреваемой заготовки, приведена в работах [16, 17], результаты идентификации модели – на рис. 3.

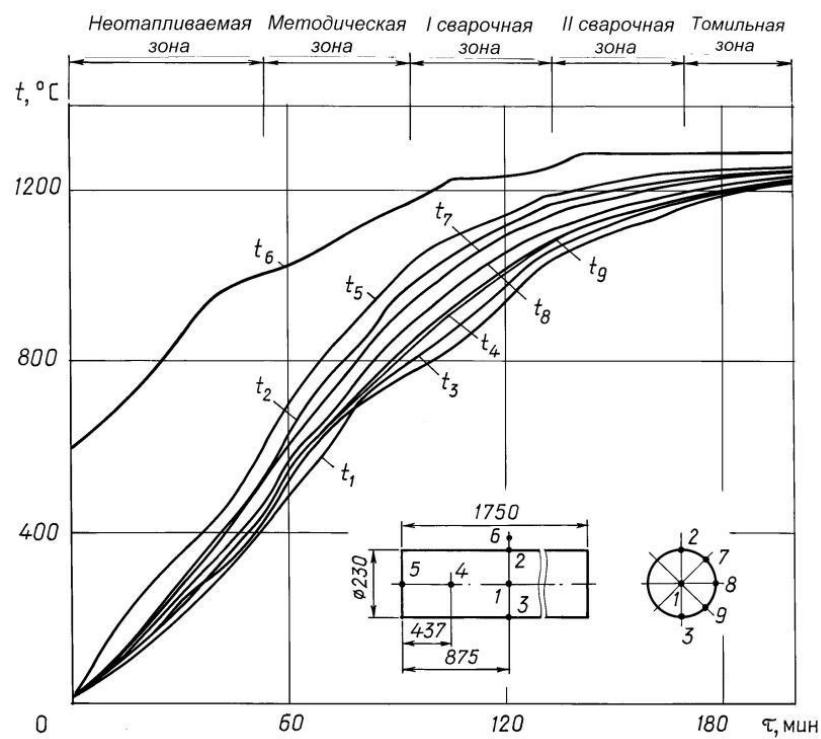


Рис. 1. Изменение температур по сечению заготовки диаметром 0,23 м при нагреве в кольцевой печи

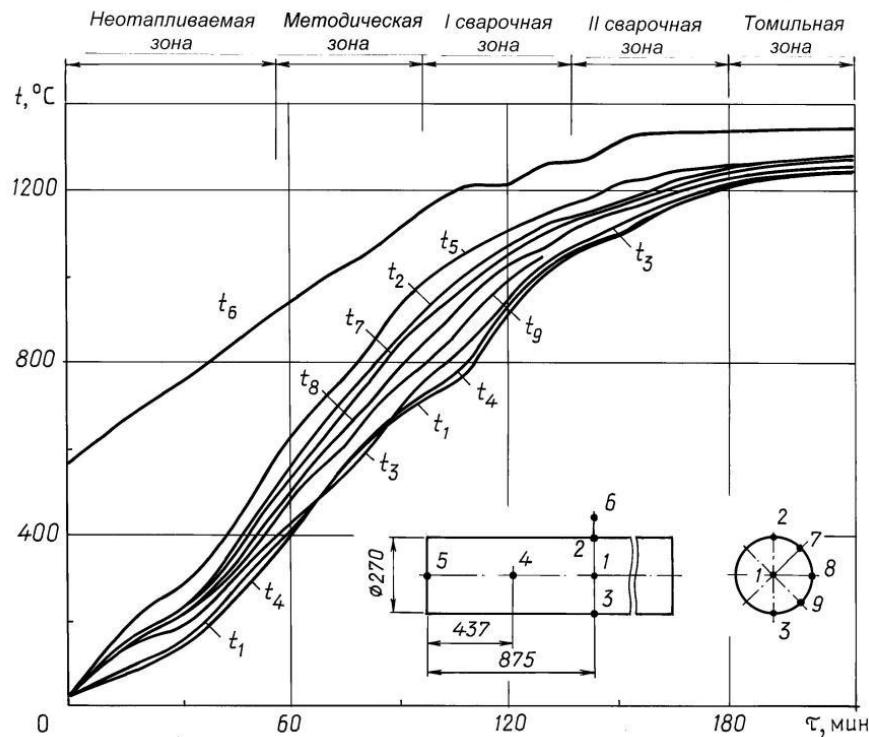


Рис. 2. Изменение температур по сечению заготовки диаметром 0,27 м при нагреве в кольцевой печи

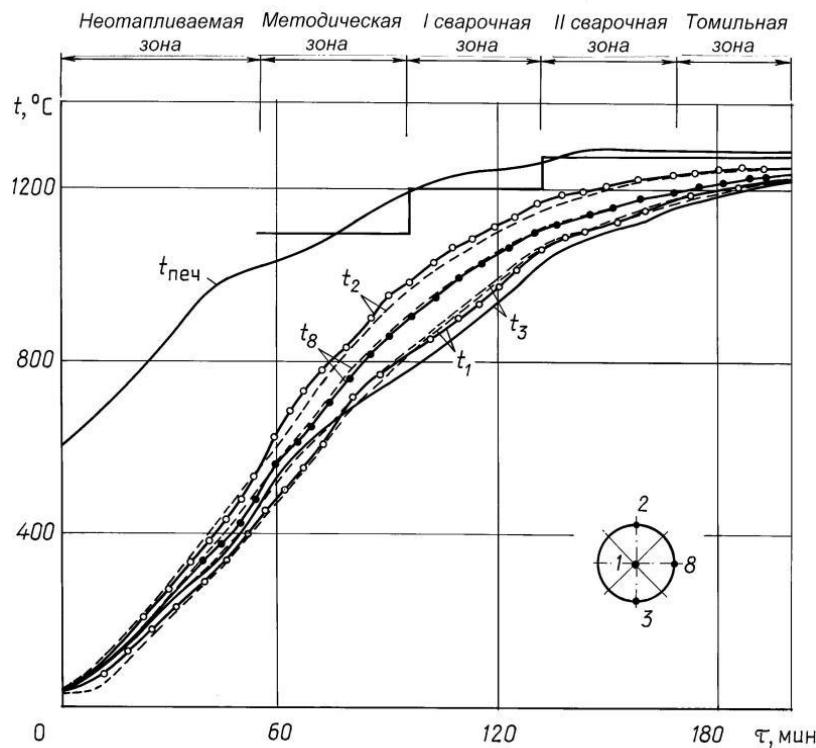


Рис. 3. Результаты сравнения температур по сечению заготовки диаметром 0,23 м:  
○ – о – о – эксперимент; – – – расчет

В продолжение ранее выполненных исследований модель была модернизирована [17]:

- введены два вида горячих теплоносителей – греющая газовая среда и поверхность подины, каждая из которых характеризуется температурой и коэффициентом теплообмена;
- модель дополнена уравнениями для совместного решения задач термоупругости и нестационарной теплопроводности для стальных заготовок круглого сечения:

$$\begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{bmatrix} = D \left\{ \begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \alpha \\ \alpha \\ 0 \end{bmatrix} (1 + \mu)(T - T_0) \right\}, \quad (1)$$

где  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$ ,  $\tau_{xy}$  – компоненты тензора главных напряжений;  $\varepsilon_x$ ,  $\varepsilon_y$ ,  $\gamma_{xy}$  – компоненты тензора деформации;  $\alpha$  – коэффициент линейного расширения;  $\mu$  – коэффициент Пуассона;  $D$  – тензор упругих констант материала нагреваемой заготовки:

$$D = \frac{E(T)}{(1+\mu)(1-2\mu)} \begin{bmatrix} 1-\mu & \mu & 0 \\ \mu & 1-\mu & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-2\mu}{2} \end{bmatrix}, \quad (2)$$

где  $E$  – модуль упругости.

Уравнения термоупругости (1), учитывающие наличие нестационарного поля температур  $T(x, y, \tau)$ , дополнены уравнениями равновесия

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} = K_x, \quad \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} = K_y, \quad \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} = K_z, \quad (3)$$

где  $K$  – вектор объемных сил.

Необходимо отметить, что при выборе форсированных режимов несимметричного нагрева заготовок большого сечения (230 мм и более), обеспечивающих повышение производительности печи и необходимый уровень качества нагрева, производственники и исследователи сталкиваются с необходимостью решения двух задач:

- 1) определение допустимой скорости нагрева и, соответственно, допустимой разности температур по сечению нагреваемых заготовок, что в итоге сводится к расчету термических напряжений в заготовках;
- 2) анализ возможности снижения температурного перепада (и как следствие, термических напряжений) посредством механического кантования заготовок.

*Определение допустимой скорости нагрева.* На рис. 4, 5 в качестве примера приведены результаты расчетов нагрева цилиндрических заготовок диаметром 0,23 и 0,29 м из углеродистых марок стали, при этом изменение температур греющей среды ( $T_B$ ) и подины ( $T_H$ ) определяли по формулам [17]:

$$T_H = 1160 + 360 \tanh\left(\frac{\tau}{2400} - 1,2\right), \quad T_B = 1250 + 290 \tanh\left(\frac{\tau}{2400} - 1,2\right).$$

Коэффициенты излучения для верхней и нижней поверхностей нагреваемых заготовок приняты равными  $3 \cdot 10^8$  и  $1 \cdot 10^8$  Вт/(м<sup>2</sup>·К<sup>4</sup>), что соответствует расположению заготовок на поду печи с зазором, составляющим  $\sim 25\%$  их диаметра.

Результатами расчетов установлено, что термический центр заготовки значительно сдвинут вниз по отношению к геометрическому центру поперечного сечения. Растигающие напряжения фиксируются в геометрическом центре заготовок, причем в процессе нагрева их величина постепенно растет, достигая максимума, а затем начинает убывать. Анализ распределения вдоль вертикального сечения главных

компонент тензора напряжений ( $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$ ) показывает, что центр распределения компоненты  $\sigma_x$  расположен в геометрическом центре заготовки, в то время как центр изотерм существенно смещен вниз по отношению к геометрическому центру сечения заготовки.

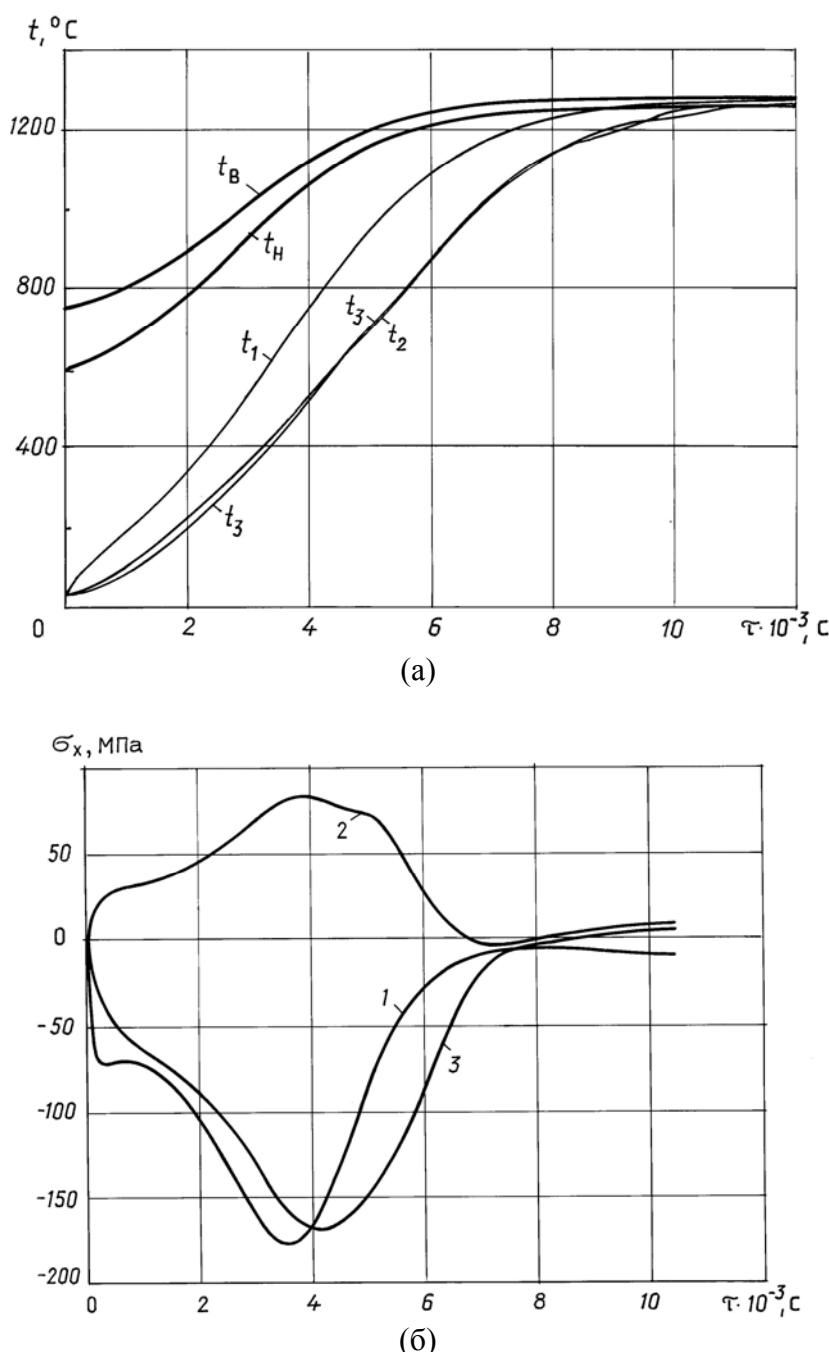
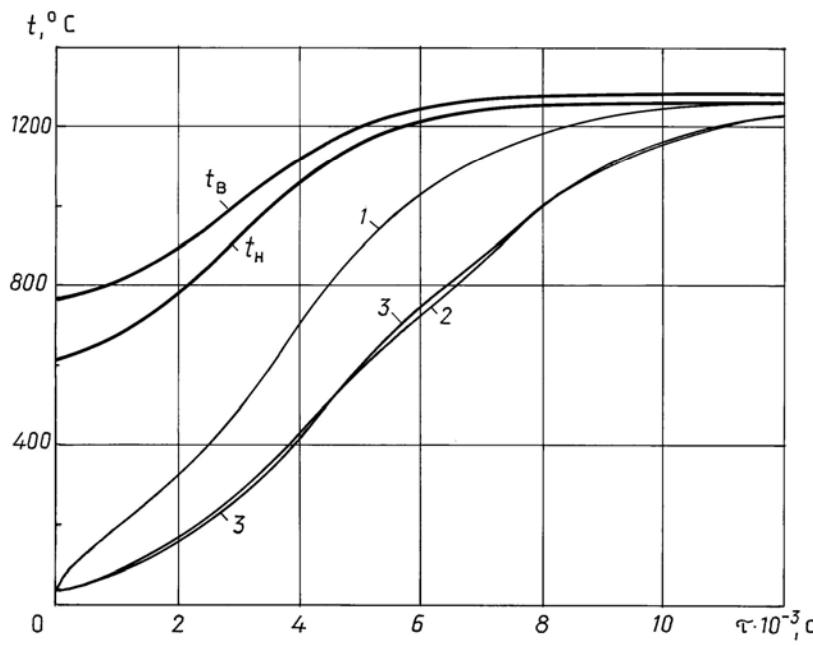
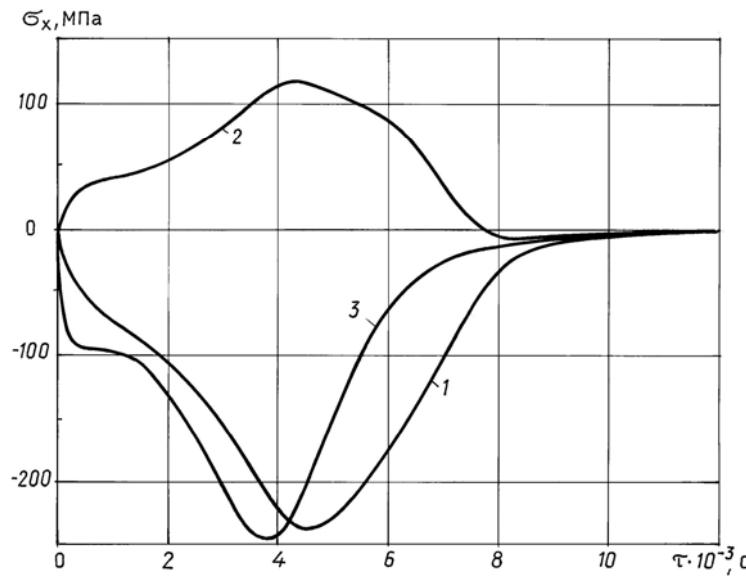


Рис. 4. Изменение во времени температур (а)  
греющей среды  $t_B$ , поверхности подины  $t_h$   
и заготовки в характерных точках (1 и 3 – верх  
и низ сечения; 2 – геометрический центр сечения),  
компоненты  $\sigma_x$  тензора напряжений (б) заготовки  
диаметром 230 мм из углеродистой стали



(а)



(б)

Рис. 5. Изменение во времени температур (а)  
греющей среды  $t_B$ , поверхности подины  $t_H$   
и заготовки в характерных точках (1 и 3 – верх  
и низ сечения; 2 – геометрический центр сечения),  
компоненты  $\sigma_x$  тензора напряжений (б) заготовки  
диаметром 290 мм из углеродистой стали

Изложенная выше модель теплового режима кольцевой печи основана на предположении о плавном подъеме температуры печи от некоторой начальной до заданной в сварочной зоне. Из анализа полученных результатов следует, что рассмотренные режимы отличаются достаточно низкой скоростью повышения температуры металла и со-

ответственно низким уровнем термических напряжений в нагреваемых заготовках. Это свидетельствует о существенных резервах в отношении возможного повышения производительности кольцевой печи. Использование указанного резерва возможно добиться путем увеличения скорости повышения температуры греющей среды в зоне предварительного нагрева, при этом основным ограничением при резком повышении температуры греющей среды будут являться величины термических напряжений.

*Анализ возможности снижения температурного перепада посредством механического кантования заготовок.* В области исследования закономерностей тепловой работы кольцевых печей и обеспечения качества нагрева металла вопрос о целесообразности кантования металла в кольцевых печах не нашел должного отражения в литературе, несмотря на то, что при нагреве стальных заготовок большого диаметра сохраняется высокая степень неравномерности температурного поля по их сечению. В частности, в монографии Н.Ю. Тайца [3] изложены некоторые соображения о режиме кантования заготовок в ролевых печах, в работе [9] впервые приведены результаты математического моделирования для изучения динамики поля температур в цилиндрических заготовках при их кантовании. Наиболее полное, на наш взгляд, изучение процесса кантования слитков приведено в работе [16].

Ниже приведены результаты расчетного анализа температурного состояния цилиндрических заготовок диаметром 0,27 м применительно к кольцевой печи стана 250 ДМК, выполненного с использованием математической модели [21]. С этой целью в конце сварочной зоны (с учетом технологических и конструктивных особенностей кольцевой печи) осуществляли теоретическое кантование осевых заготовок на 90° и 180°. На рис. 6 – 8 приведена динамика температур в характерных точках сечения заготовок 0,27 м и расположение изотерм по их сечению без кантования и с кантованием. Так, анализ температурного состояния заготовки диаметром 0,27 м при нагреве ее без кантования показывает, что тепловой центр смещен к нижней поверхности заготовок и имеет температуру 1184 °С, в то время как верхняя поверхность – 1204 °С. Кантование приводит к сближению теплового и геометрического центра, особенно это очевидно при кантовании на 180°.

Предлагаемые режимы нагрева цилиндрических заготовок с кантованием на 180° прошли опытно-промышленное опробование на кольцевой печи осепрокатного стана 250 ДМК им. Дзержинского. Анализ тепловой работы печи при работе по разработанным режимам нагрева с использованием операции кантования показал, что за счет сокращения общего времени нагрева суммарный расход топлива (природного газа) снизился на 3,5 – 5,5 % (в зависимости от производительности печи).

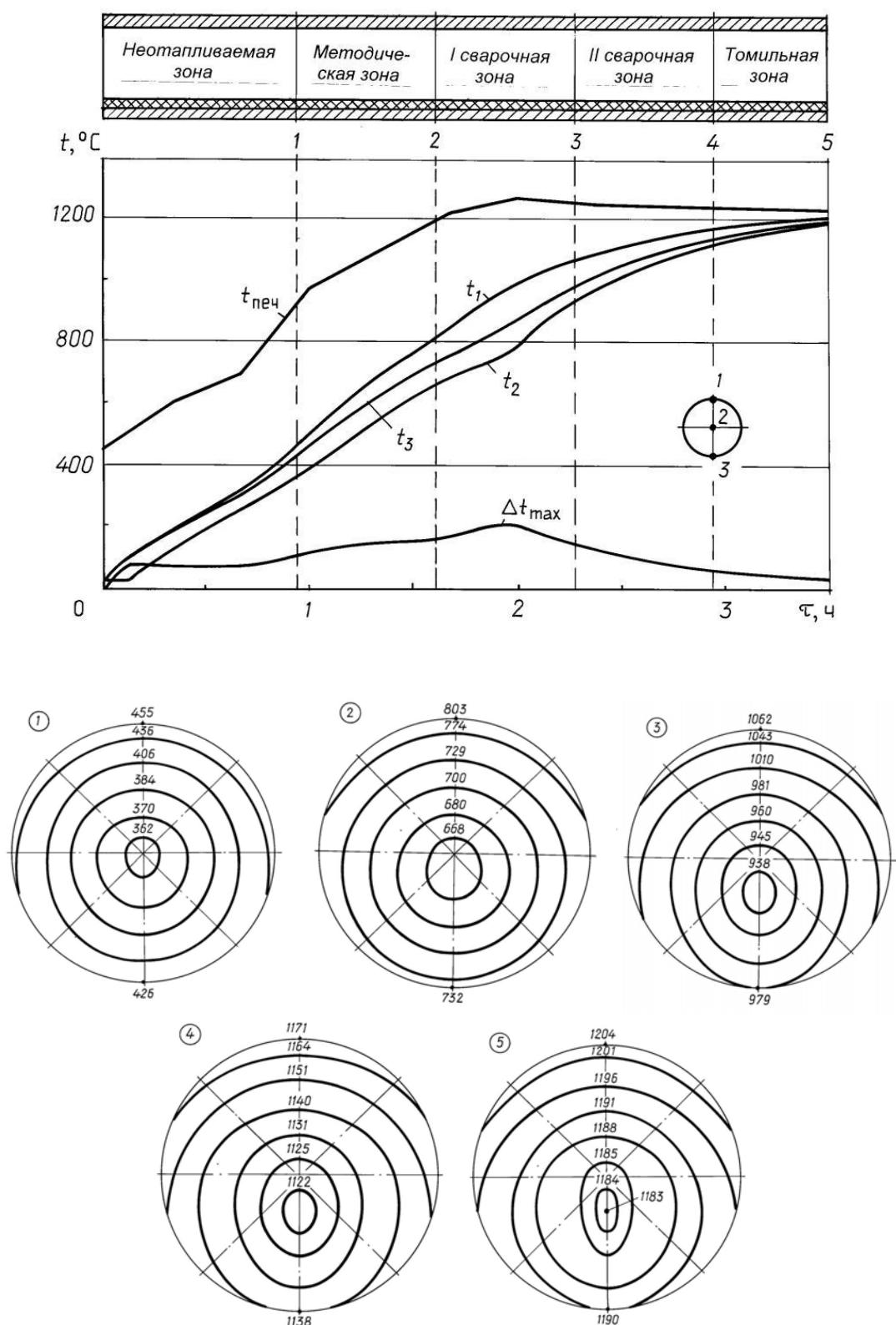


Рис. 6. Изменение температур в характерных точках сечения и расположение изотерм по сечению заготовки диаметром 0,27 м без кантования

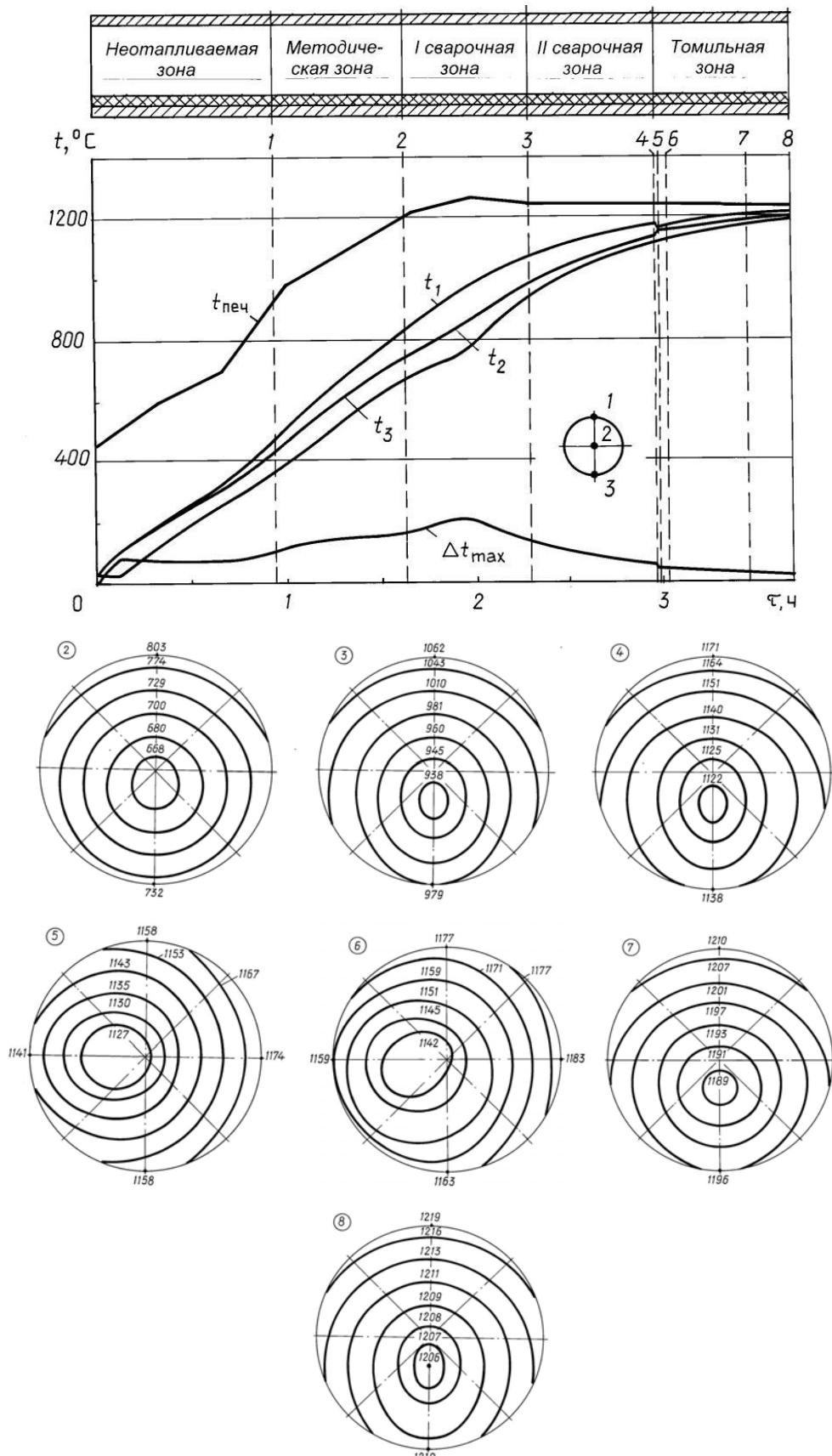


Рис. 7. Изменение температур в характерных точках сечения и расположение изотерм по сечению заготовки диаметром 0,27 м кантованием на  $90^{\circ}$

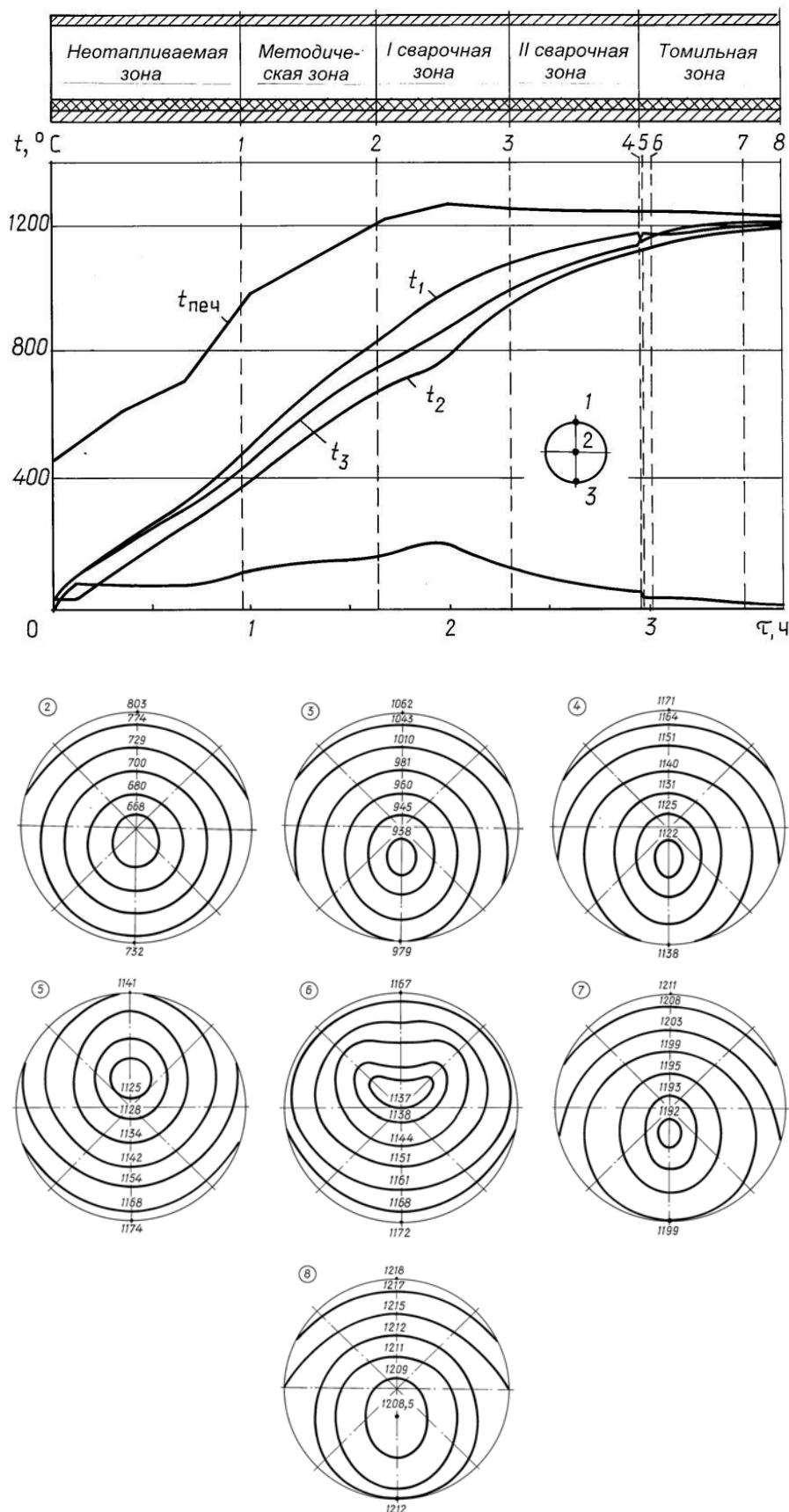


Рис. 8. Изменение температур в характерных точках сечения и расположение изотерм по сечению заготовки диаметром 0,27 м с кантованием на 180°

Внедрение разработанной технологии позволило повысить производительность кольцевых печей, снизить удельный расход условного топлива на 0,5 кг у.т/т, уменьшить окалинообразование на 0,3 кг/т и повысить качество готовых осей.

### **Выводы**

1. На основе комплексных (экспериментально-теоретических) исследований тепловой работы кольцевых печей в условиях осепрокатного стана 250 Днепровского металлургического комбината развиты положения о закономерностях нагрева цилиндрических заготовок для наиболее характерных случаев.
2. В области изучения несимметричности нагрева заготовок в кольцевых печах дополнены положения украинских ученых и специалистов (Н.Ю. Тайца, М.К. Клейнера) о кантовании цилиндрических заготовок с целью управления процессом нагрева и достижения максимально возможной симметрии нагрева к моменту выдачи металла из печи.

### **Список литературы**

1. Григорьев В. Н. Кольцевые печи для нагрева металла / В. Н. Григорьев. – М.: Металлургиздат, 1958. – 202 с.
2. Григорьев В. Н. Механизированные и автоматизированные кольцевые и секционные печи скоростного нагрева / В. Н. Григорьев. – М.: Металлургиздат, 1960.
3. Тайц Н. Ю. Технология нагрева стали / Н. Ю. Тайц. – М.: Металлургиздат, 1962. – 2-е изд., перераб. и доп. – 567 с.
4. Тайц Н. Ю. Нагрев трубных заготовок из нержавеющей и жароупорной сталей / Н. Ю. Тайц, Т. Ф. Грушевая, А. К. Самылин // Сталь. – 1950. – № 5. – С. 447–454.
5. Тайц Н. Ю. Исследование кольцевой печи с вращающимся подом / Н. Ю. Тайц, Т. Ф. Грушевая, А. К. Самылин // Сталь. – 1953. – № 5. – С. 436–446.
6. Тайц Н. Ю. Режим печей и нагрева слитков перед прошивкой / Н. Ю. Тайц, Т. Ф. Грушевая, А. К. Самылин // Сталь. – 1954. – № 4. – С. 335–343.
7. Тайц Н. Ю. Нагрев металла в трубном производстве / Н. Ю. Тайц // Сталь. – 1966. – № 7. – С. 661–665.
8. Тайц Н. Ю. Исследование нагрева трубных заготовок в кольцевых печах / Н. Ю. Тайц, М. Я. Пекарский, А. Г. Сабельников // Сталь, 1969. – № 9. – С. 846–848.
9. Пекарский М. Я. Влияние расположения и кантования цилиндрических слитков в процессе нагрева на производительность печи / М. Я. Пекарский, Н. Ю. Тайц // Изв. вузов. Черн. металлургия. – 1970. – № 8. – С. 143–148.

10. Клейнер М. К. Исследование нагрева круглых заготовок с помощью водоохлаждаемых секционных калориметров / М. К. Клейнер, Г. А. Эммануэль // Изв. вузов. Черн. металлургия. – 1971. – № 12. – С. 135–138.
11. Клейнер М.К. О методике экспериментального исследования несимметричного нагрева круглых заготовок / М. К. Клейнер, Г. А. Эммануэль // Изв. вузов. Черн. металлургия. – 1968. – № 12. – С. 163–168.
12. Клейнер М. К. Применение численных методов к исследованию нагрева цилиндрических слитков в кольцевых печах / М. К. Клейнер, В. П. Удовиченко // Изв. вузов. Черн. металлургия. – 1973. – № 1. – С. 173–178.
13. Ситковский И. С. Нагрев круглых слитков в кольцевых печах / И. С. Ситковский, М. К. Клейнер, Г. А. Эммануэль // Сталь. – 1971. – № 3. – С. 272–276.
14. Усовершенствование нагрева заготовок в кольцевых печах / И. С. Ситковский, Г. А. Эммануэль, В. Т. Тур [и др.] // Металлург. – 1976. – № 1. – С. 32–33.
15. Усовершенствование кольцевой печи нового полунепрерывного трубопрокатного агрегата 140 / Г. А. Эммануэль, Ю. В. Родиленко, В. Г. Тур [и др.] // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 1978. – №2. – С. 80–82.
16. Тимошпольский В. И., Трусова И. А., Пекарский М. Я. Кольцевые печи: Теория и расчеты / В. И. Тимошпольский, И. А. Трусова, М. Я. Пекарский; под общ. ред. В. И. Тимошпольского. – Минск: Выш. школа, 1993. – 248 с.
17. Тимошпольский В. И. Теоретические основы тепловой обработки стали в трубопрокатном производстве / В. И. Тимошпольский, Ю. А. Самойлович. – Минск: Белорусская наука, 2005. – 303 с.
18. Дубина О. В. Теплотехнический анализ несимметричного нагрева и кантования цилиндрических заготовок в пламенных кольцевых печах / О. В. Дубина, В. И. Тимошпольский, С. М. Козлов // Металлургическая теплотехника : сб. науч. тр. НМетАУ. – 2001. – Т. 4. – С. 162–167.
19. Промышленные теплотехнологии. Моделирование нелинейных процессов : учебник. Ч. 5. / [В. И. Тимошпольский, И. А. Трусова, А. П. Несенчук и др.]. – Минск: Выш. школа, 2000. – 319 с.
20. Стальной слиток : в 3 т. / [В. И. Тимошпольский, Ю. А. Самойлович, И. А. Трусова и др.]; под общ. ред. В. И. Тимошпольского, Ю. А. Самойловича. – Минск: Белорусская наука, 2001. – .  
Т. 3. – 2001. – 879 с.

21. Тимошпольский В. И., Трусова И. А., Козлов С. М., Дубина О. В. Обеспечение равномерности прогрева цилиндрических слитков посредством кантования при нагреве металла в кольцевых печах / В. И. Тимошпольский, И. А. Трусова, С. М. Козлов, О. В. Дубина // Металлургическая теплотехника : сб. научн. тр. НМетАУ. – 2000. – Т. 3. – С. 183–188.

*Рукопись поступила 28.08.2009 г.*

УДК 662.767.2

**Землянка О.О.** – головний інженер проектів, НПЦ «БиогазПроект»

**Губинський М.В.** – д.т.н, проф., Національна металургійна академія України

## ВИБІР РАЦІОНАЛЬНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ РЕАКТОРА БІОГАЗОВОЇ УСТАНОВКИ

*Проведено чисельні дослідження режимів роботи реактора біогазової установки. Оцінено вплив періодичності перемішування, радіуса та глибини перемішування на вихід біогазу в конкретних умовах протікання процесу. Проведено вибір раціонального режиму перемішування об'єму реактора біогазової установки: періодичність перемішування 3 – 4 рази на добу, радіусу та глибини перемішування  $R_n = 0,4 \div 0,5R$ ,  $H_n = 0,6H$ .*

*Ключові слова:* біогаз, анаеробне бродіння, раціональний режим

### Вступ

Однією з необхідних умов безперервного протікання процесу метаногенерації та підвищення його інтенсивності в біогазових установках є перемішування, що підтверджено експериментальним дослідженнями.

Відомо, що перемішування впливає неоднозначно на процес метаногенерації. Згідно [1] позитивний вплив полягає в руйнуванні плаваючого шару органічної речовини за рахунок флотації пухирцями газу. Згідно [2], негативний вплив постійного перемішування полягає в тому, що бактерії постійно перебувають в дезорієнтованому стані і не виробляють продуктів метаболізму. Це означає, що процес газогенерації призупиняється.

З метою визначення оптимальних параметрів (тривалості, періодичності, геометричних характеристик) перемішування та отримання раціональних режимів роботи біогазової установки проведено чисельне дослідження з використанням математичної моделі [3], з урахуванням явища флотації.

### Постановка задачі

Структурно математична модель метаногенерації (анаеробного бродіння) складається з блоків, які описують гідродинаміку, теплообмін, та кінетику в реакторі біогазової установки. Система рівнянь, яка описує кінетику в циліндричному реакторі біогазової установки має вигляд:

$$\begin{cases} \frac{\partial W}{\partial \tau} + \frac{\partial(uW)}{\partial r} + \frac{\partial(vW)}{\partial z} + \frac{uW}{r} = -kWf_h(S); \\ \frac{\partial S}{\partial \tau} + \frac{\partial(uS)}{\partial r} + \frac{\partial(vS)}{\partial z} + \frac{uS}{r} = D_S \left( \frac{\partial^2 S}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 S}{\partial z^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial S}{\partial r} \right) + \chi kWf_h(S) - \rho_m T_f f_m(S) \frac{SB}{K_S + S}; \\ \frac{\partial B}{\partial \tau} + \frac{\partial(uB)}{\partial r} + \frac{\partial(vB)}{\partial z} + \frac{uB}{r} = D_B \left( \frac{\partial^2 B}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 B}{\partial z^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial B}{\partial r} \right) + Y_i \rho_m T_f f_m(S) \frac{SB}{K_S + S} - k_d B; \\ \frac{\partial P}{\partial \tau} + \frac{\partial(uP)}{\partial r} + \frac{\partial(vP)}{\partial z} + \frac{uP}{r} = (1 - Y_i) \rho_m T_f f_m(\tau) f_m(S) \frac{SB}{K_S + S}, \end{cases} \quad (1)$$

де  $r, z$  – поточні координати;  $u, v$  – радіальна та вісьова складові швидкості;  $W$  – концентрація органічної речовини;  $k$  – константа гідролізу;  $k_d$  – коефіцієнт розпаду біомаси;  $S$  – концентрація субстрату – летючих жирних кислот (ЛЖК);  $\chi$  – стехіометричний коефіцієнт видобутку субстрату з органічної речовини;  $B$  – концентрація метаногенних мікроорганізмів;  $P$  – концентрація продуктів метаболізму;  $\rho_m$  – максимальна питома швидкість утилізації ЛЖК;  $K_S$  – константа швидкості, яка дорівнює концентрації субстрату, при якій швидкість росту культури дорівнює половині максимальної;  $f_h(S)$  – функція інгібіювання стадії гідролізу субстратом;  $f_m(S)$  – функція інгібіювання стадії метаноутворення субстратом:

$$f_h(S) = \frac{1}{1 + \left(\frac{S}{K_h}\right)^n_h}; \quad f_m(S) = \frac{1}{1 + \left(\frac{S}{K_m}\right)^n_m}. \quad (2)$$

$D_S$  – коефіцієнт дифузії субстрату;  $D_B$  – коефіцієнт дифузії мікроорганізмів;  $Y_i$  – економічний коефіцієнт виходу біомаси з одиниці субстрату;  $T_f$  – безрозмірна температурна функція для реакцій метаноутворення [4]:

$$T_f = 1,07^{t-35}, \quad (3)$$

$t$  – температура рідини,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $f(\tau)$  – емпірична функція флотаційного інгібіювання процесу, яка була знайдена автором раніше:

$$f(\tau) = 0,038\tau^2 - 0,353\tau + 1, \quad (4)$$

де  $\tau$  – час, діб.

Для даного прикладу умови однозначності наведені в таблиці 1.

Таблиця 1  
Границі умови на стінках ферментатора, на вільній поверхні

Границя	Область значень	Границі умови
днище реактора	$0 < r < R, z = 0$	$u, v = 0; \frac{\partial T}{\partial z} = \text{const}; \frac{\partial}{\partial z}(W, S, B, P) = 0$
вільна поверхня	$0 < r < R, z = H$	$\frac{\partial}{\partial z}(u, v) = 0; \frac{\partial T}{\partial z} = \text{const}; \frac{\partial}{\partial z}(W, S, B, P) = 0$
вісь симетрії	$0 < z < H, r = 0$	$\frac{\partial}{\partial r}(u, v) = 0; \frac{\partial T}{\partial r} = 0; \frac{\partial}{\partial r}(W, S, B, P) = 0$
внутрішня бокова стінка	$0 < z < H, r = R$	$u, v = 0; \frac{\partial T}{\partial r} = \text{const}; \frac{\partial}{\partial r}(W, S, B, P) = 0$
перемішування	$0,7H < z < 0,9H, 0 < r < 0,6R$	$v = 0,1 \text{ м/с}$

Початкові умови характеризуються розподілом концентрацій та температур по об'єму реактора:

$$W(r, z, 0) = W_0 = 104,6 \text{ г/л}; S(r, z, 0) = 0; B(r, z, 0) = B_0 = 5 \text{ г/л}; P(r, z, 0) = 0.$$

Розподіл температур по об'єму реактора, який необхідний для розв'язання системи рівнянь  $T(r, z, 0)$ , обчислюється в результаті розв'язання системи рівнянь теплообміну.

Значення кінетичних констант в наведеній системі рівнянь бралися у відповідності до робіт [4, 5, 6] та наведені в таблиці 2. Частина констант розрахована автором у відповідності до умов об'єкту дослідження.

Таблиця 2  
Значення кінетичних констант математичної моделі

Константа	Значення	Одиниця вимірювання	Константа	Значення	Одиниця вимірювання
$k$	0,08	1/добу	$D_S$	$3 \cdot 10^{-9}$	$\text{м}^2 / \text{добу}$
$k_d$	0	1/ добу	$D_B$	$3 \cdot 10^{-9}$	$\text{м}^2 / \text{добу}$
$\rho_m$	0,504	1/ добу	$K_h$	18	-
$\chi$	1	-	$K_m$	12,5	-
$K_S$	0,5	-	$n_h$	4	-
$Y$	0,08	-	$n_m$	4	-

Систему (1) вирішено чисельно за допомогою методу контрольних об'ємів [7].

Параметри моделі підібрано для процесу бродіння з такими характеристиками: сировина – відходи свинарської ферми; вологість 88 %, середня температура в реакторі 30 °C; час перебування відходів в реа-

кторі 20 діб; реактор циліндричної форми ( $H = 2 \text{ м}$ ,  $R = 1 \text{ м}$ ) корисним об'ємом  $6,28 \text{ м}^3$ .

### Методика досліджень

В загальному випадку, для організації перемішування необхідно задіяти наступні параметри:

- спосіб та геометричні характеристики перемішування;
- тривалість перемішування;
- періодичність перемішування.

Спосіб та геометричні характеристики перемішування. В даному випадку розглядався механічний спосіб перемішування за допомогою мішалки, яка забезпечує рух рідини вертикально вниз, геометричні характеристики – згідно з результатами експериментальних досліджень [8].

Радіус перемішуючого пристрою повинен відповідати мінімальному значенню, за умов забезпечення уникнення «застійних зон». В даних дослідженнях розглядалися значення  $R_{\Pi} = 0,3R$ ,  $R_{\Pi} = 0,4R$ ,  $R_{\Pi} = 0,5R$ .

Глибина перемішування має верхнє граничне значення, що відповідає товщині плаваючого шару, який би міг утворитися протягом доби без перемішування  $H_{\Pi} = 0,25H$ , в даних умовах. Нижнє граничне значення відповідає початку зони накопичення шламу, яка розташована в нижній частині реактора на глибині  $0 < z < 0,25H$ .

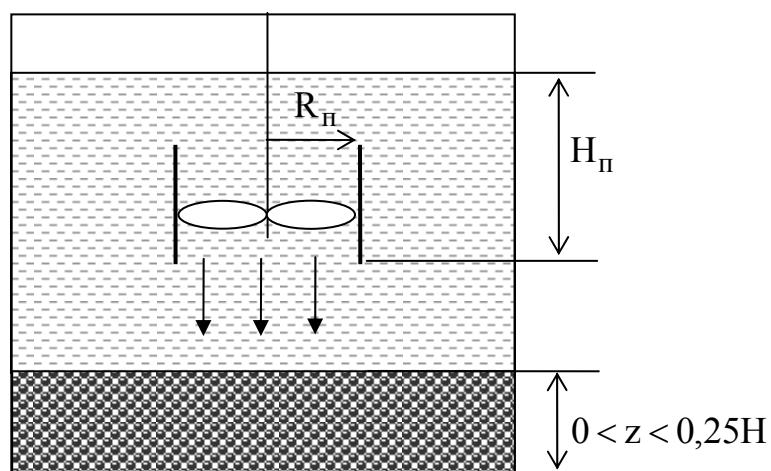


Рис. 1. Спосіб та геометричні характеристики перемішування

Тривалість перемішування. Вибір тривалості перемішування був зроблений, виходячи з умов необхідності проходження через зону перемішування такого об'єму рідини, який є еквівалентним об'єму всієї

флотованої маси в реакторі. В даних умовах (об'єм реактору, характеристики мішалки) вона була прийнята рівною 20 хвилинам.

Періодичність перемішування. Є змінна, яку треба визначити в результаті чисельних досліджень. Область припустимих значень належить інтервалу 1 – 10 разів за добу.

Послідовність досліджень встановлена наступним чином.

1. Проведено серію чисельних експериментів для визначення впливу періодичності перемішування на ефективність роботи реактора. За критерій ефективності роботи реактора був обраний середній по реактору вихід біогазу. При розрахунках приймалося ідеальне перемішування субстрату у всьому об'ємі реактора та відсутність генерації біогазу під час роботи мішалки. Для порівняння розраховано вихід біогазу для ідеального реактора, який працює без впливу флотаційних процесів при тих самих умовах протікання процесу.

2. Проведено другу серію чисельних експериментів для визначення впливу глибини та радіусу перемішування на роботу реального реактора з механічним способом перемішування, згідно рис. 1, з урахуванням інгібіювання процесу газогенерації флотаційними процесами. Для аналізу та виявлення застійних зон в реакторі, одержано картину руху рідини в реакторі, та розподіл питомого виходу біогазу по об'єму реактора.

### Результати і обговорення

Аналіз результатів першої серії чисельних дослідів, зроблений для випадку моделі ідеального змішування (рис. 2), вказує на те, що збільшення періодичності перемішування до 3 разів на добу, в даному випадку є віправданим, а збільшення з 5 до 10 разів на добу призводить до зменшення виходу біогазу за рахунок підвищення часу роботи мішалки (тобто активного руху рідини, коли бактерії не продукують газ).

Порівнюючи значення питомого виходу біогазу з урахуванням флотації (при 3 – 4 разовому перемішуванні) та без урахування флотації (ідеальний реактор), маємо різницю в продуктивності, що дорівнює 15 %.

Максимальне значення виходу біогазу  $1,53 \text{ м}^3/\text{м}^3$  за добу спостерігається при значеннях періодичності перемішування 3 – 4 разів на добу.

Аналіз результатів другої серії чисельних дослідів (рис. 3) вказує на наявність в реакторі застійних зон, які суттєво знижують продуктивність біогазової установки. Є загроза, що з часом застійні зони можуть перетворитися на «мертві» зони – там, де рух рідини взагалі зупинено, що призведе до нульової продуктивності реактора в цих зонах.

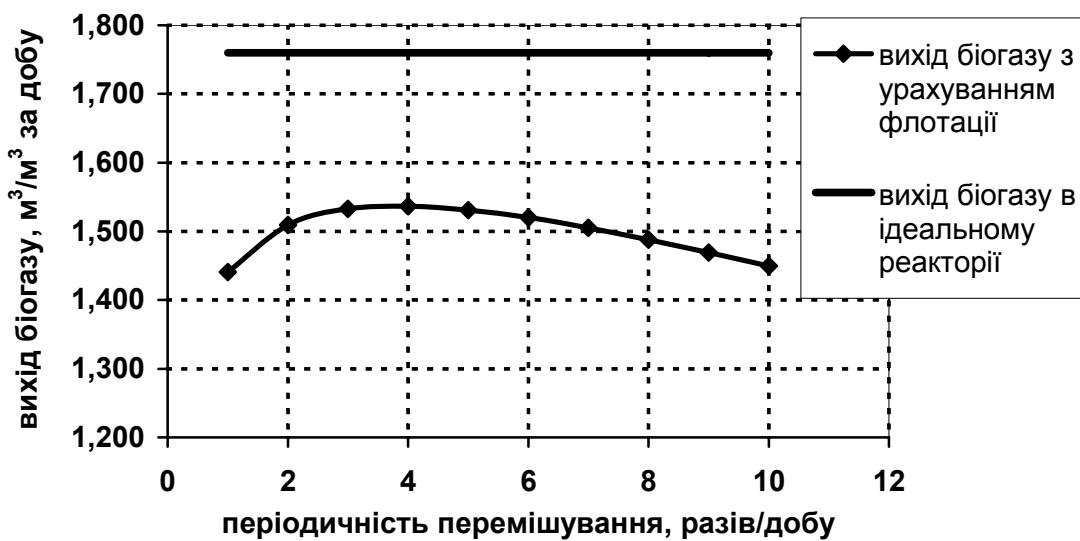


Рис. 2. Динаміка виходу біогазу при переробці відходів свинарської ферми.  
Вологість – 88 %, час перебування в реакторі 20 діб, температура 30 °C

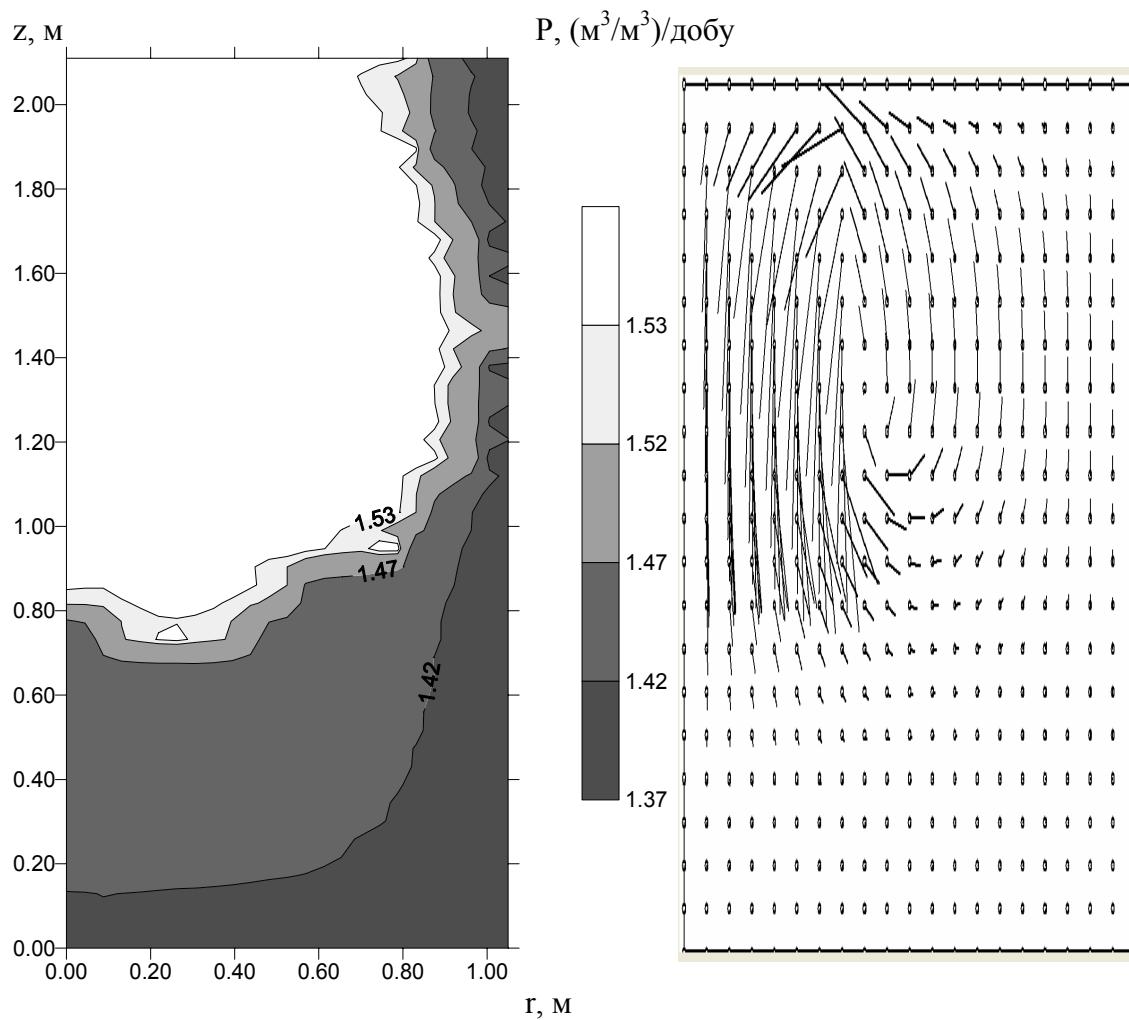


Рис. 3. Розподіл питомого виходу біогазу по об'єму реактора та картина течії  
в реакторі при  $H_{\Pi} = 0,4H$ ,  $R_{\Pi} = 0,4R$

Результати досліджень впливу радіусу та глибини перемішування на ефективність роботи реактора наведені в таблиці 3 та на рисунках 4, 5. З їх аналізу виходить, що збільшення радіусу перемішування в області  $R_{\Pi} > 0,4R$  не призводить до значного збільшення виходу біогазу (див. рис. 3,  $H_{\Pi} = 0,6H$ ). Тому за раціональне значення слід прийняти радіус перемішування  $R_{\Pi} = 0,4 \div 0,5R$ , а глибину перемішування  $H_{\Pi} = 0,6H$ .

Таблиця 3

Добовий вихід біогазу з одиниці корисного об'єму реактора в залежності від глибини  $H_{\Pi}$  та радіусу перемішування  $R_{\Pi}$

$H_{\Pi}$	$R_{\Pi}$		
	0,3R	0,4R	0,5R
0,25H	1,251	1,306	1,360
0,4H	1,285	1,363	1,403
0,6H	1,342	1,442	1,475

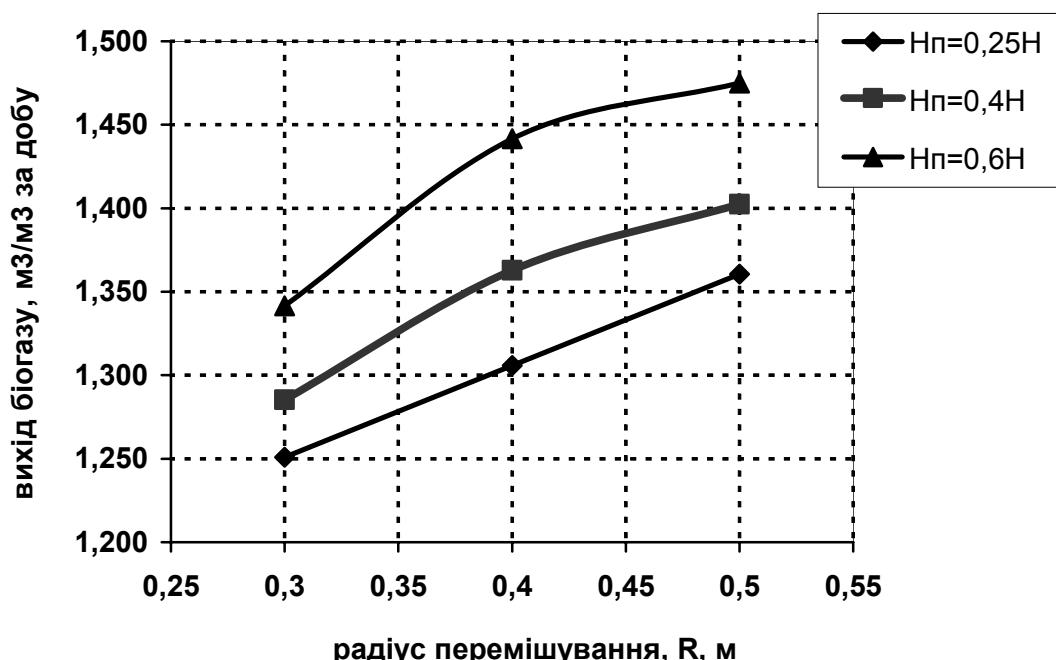


Рис. 4. Графік залежності виходу біогазу від збільшення радіусу перемішування

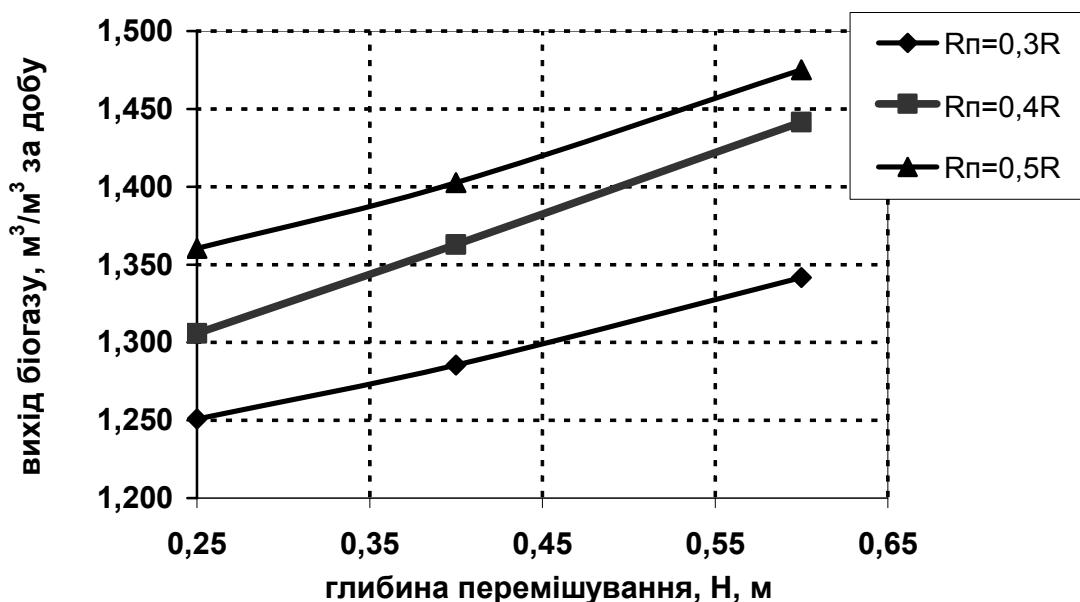


Рис. 5. Графік залежності виходу біогазу від збільшення глибини перемішування

### Висновки

На основі математичного моделювання біогазової установки малої потужності з урахуванням процесу флотації, визначено вплив пе-ріодичності, глибини та радіусу перемішування на величину виходу біогазу. Збільшення виходу біогазу за рахунок оптимізації режиму пе-ремішування складає до 15 %.

Аналіз розрахункових даних дозволив провести вибір раціональ-ного режиму перемішування об'єму реактора біогазової установки: періодичність перемішування 3 – 4 рази на добу, радіусу та глибини перемішування  $R_p = 0,4 \div 0,5R$ ,  $H_p = 0,6H$ . Отримані результати є справедливим для циліндричних вертикальних реакторів з співвідно-шенням висоти і діаметру  $H/D = 1 – 1,1$  при переробці відходів сви-нарської ферми.

В подальшому математична модель та результати досліджень можуть бути ефективно використані при проектуванні біогазових установок з використанням анаеробного бродіння.

### Список літератури

1. Баадер В. Биогаз. Теория и практика / Баадер В.; [пер. с англ. В.Д. Виленский]. – Москва : Энергоатомиздат, 1984. – 152 с.
2. Никитин Г. А. Метановое брожение в биотехнологии / Г. А. Никитин. – Київ : Вища школа, 1990. – 207 с.
3. Землянка О. О. Математичне моделювання кінетики процесу анаеробного бродіння органічних відходів в ферментаторі біогазової

установки / О. О. Землянка. – Харків : ХГПУ, 2007. – (Интегрированные технологии и энергосбережение; № 4).

4. Биогаз: проблемы и решения. – Москва : ВИНИТИ. 1988. – 161 с. (Биотехнология) (ВИНИТИ. Итоги науки и техники; т. 21.).

5. Калюжный С. В. Кинетические закономерности и механизм образования метана метаногенной ассоциацией / С. В. Калюжный, С. Д. Варфоломеев. – Москва : Наука, 1986. – 208 с. (Биотехнология; № 3).

6. A distributed model of solid waste anaerobic digestion: sensitivity analysis / [Vavilin V. A., Rytov S. V., Pavlostathis S. G., Jokela J., Rintala J.], 2003. (Wat. Sci. Technol. 48(4)).

7. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости / Патанкар С.; [пер. с англ.]. – Москва : Энергоатомиздат, 1984. – 152 с.

8. Землянка О. О. Експериментальне дослідження роботи перемішуючих пристройів з метою гідродинамічного вдосконалення роботи біогазової установки / О. О. Землянка, М. В. Губинський // Металлургическая теплотехника: сб. научн. тр. НМетАУ. – Днепропетровск : ПП Грек О.С., 2007. – С. 151–156.

9. Землянка О. О. Вплив технологічних факторів на продуктивність біогазової установки / О. О. Землянка, М. В. Губинський // Теплотехника и энергетика в металлургии : XV международная конференция, 7-9 октября 2008 г., НМетАУ, г. Днепропетровск, Украина. – Днепропетровск : Новая идеология, 2008. – С. 101.

10. Дубровски В. С. Эксплуатация и совершенствование ферментационных установок / В. С. Дубровски. – Рига, 1986. – 170 с. (Аппараты для исследования анаэробной переработки сельскохозяйственных отходов).

*Рукопис надійшов 08.09.2009 р.*

УДК 621.74:66.021.4:669.162.266.442

**Лейман Е.В.** – ас., Институт производства чугуна и стали, Технический Университет «Горная академия Фрайберг» (IEST TUBAF)

**Лахманн С.** – ас., IEST TUBAF

**Шеллер П.Р.** – д.т.н., проф., IEST TUBAF

## **ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПРОЦЕССА ЗАТВЕРДЕВАНИЯ СИНТЕТИЧЕСКИХ ШЛАКОВ НА ТЕПЛОПЕРЕНОС В КРИСТАЛЛИЗАТОРЕ**

*Знание свойств шлака в кристаллизаторе важны для управления процессом непрерывной разливки стали и получения качественной продукции. Особенность переноса тепла от слитка к кристаллизатору зависит от процессов в литейном шлаке. Образование кристаллической структуры в шлаке между слитком и кристаллизатором уменьшает теплоотвод, что необходимо при литье перитектических сталей. Затвердевание шлака стекловидно напротив усиливает теплообмен. В данной работе представлены результаты лабораторных исследований процесса затвердевания синтетических шлаков  $\text{CaO}-\text{SiO}_2$  с добавлением  $\text{Al}_2\text{O}_3$ ,  $\text{Na}_2\text{O}$ ,  $\text{CaF}_2$ ,  $\text{TiO}_2$  в виде диаграмм температура-время-превращение. Температура кристаллизации шлаков зависит от скорости охлаждения. С повышением скорости охлаждения температура кристаллизации снижается. Температура кристаллизации шлаковых смесей, содержащих оксид алюминия и натрия, снижается с повышением содержания данных оксидов в смеси. DHTT (техника двух термоэлементов) была использована для качественного определения теплопереноса через шлаки.*

*Ключевые слова:* затвердевание, шлак, перенос тепла, кристаллизатор, диаграмма температура-время-превращение

### **Введение**

В данной работе представлены результаты лабораторных исследований процесса затвердевания синтетических шлаков, а также влияния их микроструктуры на теплоперенос. Процесс затвердевания синтетических шлаков был исследован с помощью техники одной термопары (SHTT Single Hot Thermocouple Technique). В рамках данной работы была опробована возможность применения DHTT (DHTT Double Hot Thermocouple Technique) для качественного определения теплопроводности твердых шлаковых смесей.

### Постановка задачи

Синтетические шлаки играют важную роль в процессе разливки стали на машине непрерывного литья заготовок (МНЛЗ). Для обеспечения необходимого качества поверхности стальных слитков важны такие качества твердых шлаковых смесей (ТШС), как теплопроводность, вязкость, температуры плавления и кристаллизации. Требования к качествам ТШС зависят от марки стали, типа МНЛЗ и параметров разливки. При охлаждении в кристаллизаторе МНЛЗ, ТШС могут иметь как аморфную, так и кристаллическую структуру, в зависимости от химического состава шлака и скорости охлаждения. При высоких скоростях охлаждения для шлаков характерна аморфная структура. Основные шлаки (основность шлаков больше единицы) зачастую легко рекристаллизуются из-за низкой вязкости. Кристаллический слой шлака, находящийся в промежутке между охлаждающей медной стеной кристаллизатора и стальным слитком, уменьшает теплоперенос в кристаллизаторе, обеспечивая более равномерный теплоперенос [1 – 7]. Теплоперенос между поверхностями слитка и кристаллизатора представляет собой комплексный процесс и складывается из переноса тепла теплопроводностью в шлаке и излучением через шлак.

**Целью данной работы** являлось исследование влияния химического состава ТШС и скорости охлаждения на процесс затвердевания шлаков, а также влияние процесса затвердевания шлаков на теплоперенос в кристаллизаторе.

### Экспериментальная часть

Исследования проводились с помощью техники одной (SHTT Single Hot Thermocouple Technique) и двух термопар (DHTT Double Hot Thermocouple Technique), рис. 1. Данный метод, впервые описанный и примененный японским профессором Кашивай [5 – 7], позволяет наблюдать в реальном времени за процессами расплавления и кристаллизации шлаков. Пробы располагаются на термоэлементе (тип Б), который также служит нагревательным элементом. Протекающие процессы записываются на видео, с которого впоследствии снимаются данные. Данный метод позволяет проводить опыты с атмосферами из различных газов, с различными скоростями нагрева и охлаждения проб (минимальная скорость 1 К/мин, максимальная 3000 К/мин). Результаты исследований представлены в виде диаграмм превращения. Химический состав исследуемых проб представлен в таблице 1. Пробы нагревались с максимальной скоростью 3000 К/мин до температуры 1650 °C, затем охлаждались с различными скоростями охлаждения (10 К/мин, 20 К/мин, 50 К/мин, 100 К/мин, 200 К/мин, 500 К/мин). Нижний интервал температур выбирался индивидуально для каждой

пробы. После охлаждения до необходимой температуры пробы вновь нагревались и охлаждались еще два раза. При проведении опытов по качественному определению теплопроводности шлаков пробы нагревались до 1600 °C и с максимальной скоростью 3000 К/мин охлаждались до 1100 °C. При этом нагревательный элемент 1 нагревался со скоростями 25 и 50 К/с на 100 °C, а на втором регистрировалось повышение температуры.

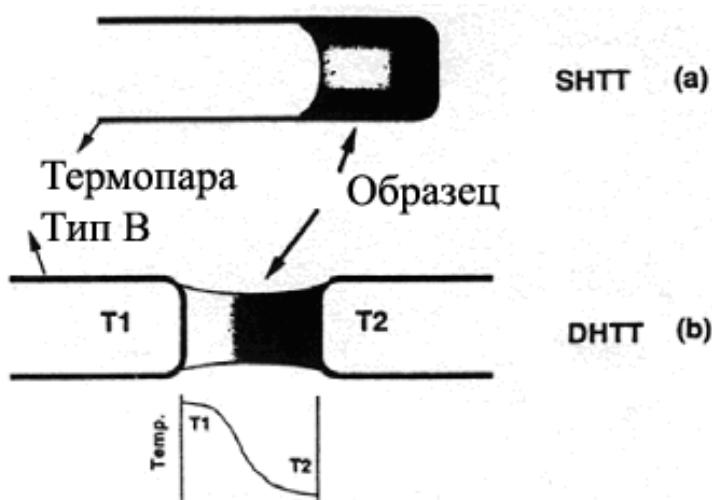


Рис. 1. SHTT/ DHTT – метод

Таблица 1  
Химический состав исследуемых шлаковых смесей

Шлак	Химический состав (% масс.)					
	CaO	SiO <sub>2</sub>	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	Na <sub>2</sub> O	TiO <sub>2</sub>	CaF <sub>2</sub>
CS3	54,5	45,5	-	-	-	-
CS3_A4	49,7	44,3	3,3	-	-	-
CS3_A8	49,9	41,7	7,2	-	-	-
CS3_A15	44,8	40,9	14,2	-	-	-
CS3_F4	52,3	43,7	-	-	-	4
CS3_N4	48,7	43,0	-	3,6	-	-
CS3_T2	51,2	45,9	-	-	1,9	-

### Результаты

На рис. 2 – 6 представлены диаграммы превращения для исследуемых шлаков. Из-за изменения химического состава жидкой фазы во время процесса затвердевания, шлаки затвердевают в интервале температур. На диаграммах превращения отмечены температуры, при которых начинают выделяться первые кристаллы, происходит затвердевание 50 % пробы и полное затвердевание пробы.

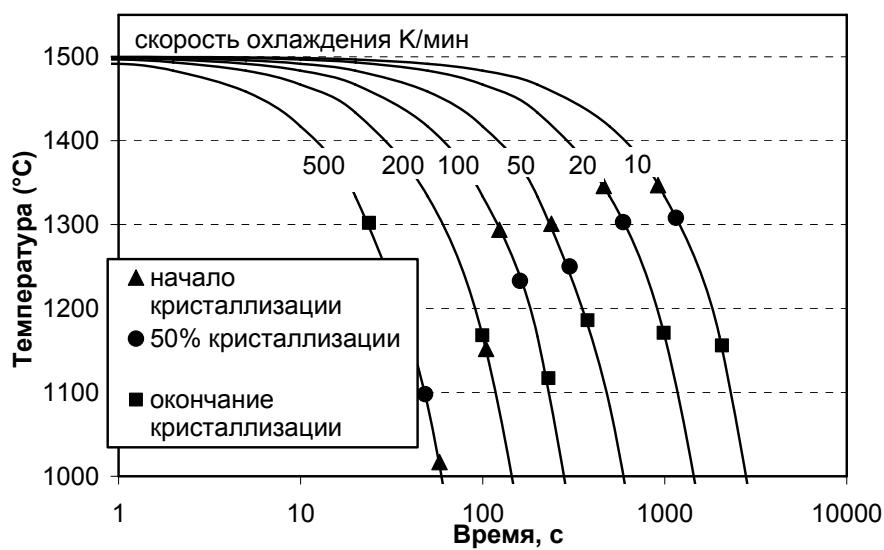


Рис. 2. Шлакова смесь CS3\_A4

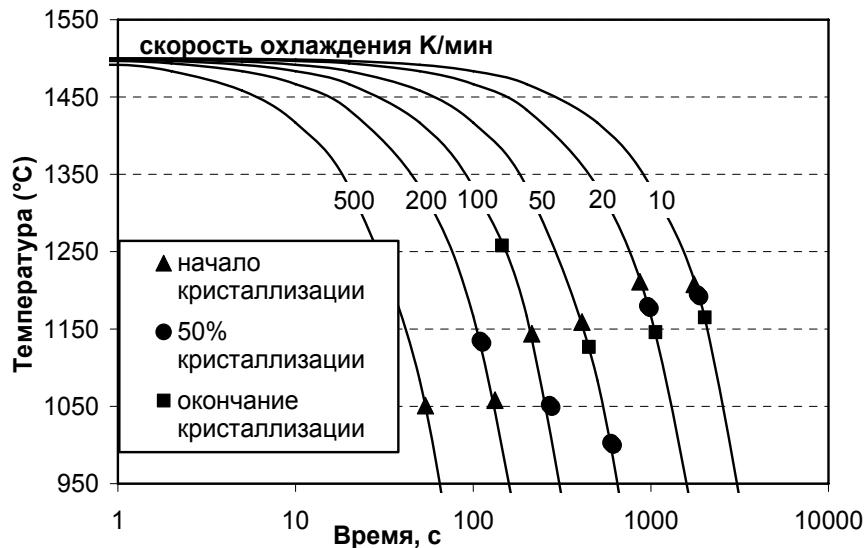


Рис. 3. Шлакова смесь CS3\_A8

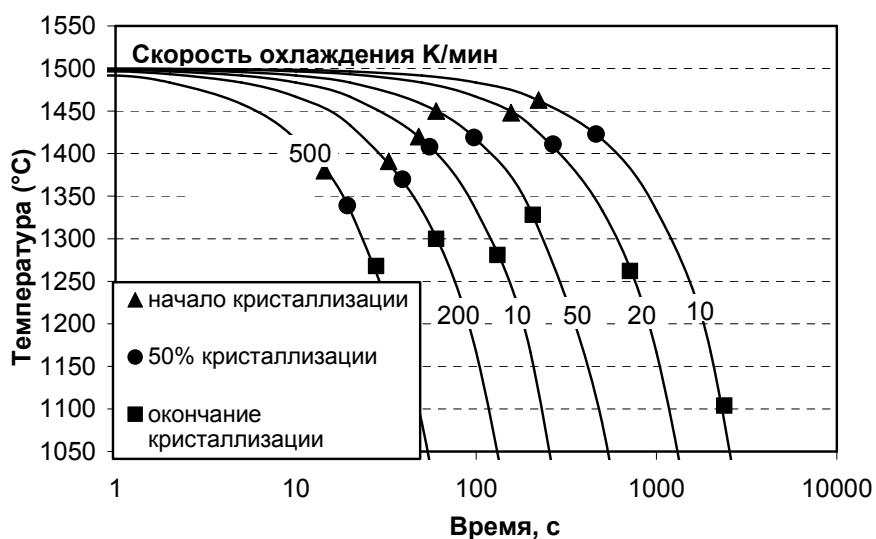


Рис. 4. Шлакова смесь CS3\_F4



Рис. 5. Шлаковая смесь CS3\_N4

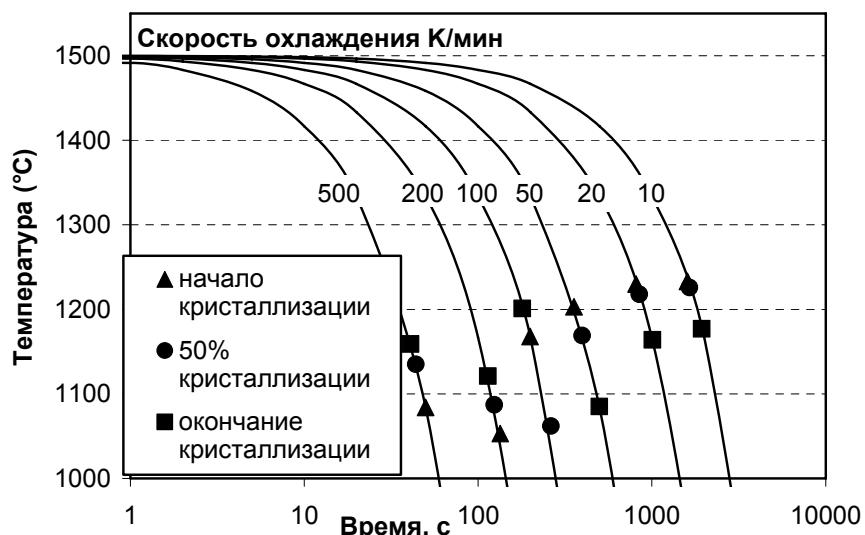


Рис. 6. Шлаковая смесь CS3\_T2

На диаграммах превращения можно увидеть, что температура кристаллизации шлаков зависит от скорости охлаждения. Чем выше скорость охлаждения шлаков в кристаллизаторе, тем ниже их температура кристаллизации. Также было замечено, что температура кристаллизации уменьшается при увеличении содержания оксида алюминия. Шлаковая смесь, содержащая 4 % оксида алюминия кристаллизуется быстрее при высоких скоростях охлаждения, чем смесь, содержащая 8 % оксида алюминия. Шлаки, в состав которых входил оксид титана, в процессе изучения показали наименьшую склонность к образованию кристаллов при затвердевании. При средних скоростях охлаждения (50 – 100 К/мин) пробы затвердевали без образования кристаллов. Также у данных шлаков наблюдалось явление «рекристаллизации». Данные пробы кристаллизовались только при очень низких

скоростях охлаждения или только при нагреве. Из всех исследованных проб наибольшая склонность к образованию кристаллов наблюдалась у шлаковых смесей, содержащих оксид натрия и фторид кальция. Данные шлаковые смеси кристаллизовались полностью даже при высоких скоростях охлаждения. У шлаковой смеси, содержащей 4% оксида натрия, не наблюдается четкой зависимости температуры кристаллизации от скорости охлаждения. Объяснением данному факту может служить то, что оксид натрия при высоких температурах является очень летучим веществом. Время проведения опыта при низких скоростях охлаждения колеблется от 5 до 7 часов. Поэтому очень высока вероятность улетучивания оксида натрия из пробы и отсутствие наглядной зависимости.

На рис. 7 представлены результаты качественной оценки теплопереноса в шлаковых смесях CS3\_A8 и CS3\_A15. Микроструктура данных шлаков зависит от скорости охлаждения. Поэтому пробы первоначально охлаждались с максимальной скоростью, чтобы получить аморфную микроструктуру. В процессе эксперимента пробы кристаллизовались и проводились измерения температурного ответа для кристаллической микроструктуры. Температурный ответ, зарегистрированный для аморфной микроструктуры, больше чем для кристаллической микроструктуры. Так можно сделать вывод, что аморфная микроструктура шлаков имеет большую эффективную теплопроводность, чем кристаллическая микроструктура.

## Выводы

Из результатов проведенных экспериментов было заключено, что:

- температура кристаллизации шлаков зависит от скорости охлаждения. С повышением скорости охлаждения температура кристаллизации снижается;
- температура кристаллизации шлаковых смесей, содержащих оксид алюминия и натрия, снижается с повышением содержания данных оксидов в смеси;
- шлаковые смеси CSA, CSF, CSN, CST с основностью 1,2 имеют преимущественно кристаллическую микроструктуру;
- объем аморфной фазы зависит от скорости охлаждения. С повышением скорости охлаждения увеличивается объем аморфной фазы;
- аморфная микроструктура имеет более высокую теплопроводность, чем кристаллическая.

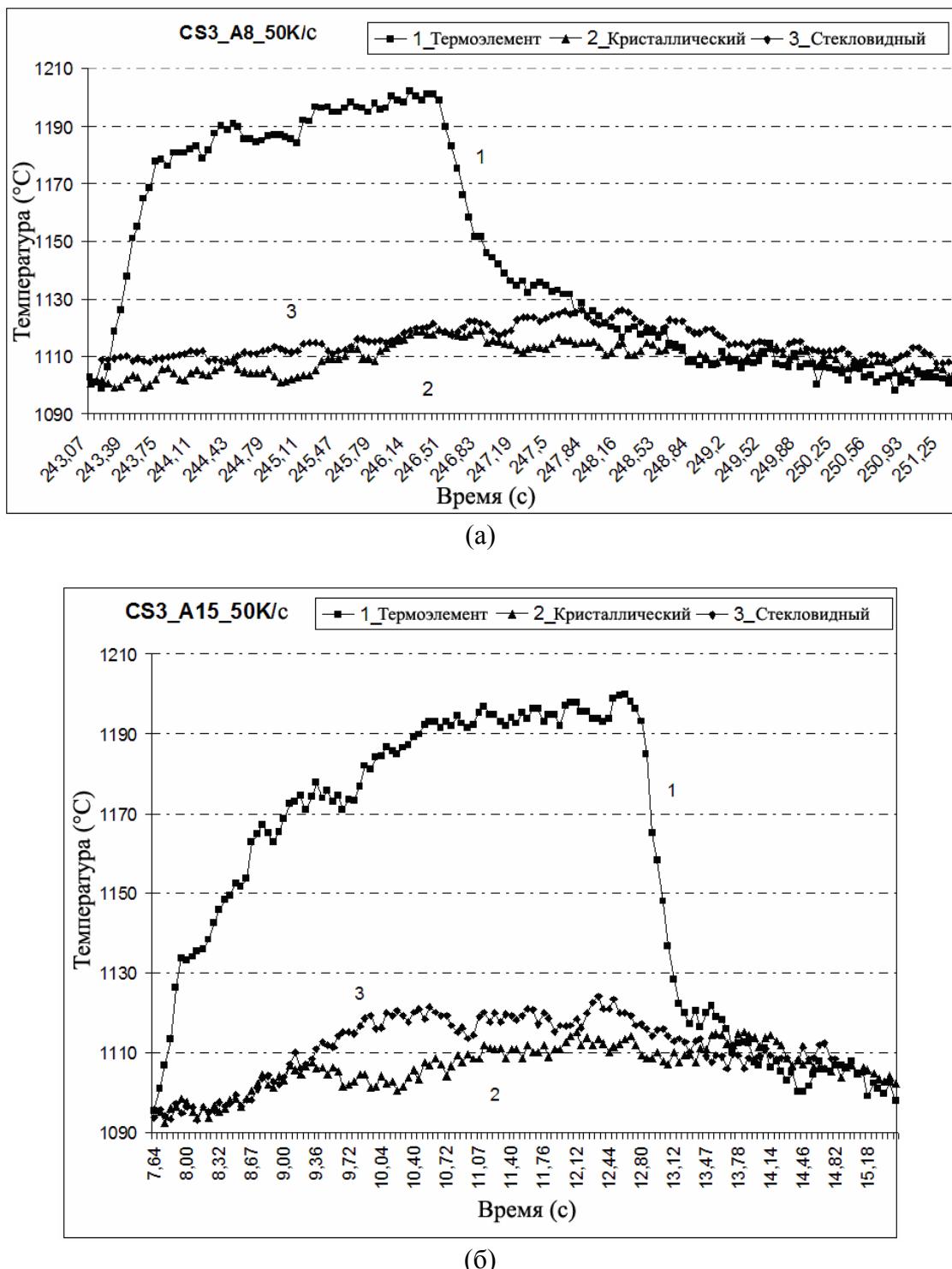


Рис. 7. Температурный профиль для шлаковых смесей CS3\_A8 (рис. а) и CS3\_A15 (рис. б). Температура нагрева и охлаждения 50 К/с.

1 – температурный профиль нагревательного элемента 1;  
 2 – зарегистрированное повышение температуры на термоэлементе при нагревании кристаллической микроструктуры;  
 3 – зарегистрированное повышение температуры на термоэлементе при нагревании аморфной микроструктуры

### Список літератури

1. Nakada H. Heat transfer trough slag film with crystalline layer / H. Nakada, T. Watanabe, K. Nagata // ICS Proceedings. – 2005. – C. 787–793.
2. Saraswat R. The influence of mould flux on the heat transfer in continuous casting/ R. Saraswat, D. M. Maijer, P. D. Lee // ICS Proceedings. – 2005. – C. 891–902
3. Ozawa S. Simulation of Microstructure and Behavior of Interfacial mold slag layers in continuous casting of steel / S. Ozawa, M. Susa, T. Goto, R. Endo, K. C. Mills // ISIJ International. – 2006. – № 46. – C. 413–419.
4. Kashiwaya Y. Factors on the measurement of the effective thermal diffusivity of molten slag using double hot thermocouple technique / Y. Kashiwaya, K. Ishii // ISIJ International. – 2002. – № 42. – C. 71–79.
5. Kashiwaja Y. Crystallisation behaviors concerned with TTT and CCT Diagrams of Blast Furnace slag using hot thermocouple technique / Y. Kashiwaja, T. Nakauchi, K. S. Pham, S. Akiyama // ISIJ International. – 2007. – № 47. – C. 44-52.
6. Kashiwaja Y. Development of double and single hot thermocouple technique for in situ observation and measurement of mold slag crystallisation / Y. Kashiwaja, C. E. Cicutti, A. W. Cramb, K. Ishii // ISIJ International. – 1998. – № 38. – C. 348–356.
7. Lachmann S. Effect of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> and CaF<sub>2</sub> on the solidification of mould slags and the heat transfer through slag films / S. Lachmann, P. R. Scheller // MOLTEN. – 2009. – C. 118.
8. Lachmann S. Crystallization behaviour of synthetic mould slags / S. Lachmann, P. R. Scheller // ECCC, European Conference on Continuous Casting. – 2008. – C. 1–10.

*Рукопись поступила 08.06.2009 г.*

УДК 662.61.747

**Майстренко А.Ю.** – академик НАН Украины, директор Института угольных энерготехнологий НАН Украины (ИУЭ НАНУ)

**Топал А.И.** – к.т.н., ст.н.с., (ИУЭ НАНУ)

**Крицкий А.В.** – м.н.с., ИУЭ НАНУ

**Пацков В.П.** – к.т.н., ст.н.с., ИУЭ НАНУ

**Бесценный И.В.** – м.н.с., ИУЭ НАНУ

## **ВЛИЯНИЕ ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЗОЛЫ НА ПАРАМЕТРЫ ЖИДКОГО ШЛАКОУДАЛЕНИЯ ДЛЯ УГЛЯ ДОНЕЦКОГО БАССЕЙНА**

*Проанализировано влияние физико-химических характеристик золы на параметры жидкого шлакоудаления. Рассчитаны по эмпирическим методам (Gauger; Estep, Seltz и сопр.; Ковицкого и сопр.; Majumdar, Banerjee и сопр.) характерные температуры плавкости золы ( $t_A$ ,  $t_B$ ,  $t_C$ ) угля Донецкого бассейна. Рассмотрены методы оценки температуры критической вязкости  $t_{cv}$  расплава шлака (Sage-McIlroy,) и истинно жидкого состояния шлака  $t_0$  (Маршак, Рыжаков;), нормального шлакоудаления, а также методы расчета вязкости шлака (Reid, Cohen; Hoy, Roberts, Wilkins; Watt, Fereday) от компонентного состава золы и температуры. Рассмотрено современное состояние исследований по математическому моделированию, химизму и макрокинетике процессов шлакования углей (в т. ч. модели Алексновича).*

*Ключевые слова: вязкость шлака, температура жидкого шлакоудаления, температура критической вязкости Ключевые слова: вязкость шлака, температура жидкого шлакоудаления, температура критической вязкости.*

### **Введение**

Режим жидкого шлакоудаления (ЖШУ) – это режим функционирования топок при факельном сжигании пылевидного угля, когда в ее нижней части поддерживаются температуры, превышающие температуру жидкого состояния золы, и создаются условия для свободного удаления жидкого шлака из котла. В Украине и СНГ ЖШУ применяется на большинстве пылеугольных котлоагрегатов, введенных в эксплуатацию в начале 60-х годов, при сжигании низкореакционного угля (антрацитов, полуантрацитов, тощих) с низким выходом летучих  $V^{daf} < 5 - 18 \%$ , а также каменного и бурого угля (канского-ачинского, кузнецкого, донецкого ГСШ) с повышенным содержанием легкоплав-

кой золы ( $t_3 = 1150 - 1350^{\circ}\text{C}$ ) [1]. Режим ЖШУ позволил снизить интенсивность шлакования зоны активного горения и топки, повысить тепловую нагрузку топочного объема до  $3,3 - 6,67 \text{ МВт}/\text{м}^3$  и температуру в топке, интенсифицировать процесс горения топлива, а также улучшить эффективность его выгорания. Наличие в топке высокотемпературной ванны расплавленного шлака стабилизировало процесс воспламенения и горения топлива, что важно при сжигании низкореакционных марок угля [2].

К недостаткам ЖШУ следует отнести: значительный уровень образования токсичных газов ( $\text{NO}_x$ ,  $\text{SO}_x$  и др.) в зоне высоких температур; необходимость использовать высокостойкие футеровочные покрытия [2]. При сжигании непроектного высокозольного угля, сверхнормативных присосах воздуха через летку топки, плохом состоянии зажигательного пояса топки часто возникает необходимость расхода импортируемого природного газа на поддержание стабильного шлакоудаления. В связи с этим актуальным становится вопрос его снижения, а также исследование основных физико-химических процессов, влияющих на ЖШУ.

Важные факторы, определяющие протекание процессов жидкого шлакоудаления, – физико-химические характеристики золы: **1) условия ее перехода в жидкое состояние с целью дальнейшего удаления из котлоагрегата; 2) свойства жидкого расплавленного шлака: температура плавкости, компонентный состав, вязкость, текучесть золы и т.д.**

### **Параметры, характеризующие вязкость (текучесть) шлака**

Температура жидкоплавкого состояния. На раннем этапе развития топок с жидким шлакоудалением для оценки текучести шлаков предлагалось использовать температуру жидкоплавкого состояния  $t_c$ . Однако опыт показал, что она не может служить характеристикой свойств текучести шлаков.

Вязкость шлака. Наиболее полно текучесть шлака характеризуется его вязкостью, являющейся функцией температуры и химического состава золы [4]. Большинство авторов считает, что зависимость вязкости от температуры имеет экспоненциальный характер [2, 4]:

$$\eta = A \exp(E/(RT)), \quad (1)$$

где  $\eta$  – динамическая вязкость,  $\text{Па}\cdot\text{с}$ ;  $E$  – энергия активации вязкого течения,  $\text{Дж}/\text{моль}$ ;  $T$  – температура,  $\text{К}$ ;  $R$  – универсальная газовая постоянная,  $\text{Дж}/(\text{моль}\cdot\text{К})$ . Зависимость (1) наиболее применима при изучении свойств простых одноатомных жидкостей и металлов; для силикатных расплавов, подобных шлакам, она справедлива в узком ин-

тервале малых вязкостей при высоких температурах, когда расплавы являются слабоассоциированными жидкостями.

Влияние химического состояния шлаков на вязкость. В настоящее время наиболее широко применяема теория ионного строения шлаков [5], рассматривающая их как сильные электролиты, состоящие из простых ионов типа  $\text{Si}^{4+}$ ,  $\text{Al}^{3+}$ ,  $\text{Ca}^{2+}$  и др. Под влиянием электростатических сил притяжения образуются сложные комплексные ионы типа  $\text{SiO}_4^{4-}$  и  $\text{Al}_2\text{O}_3^{3-}$ . Роль отдельных катионов в образовании структуры жидких шлаков определяется характером их связи с ионом кислорода. Кремнийкислородные ионы  $(\text{SiO}_4)^{4-}$  способны образовывать в расплаве крупные агрегаты типа  $(\text{Si}_x\text{O}_y)^z$ , размер которых зависит от соотношения концентраций кремния и кислорода. Размер агрегатов и взаимодействие между ними определяет вязкость шлакового расплава. Добавление к расплаву ионов металла (например, оксидов  $\text{CaO}$ ,  $\text{FeO}$  и т.п.) приводит к разрыву связей  $\text{Si} - \text{O} - \text{Me}$ ; одновременно возрастает соотношение  $\text{O}:\text{Si}$ . В результате происходит раздробление крупных агрегатов на более мелкие, снижение вязкости и энергии активации вязкого течения  $E_\eta$  (рис. 1). Подобный взгляд на структуру шлаковых расплавов раскрывает механизм вязкого течения и связь вязкости с химическим составом шлаков [6].

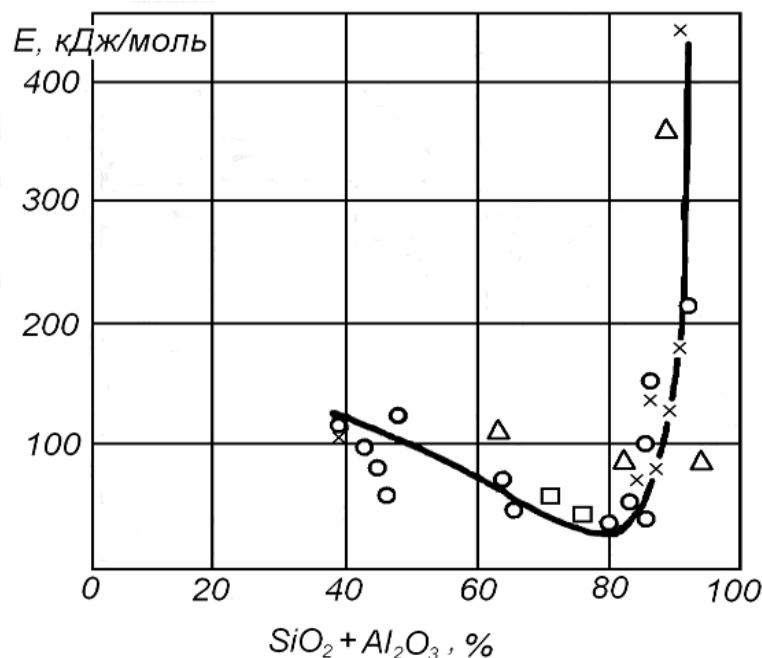


Рис. 1. Изменение энергии активации вязкого течения в зависимости от содержания  $\text{SiO}_2 + \text{Al}_2\text{O}_3$  [2]

Из рис. 1 видно, что при содержаниях  $\text{SiO}_2 + \text{Al}_2\text{O}_3 \geq 80 - 85 \%$  вязкость шлаков резко возрастает, что в практических условиях может привести к зашлаковке летки котла.

Параметрические показатели вязкости зольно-угольных шлаков. По мере постепенного охлаждения шлака из полностью жидкого состояния логарифм вязкости будет практически линейно возрастать с понижением температуры. Но при некоторой температуре вязкость отступает от этой аппроксимирующей линии и имеет тенденцию к более быстрому возрастанию с уменьшением температуры (рис. 2). При этом график зависимости  $\ln(\eta)=f(t)$  будет иметь точку перегиба. Температура, соответствующая этой точке, – температура критической вязкости  $t_{cv}$ , при которой твердая фаза начинает выкристаллизовываться, образуя гетерофазную систему.

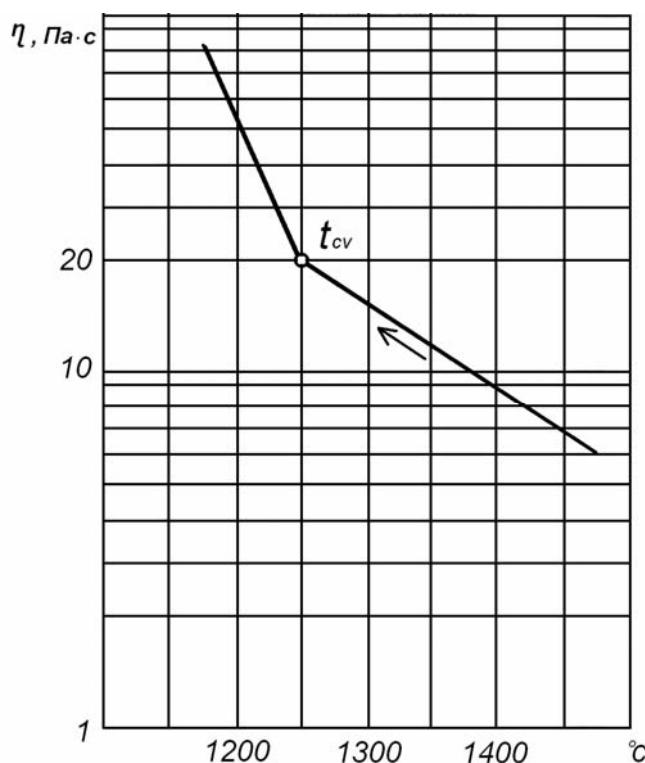


Рис. 2. Точки значений критической вязкости  $t_{cv}$  [2]

При содержании железа в угле около 20 % показатель  $t_{cv}$  зольно-угольных шлаков может быть оценен по методу Сейджа-Маклроя (Sage-McIlroy) (табл. 1):

$$t_{cv} \left( {}^{\circ}\text{C} \right) = \left[ (t_{HT} + 200) - 32 \right] \cdot \frac{5}{9}, \quad (2)$$

где  $t_{HT}$  – температура полусферического состояния образца золы,  ${}^{\circ}\text{F}$  ( $t_B$  – в ГОСТ 2057-94) [3, 4].

Таблица 1

Результаты оценивания типовых характеристик жидкого шлакоудаления

Характеристика	Шахта		
	Дзержинского	Фрунзе	Володарского
1	2	3	4
Марка, класс	АРШ	АРШ	АРШ
A <sup>d</sup> , %	24,8	28,1	18,6
S <sub>t</sub> <sup>d</sup> , %	3,6	2,7	1,4
Химический состав золы на безсульфатную массу, %			
SiO <sub>2</sub>	43,3	55,1	68,7
Al <sub>2</sub> O <sub>2</sub>	14,3	16,8	13,3
Fe <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	32,6	21	11,8
CaO	4,3	2,4	1,6
MgO	1,7	0,3	1,6
K <sub>2</sub> O	2,1	2,9	2,4
Na <sub>2</sub> O	1,1	0,9	0,6
TiO <sub>2</sub>	0,6	0,6	Следы
Характерные температуры плавкости золы, °C			
t <sub>A</sub> (температура деформации)	справочное	метод Гаугера	справочное
	1070	1085	1090
t <sub>B</sub> (температура полусферы)	справочное	метод Маюмдара	справочное
	1080	1130	1158*
t <sub>C</sub> (температура жидкоплавкого состояния или растекания)	справочное	метод Ковицкого	справочное
	1095	1212	1190
	справочное	метод Ковицкого	справочное
	1286	1221	1245
	справочное	метод Ковицкого	справочное
	1300	1420	1405
	справочное	метод Маюмдара	справочное
	1250	1328	1221
	справочное	метод Гаугера	справочное
	1110	1405	1250

Продолжение табл. 1

1	2	3	4
Параметры истинно жидкого состояния $t_0$ и $\eta_A(t_0)$ – справочные значения			
$t_0, ^\circ\text{C}$	1175	1190	1300
$\eta_A(t_0), \text{Па}\cdot\text{с}$	35	-	-
Расчетные температуры $t_0$ и критической вязкости, $t_{cv}, ^\circ\text{C}$	метод Сейджа 1191	метод Маршака 1290	метод Сейджа 1241
	метод Маршака 1327	метод Сейджа 1356	метод Маршака 1413
Параметры начала нормального шлакоудаления			
$t_{н.жш}, ^\circ\text{C}$	справочное 1250	справочное 1342	справочное 1430
$\eta_A(t_{н.жш}), \text{Па}\cdot\text{с}$	справочное метод Рида 20	справочное метод Хоя метод Вагта 6,5	справочное метод Рида 18
	справочное метод Хоя метод Вагта 13 <sup>*</sup>	справочное метод Рида 15 <sup>*</sup>	справочное метод Хоя метод Вагта 1512
		справочное метод Рида 12 <sup>*</sup>	справочное метод Хоя метод Вагта 1500
			справочное метод Хоя метод Вагта 1844 <sup>*</sup>
Температура шлакоудаления $t_{25}, ^\circ\text{C}$ (метод Сейджа)	1210	1332	1482
Температура начала шлакования, $^\circ\text{C}$ (метод Александрова)	819	943	1026

Примечание: \* – приведенные значения не могут считаться адекватными, так как получены расчетом, не удовлетворяющим условию попадания в область применения формулы в той или иной методике.

Для оценочных расчетов температур критической вязкости и других параметров шлакоудаления выбран уголь марки АРШ, добываемый на шахтах им. Ф.Э. Дзержинского и М.В. Фрунзе объединения Ровенькиантрацит и им. А.Я. Володарского объединения Свердловскуголь (Луганская обл., Украина). Результаты оценки температур  $t_{cv}$  данного угля приведены в табл. 1.

## Расчетные методы определения характерных температур плавкости золы и вязкости шлака

В отечественной практике в качестве характеристики текучести шлаков используют температуру  $t_0$  перехода расплава из истинно жидкого в структурированное состояние. Способ определения  $t_0$  несколько отличается от определения  $t_{cv}$ .

В методе Маршака и Рыжакова температура истинно жидкого состояния  $t_0$  (сходная с  $t_{cv}$ ) находится из выражения:

$$t_0 \left( {}^{\circ}C \right) = 0,75t_2 + 480, \quad (4)$$

где  $t_2$  – температура размягчения золы (по стандарту СЭВ 750-88) или полусферы  $t_B$  по ГОСТ 2057-94,  ${}^{\circ}C$ . Результаты оценивания по формуле (4) приведены в табл. 1.

Согласно методу Рида и Коена (Reid, Cohen) вязкость шлаков угля в полностью жидком состоянии может быть оценена по номограмме, приведенной на рис. 3.

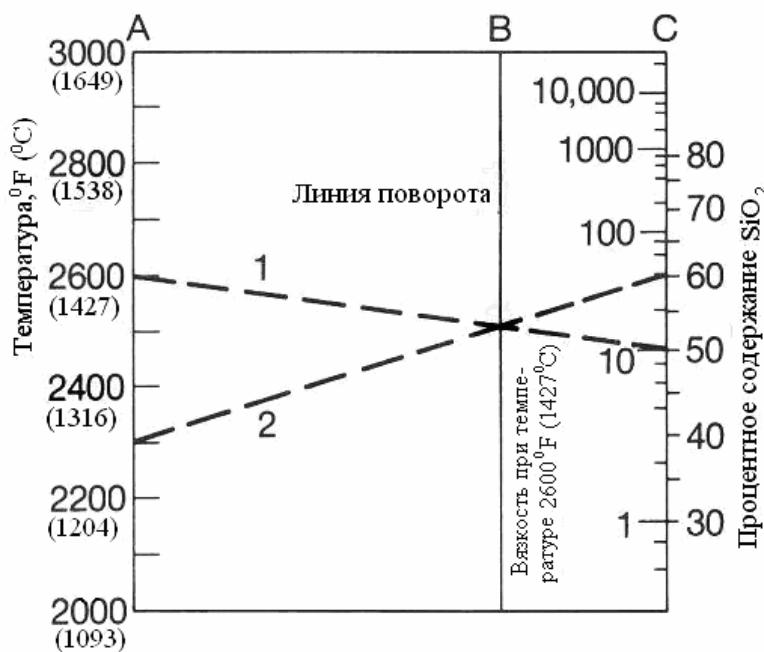


Рис. 3. Номограмма вязкости зольно-угольного шлака [2]

Шкала С на номограмме показывает прямую зависимость между вязкостью при температуре  $1427^{\circ}C$  ( $2600^{\circ}F$ ) и параметром:

$$SP = \frac{100SiO_2}{SiO_2 + Equiv.Fe_2O_3 + CaO + MgO}, \quad (4)$$

где  $\text{SiO}_2$ ,  $\text{CaO}$ ,  $\text{MgO}$  – текущее содержание компонентов в золе;  $\text{Equiv.Fe}_2\text{O}_3$  – равновесное содержание  $\text{Fe}_2\text{O}_3$ . Вязкость находят, соединяя точку по шкале А при  $1427^\circ\text{C}$  ( $2600^\circ\text{F}$ ) с рассчитанным по (4) значением  $SP$  по шкале С, ставят точку поворота на пересечении со шкалой В, чертят линию через эту точку и желательное значение температуры по шкале А, и на пересечении этой линии со шкалой С находят нужное значение вязкости. Результаты оценивания вязкости зо-луогольных шлаков АРШ приведены в табл. 2.

Данный метод довольно громоздкий, номограмма чувствительна даже к малым изменениям температуры и поэтому проведение на его основе оценочных расчетов является, на наш взгляд, нецелесообразным.

Таблица 2  
Вязкость золы угля АРШ при температурах нормального шлакоудаления

Шахта	Вязкость, Па·с		
	Метод Рида-Коена	Метод Хоя, Робертса, Уилкинса	Метод Ватта-Фарадея
им. Дзержинского	6,5	12,9*	8,1*
им. Фрунзе	18,0	14,0*	11,7*
им. Володарского	40	51,3*	33,9*

Примечание: \* – приведенные значения не могут считаться адекватными, так как получены расчетом, не удовлетворяющим условию попадания в область применения формулы в той или иной методике.

В *методе Хоя, Робертса и Вилкинса (Hoy, Roberts, Wilkins)* вязкость шлака в полностью жидкому состоянии оценивается на основе выражения:

$$\log_{10} \eta = 4,468 \cdot (SP/100)^2 + 1,265 \cdot (10^4/T) - 7,44 \quad (5)$$

где  $\eta$  – вязкость шлака, пуз;  $SP$  – параметр, определяемый по формуле (4),  $T$  – температура, К. Формула (5) применяется для таких значений компонентов золы:  $\text{SiO}_2 = 31 - 59\%$ ;  $\text{Al}_2\text{O}_3 = 19 - 37\%$ ;  $\text{Equiv.Fe}_2\text{O}_3 = 0 - 38\%$ ;  $\text{CaO} = 1 - 37\%$ ;  $\text{MgO} = 1 - 12\%$ ;  $\text{Na}_2\text{O} + \text{K}_2\text{O} = 1 - 6\%$ ;  $SP = 45 - 75\%$ ;  $\text{SiO}_2/\text{Al}_2\text{O}_3 = 1,2 - 2,3$ . Результаты оценочных расчетов для условий, упомянутых выше, приведены в табл. 2.

В *методе Ватта и Фарадея (Watt, Fereday)* вязкость шлака в полностью жидкому состоянию оценивается по формуле:

$$\log_{10} \eta = (10^7 \cdot M / (t - 150)^2) + C, \quad (6)$$

$$M = 0,00835 \text{SiO}_2 + 0,00601 \text{Al}_2\text{O}_3 - 0,109,$$

$$C = 0,0415 \text{SiO}_2 + 0,0192 \text{Al}_2\text{O}_3 + 0,0276 \text{Equiv. Fe}_2\text{O}_3 + 0,016 \text{CaO} - 3,92;$$

где  $M$  и  $C$  – эмпирические параметры;  $\eta$  – вязкость, пуз;  $t$  – температура, °C. Метод рекомендуется для следующих диапазонов параметров:  $\text{SiO}_2 = 29 - 56\%$ ;  $\text{Al}_2\text{O}_3 = 15 - 31\%$ ;  $\text{Eqiv.Fe}_2\text{O}_3 = 2 - 28\%$ ;  $\text{CaO} = 2 - 27\%$ ;  $\text{MgO} = 1 - 8\%$ ;  $\text{Na}_2\text{O} + \text{K}_2\text{O} = 1,5 - 5\%$ ;  $SP = 40 - 81\%$ ;  $\text{SiO}_2/\text{Al}_2\text{O}_3 = 1,4 - 2,4$ . Результаты оценочных расчетов для условий, упомянутых выше, приведены в табл. 2.

В двух предыдущих методах результаты не являются легитимными и приведены лишь для наглядности, так как химический состав их золы выходит за пределы применения формулы.

Анализируя все приведенные методы расчета вязкости шлаков в жидкой фазе, можно сделать вывод, что все полученные результаты существенно различаются со справочным значением 20 Па·с и между собой. Поэтому пока тяжело судить о правомерности вышеприведенных методов. К тому же они не пригодны для оценки вязкости шлаков углей всех трех шахт, взятых для примера, из-за низкого содержания в их золе  $\text{Al}_2\text{O}_3$ , выходящего за пределы существования формул.

Температура деформации золы. Метод Гаугера (Gauger). Этот метод используется для оценки температуры деформации золы в восстановительной атмосфере при соблюдении экспериментальных условий стандарта ASTM D1857-87. Метод основан на применении графических зависимостей температуры деформации без учета оксида железа в зависимости от параметров (рис. 4):

$$\%S = S \cdot 100 / (S + A + T);$$

$$\%A = A \cdot 100 / (S + A + T);$$

$$\%T = T \cdot 100 / (S + A + T),$$

где  $S = \text{SiO}_2 + \text{TiO}_2 + \text{P}_2\text{O}_5$ ;  $A = \text{Al}_2\text{O}_3$ ;

$T = \text{CaO} + 0,7 \text{MgO} + 2,25 \text{Na}_2\text{O} + 1,5 \text{K}_2\text{O}$ ,

и последующего уточнения влияния  $I = \text{Fe}_2\text{O}_3$  по зависимостям (рис. 5), где  $\%I = I \cdot 100 / (I + S + A + T)$ .

По методу Гаугера была проведена оценка температуры деформации золы для условий, упомянутых выше. Результаты приведены в табл. 1.

Метод Эстена, Зельца, Бункера, Стриклера и Осборна (Estep, Seltz, Bunker, Strickler, Osborn) предусматривает экспериментальные условия Стандарта ASTM D1857-87 и используется для оценивания температуры полусферы золы углей и искусственных зольных смесей в восстановительной среде. Если угольная зола состоит из таких компонентов, как  $\text{SiO}_2$ ,  $\text{Al}_2\text{O}_3$ ,  $\text{Fe}_2\text{O}_3$  и  $\text{CaO}$ , то эту температуру определяют из диаграмм зависимостей по сумме  $\text{SiO}_2 + \text{Al}_2\text{O}_3 + \text{Fe}_2\text{O}_3$  при различном содержании кальция (рис. 6).

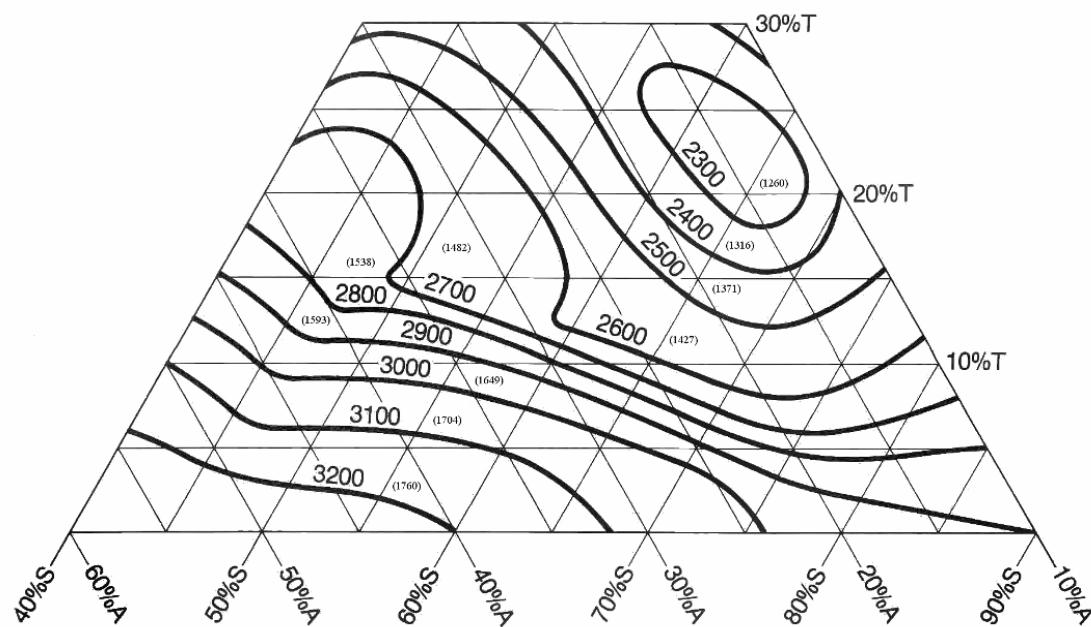


Рис. 4. Температура деформации зольного шлака,  
свободного от оксида железа,  $^{\circ}\text{F}$  ( $^{\circ}\text{C}$ )

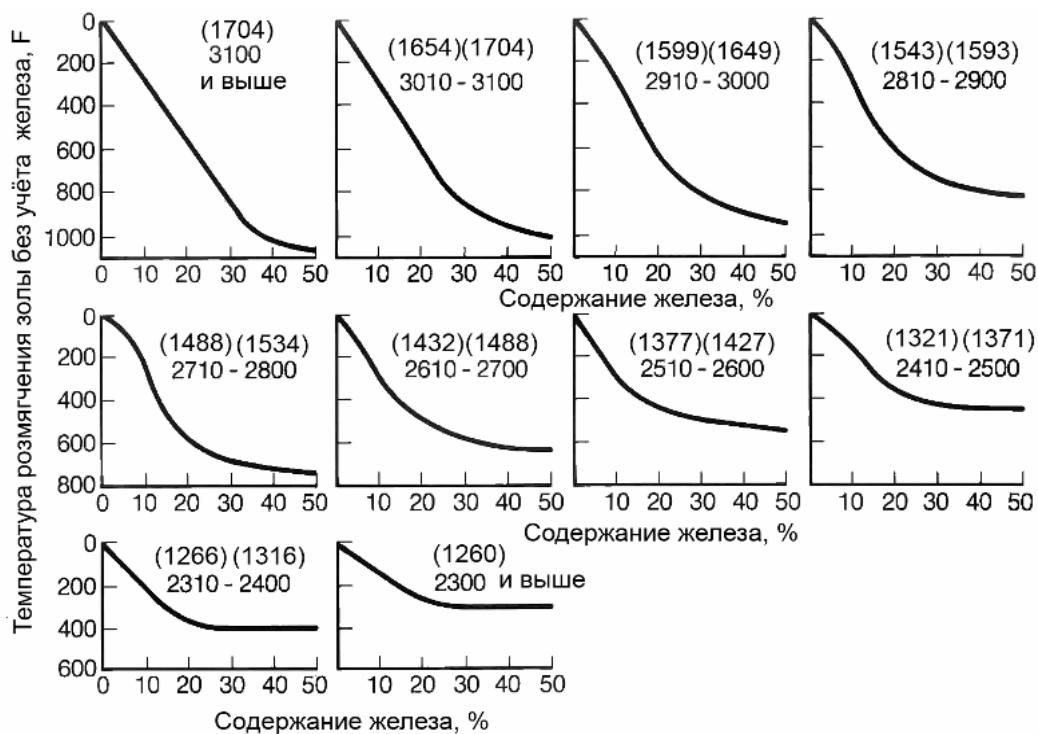


Рис. 5. Снижение температуры деформации  
вследствие влияния оксида железа (температура в  $\text{F}$ , ( $^{\circ}\text{C}$ )) [4]

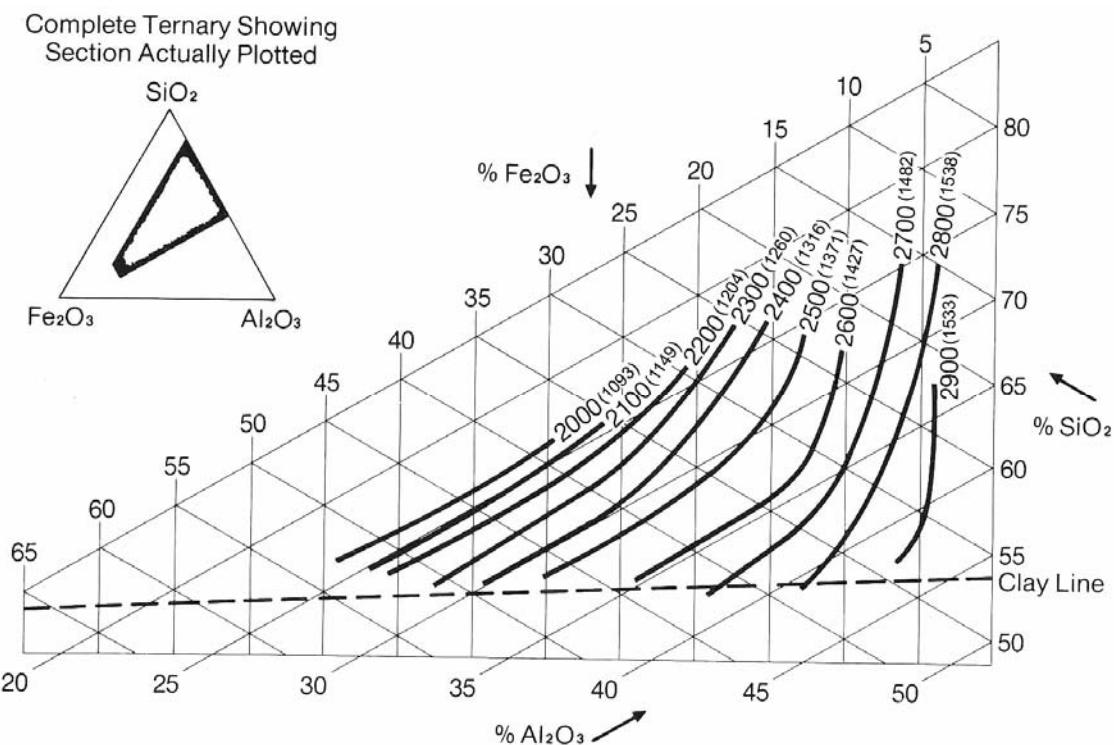


Рис. 6 (а). Температура полусфери образца золы для содержания  
 $\text{CaO} = 0 - 2,5\%$  (температура в  $\text{F}$ ,  $^{\circ}\text{C}$ )

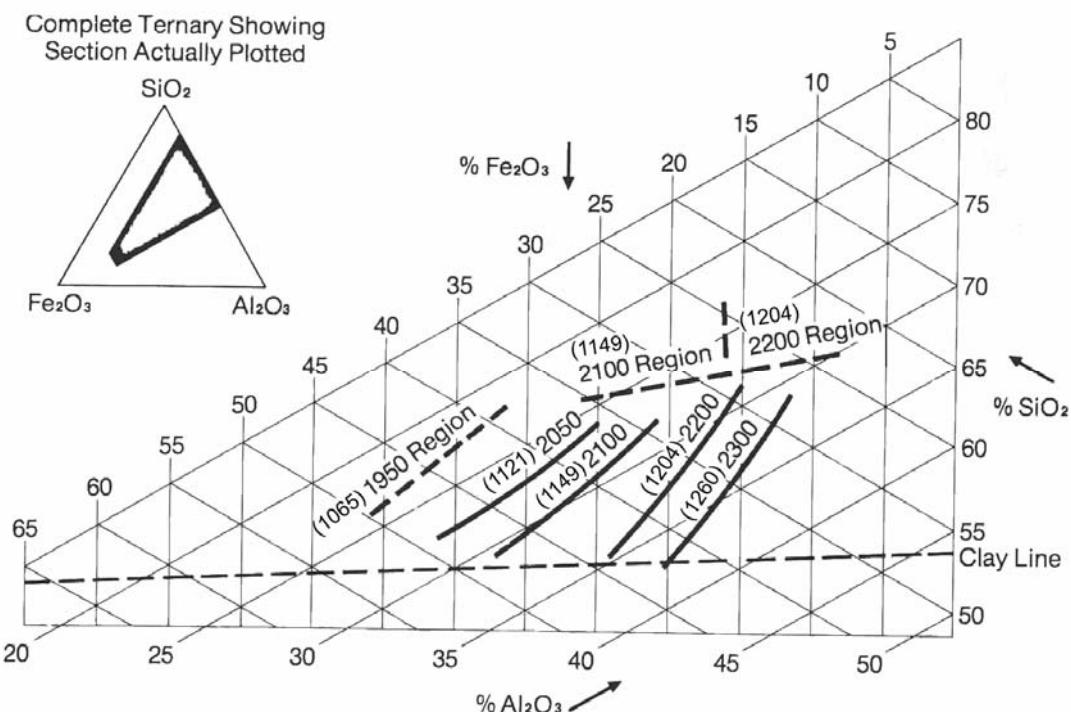


Рис. 6 (б). Температура полусфери образца золы для содержания  
 $\text{CaO} = 7,6 - 8,5\%$  (температура в  $\text{F}$ ,  $^{\circ}\text{C}$ )

Для золы с содержанием CaO более 8,5 % диаграмма представляет собой вертикальные плоскости, на противоположных осях которых приведены значения концентраций CaO и Fe<sub>2</sub>O<sub>3</sub> при постоянном соотношении SiO<sub>2</sub>/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>.

Для золы со значительным содержанием MgO или Na<sub>2</sub>O применяются следующие поправки:

1. Эффект от наличия MgO такой же, как и для 10 % большего количества CaO, а, следовательно, влияние CaO+MgO может рассматриваться совокупно.

2. Наличие Na<sub>2</sub>O может быть уточнено уменьшением оценки температуры полусфера на 10 °C (50 °F) на каждый процент Na<sub>2</sub>O исходя из



Метод затруднителен для оценок температуры полусфера золы углей Донецкого бассейна вследствие выхода за область диаграммы некоторых компонентов золы (преимущественно Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> и SiO<sub>2</sub>).

*Метод Ковицкого, Карагодина и Мартынова.* Метод предусматривает экспериментальные условия стандарта ГОСТ 2057-94 и используется для оценки температуры полусфера золы ( $t_B$ ) и температуры растекания ( $t_C$ ) в восстановительной среде (в °C):

$$t_B = 1094 + 42,5 K_{fu}; \quad (7)$$

$$t_C = 1139 + 48,6 K_{fu}, \quad (8)$$

где

$$K_{fu} = (\text{SiO}_2 + \text{Al}_2\text{O}_3) / (\text{Fe}_2\text{O}_3 + \text{CaO} + \text{MgO}).$$

Соотношение (7) справедливо при  $K_{fu}$ :  $1,8 \leq K_{fu} \leq 9,9$ , (8) –  $1,8 \leq K_{fu} \leq 7,5$ .

Результаты оценки температур  $t_B$  и  $t_C$  для углей Донецкого бассейна, упомянутых выше, приведены в табл. 1.

*Метод Маюмдара, Банери и Лахери (Majumdar, Banerjee, Lahiri)* предусматривает экспериментальные условия Британского Стандарта и используется для оценки температуры полусфера в восстановительной среде для образца золы индийского угля. Он основывается на анализе графической зависимости температуры от параметра:

$$R_m = (3,3 \text{ SiO}_2 + 1,96 \text{ Al}_2\text{O}_3) / (2,5 \text{ Fe}_2\text{O}_3 + 3,57 \text{ CaO} + 5,0 \text{ MgO} + 3,22 \text{ Na}_2\text{O} + 3,22 \text{ K}_2\text{O}) \text{ (рис. 7).}$$

Метод был протестирован независимо [4] на 75 видах золы американских углей. Расхождение между расчетными и соответствующими измеренными значениями находилось в пределах  $\pm 29$  °C ( $\pm 84$  °F).

Результаты оценки температуры полусфера образца золы угля АШ для шахт, упомянутых выше, можно найти в табл. 1.

Данный метод разработан для молекулярного содержания компонентов золы, а не для массового. Однако независимые тесты показывают, что несоответствие расчетных и измеренных значений намного меньше при использовании массовых содержаний.

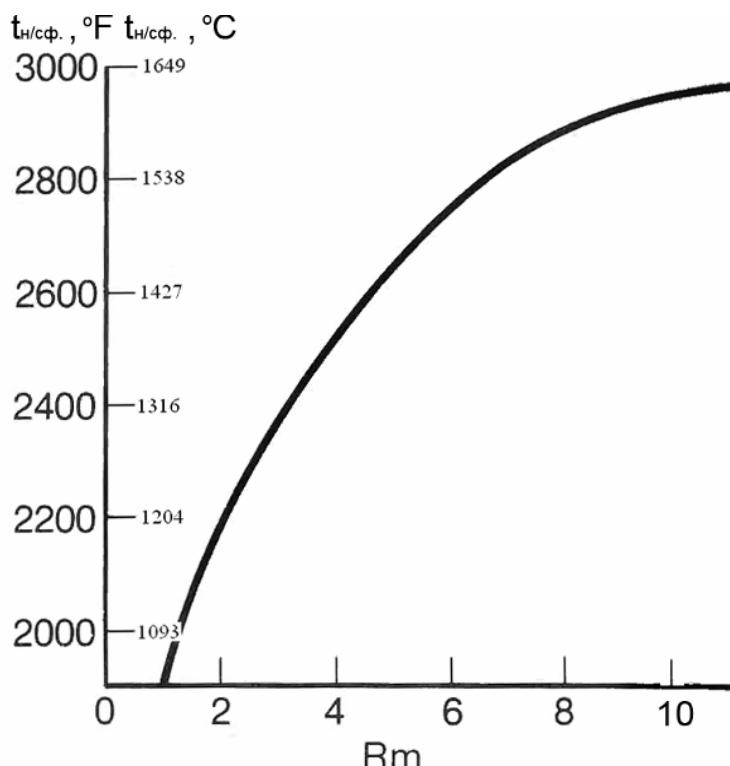


Рис. 7. Температура полусфери образца золы  
в зависимости от  $R_m$

Температура течения шлака – это температура, при которой шлак имеет достаточную текучесть, обеспечивающую ему свободное течение. Нормальные температуры течения соответствуют вязкости  $\sim 8$  Па·с, то есть имеют соответствующее значение  $t_8$ . Оно используется для прогнозирования условий удаления шлака в топках с жидким шлакоудалением, а также для оценки максимальной стационарной толщины отложений на поверхностях топочной камеры.

Для оценки вязкости шлака в полностью жидкой фазе, можно воспользоваться температурой критической вязкости.

Причем при  $t_8 > t_{cv}$ ,  $t_{teч} = t_8$ , при  $t_8 < t_{cv}$ ,  $t_{teч} = t_{cv}$ , где  $t_{teч}$  – температура течения.

Эмпирические зависимости между температурами течения шлака и температурой жидкотекущего состояния золы FT ( $^{\circ}F$ ), определяемой по ASTM, для зольно-угольных шлаков с содержанием железа  $\sim 10\%$  имеют вид [4]:

$$t_{teч} (^{\circ}C) = [1,2 \cdot (FT - 470) - 32] \cdot (5/9). \quad (10)$$

Температура нормального жидкого шлакоудаления (ЖШУ)  $t_{н.жшу}$  – это рекомендованная температура, поддержание которой обеспечивает наилучшие условия жидкого шлакоудаления через летки топочных камер котлов с ЖШУ. Ее верхняя граница обычно соответствует вязкости шлака на уровне 25 Па·с. Для зольно-угольных шлаков температура нормального ЖШУ  $t_{н.жшу}$  может быть рассчитана по ранее описанным методикам для  $\eta = 25$  Па·с, исходя из известного химического состава золы. Эта температура также может быть оценена по графическому методу, описанному ниже.

Обычно для топок с жидким шлакоудалением  $t_{25}$  не превышает 1427 °C (2600 °F). Для топок с твердым шлакоудалением рекомендуется принимать более высокие значения  $t_{25}$  из условий наиболее простого удаления отложений с топочных экранов (обдувкой).

Для оценки вязкости шлака в полностью жидкой фазе, используется истинная температура критической вязкости  $t_{cv}$ . Если  $t_{25} > t_{cv}$ , то температура нормального шлакоудаления  $t_{н.жшу} = t_{25}$ , а при  $t_{25} < t_{cv}$  принимается  $t_{н.жшу} = t_{cv}$ .

Метод Сейджа и Маклроя основан на зависимости  $t_{25}$  от параметра  $P = (Fe_2O_3 + CaO + MgO + Na_2O + K_2O) / (SiO_2 + Al_2O_3 + TiO_2)$  и может быть применен для золы каменного угля и лигнитов при кислотном содержании более 60 %. Результаты оценки по данному методу для условий, упомянутых выше, приведены в табл. 1.

Следуя установившейся практике в странах СНГ, температура нормального жидкого шлакоудаления  $t_{н.жшу}$  определяется как рекомендованная температура для наиболее легкого удаления шлака при его вязкости 20 Па·с. Значение  $t_{20}$  для  $\eta = 20$  Па·с могут быть определены по вышеприведенным методам, а также следующим образом.

Если оценивается вязкость шлака в полностью жидкой фазе, должна быть известна истинная температура кристаллизации. При этом, если  $t_{20} > t_{cv}$ , то  $t_{н.жшу} = t_{20}$  и при  $t_{20} < t_{cv}$ , то  $t_{н.жшу} = t_{cv}$ .

По методу, разработанному Ковицким, Карагодиным, Мартыновым [4] значение  $t_{20}$  для шлаков российского угля может быть оценено по выражению:

$$t_{20}(^{\circ}\text{C}) = 1085 + 314K_v,$$

где  $K_v = (SiO_2 + P_2O_5) / (Al_2O_3 + Fe_2O_3 + CaO + MgO)$ .

Этот метод применим для таких условий:  $K_v = 0,42 \dots 2,03$ ;  $SiO_2 = 20,9 \dots 63,1\%$ ;  $Al_2O_3 = 14,1 \dots 29,0\%$ ;  $Fe_2O_3 = 3,2 \dots 36,3\%$ ;  $CaO = 1,2 \dots 27,3\%$ ;  $MgO = 0,8 \dots 7,6\%$ ;  $P_2O_5 = 0,1 \dots 2,9\%$ .

Результаты оценки  $t_{20}$  по указанному методу для условий, упомянутых выше, приведены в табл. 1.

Сравнивая полученные значения со справочными, можно сделать вывод, что метод дает завышенные значения с запасом до 10 %, но в целом метод может быть применен для расчетов.

### **Методы моделирования процессов шлакования**

*Механизмы золо-угольных отложений.* Летучая зора при пылеугольном сжигании представляет собой совокупность частиц, отличающихся по размерам, составу, агрегатному состоянию и другим признакам. При этом маловероятно, чтобы заметное количество этих частиц имело состав, соответствующий среднему (валовому). Процесс формирования отложений – это взаимодействие разнообразных частиц с ранее образовавшейся неоднородной поверхностью отложений. Роль каждой из частиц изменяется по ходу факела и в разных температурных зонах образуются отложения, различающиеся по темпу формирования, составу и свойствам.

Для топочных экранов в зоне шлакования основные процессы сводятся к транспорту частиц под воздействием инерционных сил и турбулентной диффузии, их закреплению путем налипания, которое зависит от деформации частиц и их липких свойств. Частица закрепляется, если остаточная энергия упругой деформации меньше энергии адгезии между поверхностью и деформируемой частицей или более гарантированно при условии полного преобразования кинетической энергии в вязкую деформацию [6, 7].

Следующие два типа отложений наблюдаются в большинстве случаев [4]. Первичные отложения являются результатом затвердевания мелких фракций (меньше 30 мкм) летучей зоры. Этот тип первичных отложений имеет крошащуюся структуру и не обеспечивает сильной адгезионной связи.

Первичные отложения являются результатом избирательного покрытия реагирующими компонентами зоры (железо, кальций, щелочи) [8, 9]. Эти компоненты могут быть представлены в отложениях высокими концентрациями оксидов и/или сернистых соединений [9], являющимися тугоплавкими эвтектическими смесями. Этот тип первичных отложений более плотный по структуре и имеет более прочные адгезионные связи свойств первичного слоя, которая обеспечивает связь между жесткими вторичными отложениями и трение, существенно влияет на упрощение удаления отложений при помощи обдувки.

Во время процесса осаждения имеется еще переходное состояние, когда классические вторичные отложения начинают прилипать к первичному слою. Эти вторичные отложения с течением времени и с ростом температуры упрочняются.

Анализ по балансу энергии требует применения показателей и признанных методов расчета, которых в зависимости от состава

частиц и температуры, пока нет и в математическом моделировании процессов шлакования они, по-видимому, не используются. Математическое моделирование шлакования пока не получило развития, а созданные единичные модели ограничиваются анализом движения и температурного состояния частиц [6, 10 – 12]. При этом принимается одинаковый состав всех частиц и их закрепление в отложениях при достижении критических условий по температуре и вязкости [6, 10].

В комплексе субмоделей и программ, составляющих математическую модель шлакования, одной из основных является субмодель закрепления частиц и роста шлаковых отложений. Ключевые вопросы в ней – выбор схемы процесса (определяющих параметров и граничных условий) и расчет необходимых параметров по сведениям о составе и температуре частиц.

Среди доступных наиболее приемлемым показателем для характеристики процессов шлакования признается вязкость [6]. Методы расчета этого важного параметра проанализированы в [13], условия налипания частиц на стенки – в [6]. Значение вязкости, при которой частица закрепляется на поверхности, измерены в диапазоне  $\eta = 10^4 - 10^5$  Па·с для стекловидных частиц до  $\eta = 10^9$  Па·с при относительно больших временах контакта [6]. В качестве критической вязкости предлагается значение  $\eta_{\text{ref}} = 10^5$  Па·с для условий налипания при ударе силикатных стекловидных частиц с присутствием железа в трехвалентной форме [6]. Условия закрепления частиц определяются выражениями [6]:

$$\eta_i \leq \eta_{\text{ref}}, \quad (11)$$

$$\eta_i \leq \eta_{\text{ref}}, w_i \leq w_{kp}, \quad (12)$$

где  $\eta_i$  – вязкость  $i$ -й частицы;  $w_i$  – ее скорость на фиксированном расстоянии на поверхности;  $w_{kp}$  – критическая скорость, ниже которой частица не преодолевает пограничный слой и не прилипает.

В [6] выбор значения  $\eta_{\text{ref}} = 10^5$  Па·с обоснованного американскими исследователями как граничного по условиям налипания, в качестве матричного  $\eta_{\text{мат}}$  (вязкости, при которой происходит закрепление нелипкой частицы на поверхности и липкой частицы), считается ошибочным. Предлагается новая схема закрепления частичек золы в отложениях, согласно которой закрепление частиц происходит при условии, что обобщающая вязкость частицы  $\eta_{\text{част}}$  и поверхности отложений  $\eta_p$  не превышает определенного значения  $\eta_z$ , и это значение равно вязкости налипания в адиабатических условиях (равная температура частицы и поверхности). Анализируя различные формы расчетной зависимости, обобщающие данные по вязкости частицы и слоя отложе-

ний, наилучшее согласование было получено при использовании зависимости [6]:

$$\ln(\eta_{\Sigma}) = [\ln(\eta_{vacm}) \ln(\eta_{\Pi})]^{0,5} \quad (13)$$

Приемлемые результаты получены также при форме уравнения [6]:

$$\ln(\eta_z) = 2 \left[ \frac{1}{\ln(\eta_{vacm})} + \frac{1}{\ln(\eta_{\Pi})} \right]^{-1} = \frac{2 \ln(\eta_{vacm}) \ln(\eta_{\Pi})}{\ln(\eta_{vacm}) + \ln(\eta_{\Pi})}. \quad (14)$$

Температура начала шлакования. Переход от первичных отложений ко вторичным учитывается температурой газа на поверхности отложений. Температура, при которой на поверхности начинают образовываться вторичные отложения, рассматривается как температура начала шлакования  $t_{is}$ . Методы ее оценивания рассматриваются ниже.

Согласно **методу Алехновича, Богомолова, Ковицкого и Иванова**  $t_{is}$  может быть определена по химическому составу золы (в весовых долях):

$$t_{is} (^{\circ}\text{C}) = 1025 + 3,57 (18 - K), \quad (15)$$

где

$$K = (\text{Na}_2\text{O} + \text{K}_2\text{O})^2 + 0,048 (\text{CaO} + \text{Fe}_2\text{O}_3)^2.$$

Значения температур начала шлакования угля АРШ, оцененных по формуле (15), приведены в табл. 1

В методе Дика и Сикоры в результате экспериментальных исследований угольно-зольных отложений канского-ачинских углей установлено, что температура начала шлакования соответствует примерно 950 °C и не зависит строго от локальной скорости газа.

Вязкость золо-угольных шлаков в твердой фазе. Температура, при которой движение шлака заканчивается, рассматривается как температура замерзания  $t_{ff}$  – точка затвердевания шлака. Известен лишь один метод оценки данной температуры – метод Рида и Коена [4] – графическая экспериментальная зависимость логарифма вязкости от температуры, точки перегиба на которой соответствуют характерным режимам шлакования – полностью жидкой фазе, частично жидкой фазе и твердой фазе.

## Выводы

На основании анализа методов определения характеристик угольных шлаков и золы можно сделать следующие выводы:

1. Пригодность данного топлива для его сжигания в топках с жидким шлакоудалением определяется физико-химическими свойствами золы и шлаков при высоких температурах. Механизмы образо-

вания шлаковых отложений и течения шлаков на стенках энергетических установок пока мало изучены.

2. Исходными параметрами, которые могут быть использованы для предварительной оценки шлакоудаления по стандартным методам, являются температуры деформации золы  $t_A$ , полусферического состояния образца золы  $t_B$ , жидкотекущего состояния  $t_C$ .

3. Для расчета температуры  $t_A$  наиболее приемлем метод Гаугера. Определение температуры  $t_B$  по методу Маюмдара, Банери и Лахири дает значительные расхождения со справочными значениями данной характеристики.

4. Рассмотренные методы оценки температуры критической вязкости (криSTALLизации) не позволяют выбрать ни один из них в качестве достоверного.

5. Рассмотренные методы расчета вязкости в жидкой фазе являются лишь оценками. Их применение при анализе характеристик шлакования углей Донецкого бассейна ограничено из-за низкого содержания в их золе  $Al_2O_3$ , что выходит за пределы применимости формул.

6. Эмпирический метод Ковицкого, Карагодина и Мартынова дает завышенные оценки температур нормального шлакоудаления с запасом до 10 %, но в целом может быть применен для расчетов.

7. Между компонентами шлаков угольной золы возможен целый ряд достаточно сложных топохимических реакций, что может существенным образом сказываться на составе шлака. Однако механизмы и макрокинетика данных реакций пока практически остаются неизученными.

8. Необходимы дальнейшие системные исследования по созданию физически обоснованных математических моделей, алгоритмов и программ для анализа механизмов шлаковых отложений, процессов переноса массы, импульса и энергии при течении шлаков на стенках парогазовых энергетических установок, оценки условий нормального шлакоудаления. Решение данных проблем пока находится на начальной стадии.

9. Для экспериментального определения вязкости золоугольных шлаков в Институте угольных энерготехнологий создан высокотемпературный вискозиметр, обеспечивающий измерение вязкости до температур 1600 °C (авторы Примак А.В., Макарчук В.Н.). Проведена апробация методики. Установка находится на этапе отладки.

### Список литературы

1. Резников М. И. Котельные установки электростанций / М. И. Резников, Ю. М. Липов – М. : Энергоатомиздат, 1987. – 288 с.
2. Залкинд И.А. Зола и шлаки в котельных топках / И. А. Заркинд, В. С. Вдовкин, Э. Л. Дик. – М. : Энергоатомиздат, 1991. – 184 с.
3. Энергетическое топливо СССР (ископаемые угли, горючие сланцы, торф, мазут и горючий природный газ) : справочник / В. С. Вдовченко, М. И. Мартынова, Н. В. Новицкий, Г. Д. Юшина. – М. : Энергоатомиздат, 1991. – 184 с.
4. Combustion fossil power. A Reference Book on Fuel Burning and Steam Generation / Editor Joseph G. Singe. – Fourth Edition, Combustion Engineering, inc. 1000 Prospect Hill Road Windsor, Connecticut 06095. – 1991.
5. Мюллер Р. В. Природа энергии активации и экспериментальные данные текучести стеклообразующих веществ / Р. В. Мюллер // Журнал прикладной химии. – 1945. – Т. III. – С. 72–78.
6. Александрович А. Н. Уточнение расчетной схемы закрепления частиц и роста шлаковых отложений / А. Н. Александрович // Теплоэнергетика. – 2008. – № 9. – С. 24 –28.
7. Zlogar A. Shedding of ash deposits / Zlogar A., Freunden F., Jensen A.A., Claborg P. // Progress in Energy and Combustion Science. – 2009. – Vol. 35, № 1. – P. 31–58.
8. Рябов Г. А. Особенности процессов сжигания биотоплив в котлах с кипящим слоем / Г. А. Рябов, Э. П. Дик, А. И. Соболева, Т. Е. Соловьева // Теплоэнергетика. – 2005. – № 9. – С. 54–60.
9. Физическая химия силикатов и других тугоплавких соединений: уч. пособие для вузов по специальности: Химическая технология неметаллических и силикатных соединений / В. С. Горшков, В. Г. Соболев, Н. Ф. Федоров. – М. : Высшая школа, 1988. – 400 с.
10. Чернецкий М. Ю. Шлакование поверхностей нагрева в котле / М. Ю. Чернецкий, А. А. Дектерев // Достижения и перспективы развития энергетики Сибири : IV научно-практическая конференция, 2005 г., Красноярск : сб. докл. – Красноярск, 2005. – С. 387–395.
11. Пацков В. П. Приближенная математическая модель процесса шлакования на стенках парогазовых энергетических установок / В. П. Пацков, И. В. Кульчицкий // Использование методов математического моделирования в котельной технике : международная научно-практическая конференция, 23–25.09.1996 г., Красноярск : тез. докл. – Красноярск : СибВТИ. – С. 52–55.
12. Пацков В. П. Уточненная математическая модель процесса шлакования на стенках парогазовых энергетических установок / В. П. Пацков, А. В. Крицкий // Энергоэффективность – 2008 : между-

народная научно-практическая конференция, Киев, 6–8.10.2008 г. – К., 2008. – С. 90–92.

13. Алекснович А. Н. Анализ погрешности зарубежных методов расчета вязкости расплава по сведениям о его химическом составе применительно к отечественному банку данных по углем с кислым составом золы // Минеральная часть топлив, шлакование, загрязнение и очистка котлов : IV научно-практическая конференция, 4–7.06 2007 г., Челябинск. Т. II. – Челябинск : ЧТЛ ИПФЭ и ПК. – С. 76–83.

*Рукопись поступила 14.10.2009 г.*

УДК 536.421.1+532.546:621.746

**Недопекин Ф.В.** – д.т.н., проф., Донецкий национальный университет (ДонНУ)

**Мелихов В.М.** – к.т.н. с.н.с., ДонНУ

**Белоусов В.В.** – д.т.н., проф., ДонНУ

## **МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИКИ И ТЕПЛОПЕРЕНОСА ПРИ ФОРМИРОВАНИИ КОМПОЗИТНЫХ СЛИТКОВ**

*В работе представлено решение нелинейных дифференциальных уравнений теплопереноса и гидродинамики, которое реализовывалось при помощи разностных методов. Вычислительный эксперимент по исследованию процесса формирования композитного слитка позволил получить следующую информацию: поля температуры, доли твердой фазы и поля скоростей в расплаве; изменение температуры в слитке и во внутреннем холодильнике; размеры кристаллов в многослойном и армированном слитках. Получено удовлетворительное согласование с результатами физического эксперимента и натурных экспериментов других авторов.*

*Ключевые слова:* теплофизические процессы, теплоперенос, гидродинамика, многослойный слиток, армированный слиток, численное моделирование, затвердевание, кристаллизация.

### **Введение**

Развитие современной техники предъявляет высокие требования к качеству и свойствам литых изделий, вызывает необходимость создания высоких технологий разливки и кристаллизации стальных сплавов. Одним из основных направлений решения поставленных задач является получение изделий, которые состоят из нескольких слоев сталей с различными теплофизическими свойствами, т.е. композитных слитков – многослойных и армированных с внутренним холодильником. Вместе с тем, до сих пор недостаточно изучен вопрос количественной взаимосвязи гидродинамических и теплофизических параметров формирования композитных стальных слитков и влияние их на структуру и физико-механические характеристики литього металла.

**Цель настоящей статьи:** определение основных закономерностей развития теплофизических и гидродинамических процессов, в том числе определение поля температуры, скорости расплава, твердой фазы при различных режимах формирования композитного слитка; определение адекватности математической модели формирования композит-

ных слитков; расчет макроструктуры стали многослойного и армированного слитков; исследование процесса затвердевания армированного слитка, а также нагревание и плавление внутреннего холодильника.

### Постановка задачи

Решение задачи осуществлялось в двумерной постановке для стального квадратного слитка, уширенного сверху [1 – 3]. Ввиду симметрии исследуемой системы слиток – изложница область исследования выбиралась как половина продольного сечения композитного слитка.

Моделировался процесс разливки 11-тонного композитного слитка уширенного сверху с прибыльной надставкой. Формирование многослойного слитка (МС) осуществлялось в три этапа.

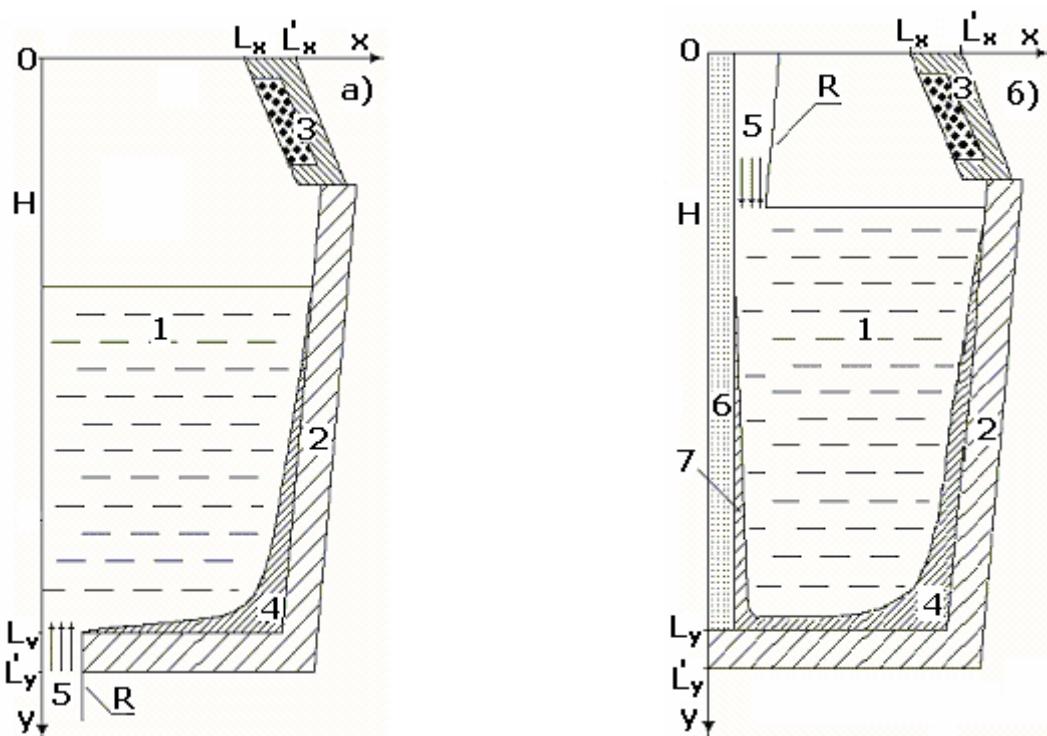


Рис. 1. Схема исследуемой области формирования слитка:

- а) многослойный слиток – сифонная разливка;
- б) армированный слиток – разливка сверху.

1 – расплав; 2 – изложница; 3 – прибыльная надставка; 4 – твердая фаза МС; 5 – струя расплава; 6 – ВХ; 7 – корочка на ВХ

На первом этапе в изложницу с использованием сифонной заливки поступает расплав основного соединения (марка стали 08Х18Т1) к уровню стыка изложницы и надставки. При этом часть расплава затвердевает у стенок и дна изложницы, формируя поверхностный слой легированной стали. На втором этапе металл некоторое время выдерживается в изложнице, при этом происходит формирование (увеличе-

ние толщины) поверхностного слоя. Этот период условно называется временами «выдержки». На третьем этапе расплав (Ст 10) в изложнице поступает сверху до уровня верхней границы прибыльной надставки, которая определяется технологией разливки. На протяжении этого времени под влиянием энергии струи и конвективного массопереноса происходит смешивание двух расплавов и образование расплава другого соединения, из которого при дальнейшей кристаллизации формируется внутренняя часть слитка. Образование нового расплава происходит довольно быстро, и поэтому теплофизические свойства и коэффициенты переноса в новом расплаве определяются его химическим составом.

При заполнении изложницы легированной сталью происходит затвердевание стали при идеальном тепловом контакте слитка с изложницей. Теплообмен излучением между расплавом и изложницей не учитывается. При формировании армированного слитка происходит разливка расплава сверху. Не учитывается удар падающей струи о дно изложницы и образование заплесков металла на ее стенки и поэтому предполагается, что изложница заполняется на 20 % своего объема.

В армированном слитке внутренний холодильник (ВХ) находится на оси симметрии и располагается в изложнице. Внутренний холодильник (в форме стрежня) имеет круглую или квадратную форму, и его внешняя поверхность предполагается гладкой и свободной от окалины. Весь объем ВХ имеет одинаковую начальную температуру и химический состав – такие же, как и поступающий расплав.

В основу математической модели формирования многослойного и армированного слитков взяты нестационарные безразмерные уравнения переноса вихря скорости, переноса газовой фазы и теплопереноса в расплаве. Также в модели учитываются тепловые процессы, связанные с образованием доли твердой фазы, которая определяет кинетику кристаллизации в приближении неравновесной двухфазной зоны [1 – 3]:

– уравнение Навье – Стокса

$$\frac{\partial \omega}{\partial F_0} + V_x \frac{\partial \omega}{\partial X} + V_y \frac{\partial \omega}{\partial Y} = \frac{\partial}{\partial X} \left( Pr_{ef} \frac{\partial \omega}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left( Pr_{ef} \frac{\partial \omega}{\partial Y} \right) + \\ + Pr_{ef}^2 Gr \frac{\partial \theta}{\partial X} + \frac{1}{Fr} \frac{\partial \beta_g}{\partial X}; \quad (1)$$

– уравнение вихря скорости  $\omega$

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial X^2} (1 - \xi) + \frac{\partial^2 \psi}{\partial Y^2} (1 - \xi) = -\omega; \quad (2)$$

– уравнение газосодержания  $\beta_g$  в расплаве

$$\frac{\partial \beta_g}{\partial F_0} + V_x \frac{\partial \beta_g}{\partial X} + V_y \frac{\partial \beta_g}{\partial Y} = 0; \quad (3)$$

– уравнение теплопереноса ( $\theta$  – безразмерная температура)

$$c_{ef} \left( \frac{\partial \theta}{\partial F_0} + V_x \frac{\partial \theta}{\partial X} + V_y \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right) = \frac{\partial}{\partial X} \left( \lambda_{ef} \frac{\partial \theta}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left( \lambda_{ef} \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right); \quad (4)$$

– уравнение для доли твердой фазы  $\xi$  ( $\theta_S$ ,  $\theta_L$  – солидус и ликвидус)

$$\xi = 1 - \left( 1 + \frac{c_L}{L} T_0 (\theta_L - \theta_S) \right) \left[ 1 - \left( \frac{\theta_L - \theta}{\theta_L - \theta_S} \right)^{2/3} \right] + \frac{c_L}{L} T_0 (\theta - \theta_S). \quad (5)$$

Эффективные коэффициенты, входящие в уравнения, отражают многофазность среды [1, 2]. При рассмотрении турбулентных режимов движения коэффициент переноса импульса определяется, как эффективный, при этом избрана однопараметрическая модель Прандтля.

Система дифференциальных уравнений (1 – 5) замыкается краевыми условиями. В начальный момент задаются постоянные значения температуры расплава и стенок изложницы, значение скорости и твердой фазы считаются нулевыми во всех точках расплава стали.

Границные условия для системы слиток – изложница – окружающая среда задаются следующим образом. Для скорости движения расплава: непроницаемости и прилипания на твердых поверхностях, на оси слитка – условие симметрии. Для температуры: отсутствие потока тепла на оси слитка; на границах расплав – твердая фаза и расплав – внутренний холодильник, твердая фаза – изложница и твердая фаза – внутренний холодильник предполагается идеальный тепловой контакт. На внешних границах контакта изложницы с окружающей средой используется теплообмен по закону Ньютона-Рихмана.

### Основные результаты исследований

Численное моделирование гидродинамических процессов в многослойном слитке показывает (рис. 2), что в зоне поступления расплава (зона – 6) в изложницу происходит интенсивное его перемешивание, и наблюдается сложная картина распределения поля скорости (рис. 2,а). В месте поступления расплава (зона – 6) образуется вихрь, который вызван действием заливочной струи и который интенсифицирует передачу теплоты через стенку изложницы. В таких тепловых условиях формируется корочка твердой фазы (зона – 3).

После выдержки металла в изложнице идет процесс образования слоя легированной стали необходимой толщины. Потом происходит долив расплава второго металла сверху (рис. 2,а).

Проникновение заливочной струи в расплав происходит на глубину, которая не превышает 1,2 м, что качественно совпадает с экспериментальными данными Ефимова В.А [4]. При этом величина скорости также коррелирует с экспериментальными исследованиями [4].

Разливка металла сверху приводит к возникновению, как естественной тепловой конвекции – вследствие теплоотвода с внешних границ изложницы, так и вынужденной – механическое воздействие струи расплава (рис. 2). При формировании слитка с ВХ большое значение имеет влияние гидродинамических процессов на ход затвердевания (рис. 2,б). Распространение заливочной струи (6) в расплаве вызывает конвекцию во всем объеме расплава и, прежде всего, способствует нагреву ВХ (5) и изложницы (2). При этом вследствие теплоотвода через стенку изложницы затвердевает расплав, у фронта затвердевания образуется двухфазная зона (4). Происходит перераспределение температуры в объеме слитка за счет восходящих (более горячих) потоков расплава (7) и нисходящих (более холодных – зона 8) у стенки изложницы и затвердевающей корочки слитка (3).

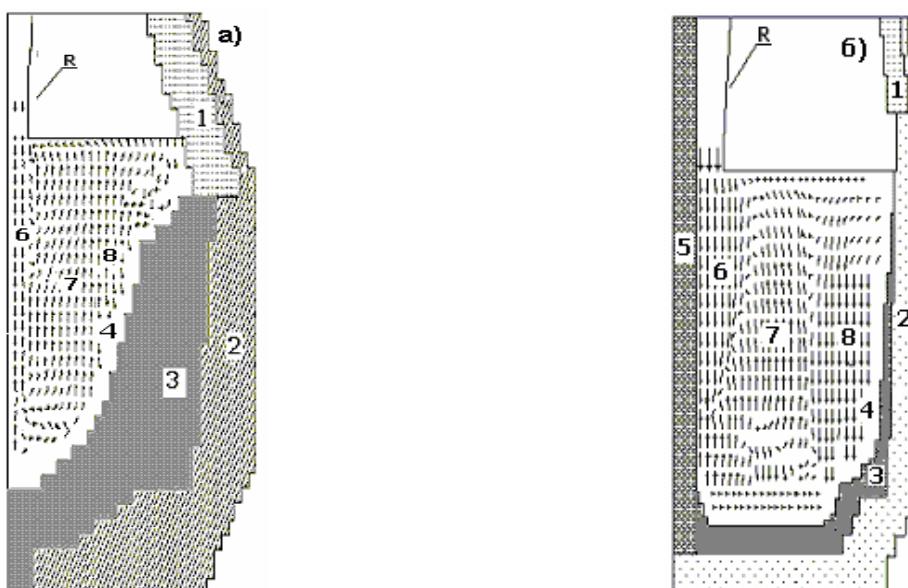


Рис. 2. Гидродинамические процессы при разливке сверху композитного слитка: а) многослойный слиток; б) слиток с внутренним холодильником.  
 1 – шамот, 2 – изложница, 3 – твердая фаза; 4 – двухфазная зона;  
 5 – внутренний холодильник; 6 – заливочная струя в расплаве;  
 7 – восходящие потоки в расплаве; 8 – нисходящие потоки расплава

Изучим особенности затвердевания армированного слитка на примере нагревания и плавления внутреннего холодильника диаметром 40 мм. На рис. 3,а показано распределение температуры для различных горизонтов. Отметим, что (рис. 3,в) на нижнем горизонте (у поддона) ВХ нагревается слабее, и в дальнейшем температура его поверхности уменьшается, что может отрицательно сказываться на монолитности соединения ВХ и заливаемого металла. При этом возмож-

ное нарушение монолитности происходит в самом низу слитка и идет в обрезь, поэтому в дальнейшем это не отражается на качестве стали.

В верхней (рис. 3,б) части слитка такого падения температуры во BX не наблюдается. Практически все три слоя: поверхность BX, его внутренний слой и слой расплава, прилегающий к поверхности BX, – имеют одну и ту же температуру.

Таким образом, при диаметре BX 40 мм расплав слабо охлаждается у поверхности BX, т.к. масса BX относительно невелика. При этом величина теплового потока от расплава достаточно, чтобы прогреть все слои BX и даже в некоторых местах его расплавить.

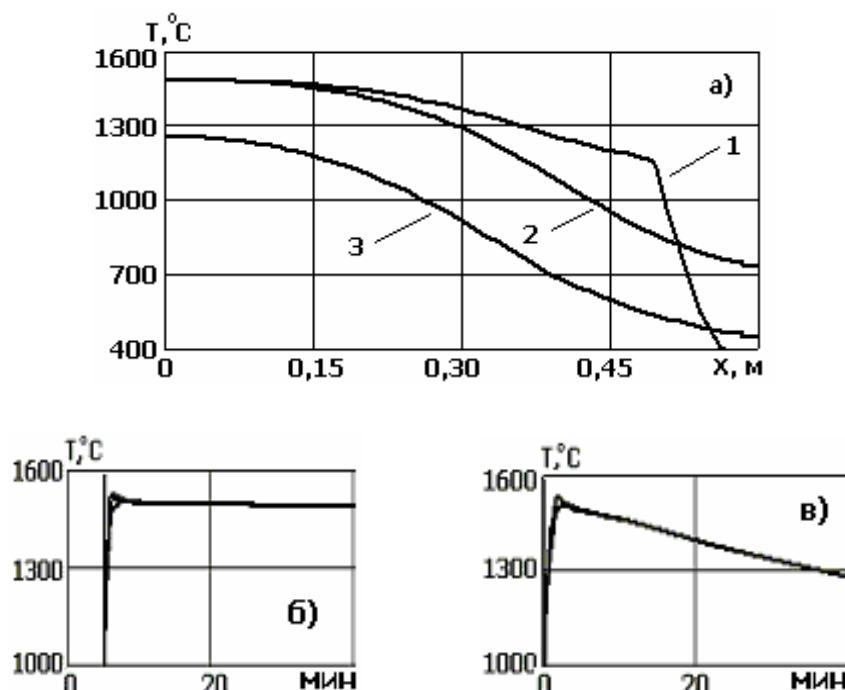


Рис. 3. Температура в армированном слитке (а) с BX диаметром 40 мм на различных горизонтах: 1 – 0,8 м; 2 – 1,5 м; 3 – 2,4 м.

Нагревание и плавление BX диаметром 40 мм: б) верхняя часть слитка;

в) нижняя часть слитка. 1 – на границе корочка BX- расплав;

2 – на внешнем слое BX; 3 – на внутреннем слое BX

Формирование армированного слитка с диаметром BX 120 мм отличается от слитка с диаметром BX 40 мм, что отражено в распределении температуры BX на различных его участках. При теплопередаче во BX диаметром 120 мм (рис. 4) градиенты температуры во BX и у поверхности увеличиваются, а температура уменьшается. Причем в нижней части слитка (рис. 4,в) расплав охлаждается больше, чем в верхней его части.

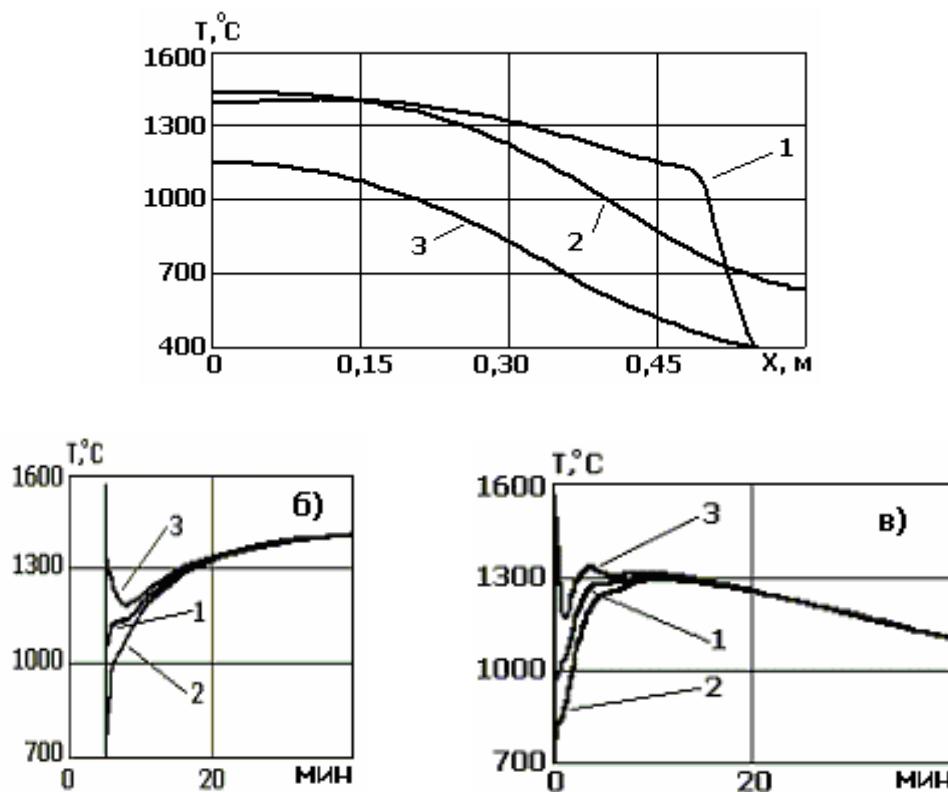


Рис. 4. Температура в армированном слитке (а) с ВХ диаметром 120 мм на различных горизонтах: 1 – 0,8 м; 2 – 1,5 м; 3 – 2,4 м.

Нагревание и плавление ВХ диаметром 120 мм:

б) верхняя часть слитка; в) нижня часть слитка.

1 – на границе корочка ВХ – расплав; 2 – на внешнем слое ВХ;

3 – на внутреннем слое ВХ

Наибольшее различие температуры в слоях ВХ наблюдается в период заливки расплава, в дальнейшем в ходе развития теплопереноса в слитке ВХ прогревается, и температура в рассматриваемых слоях ВХ выравнивается. Т.е. увеличение диаметра ВХ до 120 мм понижает в большей мере температуру на границе расплав – внутренний ходильник в сравнении с предыдущим вариантом.

Следовательно, при затвердевании армированного слитка с диаметром ВХ от 40 мм до 120 мм обеспечивается монолитность его соединения с заливающим расплавом.

Теплофизические процессы во многом определяют размер кристаллов в слитке. Размер кристаллического зерна при традиционном рассмотрении (в первом приближении) пропорционален корню квадратному от времени затвердевания данного объема стали. Отметим, что значение коэффициента пропорциональности найти для каждой марки стали непросто. Поэтому для характеристики кристаллической структуры будем использовать относительный размер кристалла  $d_1$ , как часть от максимального его значения в слитке  $\bar{D} = d_1 / d_{\max}$ .

Оценка дендритной структуры металла осуществлялась на основании опытов Самойловича Ю.А. [5], которые показывают, что ветви дендрита первого порядка  $d_1$  в зависимости от градиента температуры  $G$  в области роста дендрита и скорости затвердевания слитка  $U$  определяются согласно соотношению:

$$d_1 = k_1 U^{-0,26} G^{-0,75}. \quad (6)$$

Сравнение размеров зерна для обычного и многослойного слитков (рис. 5, а) показывает, что долив второго металла приводит к укрупнению размера кристаллов.

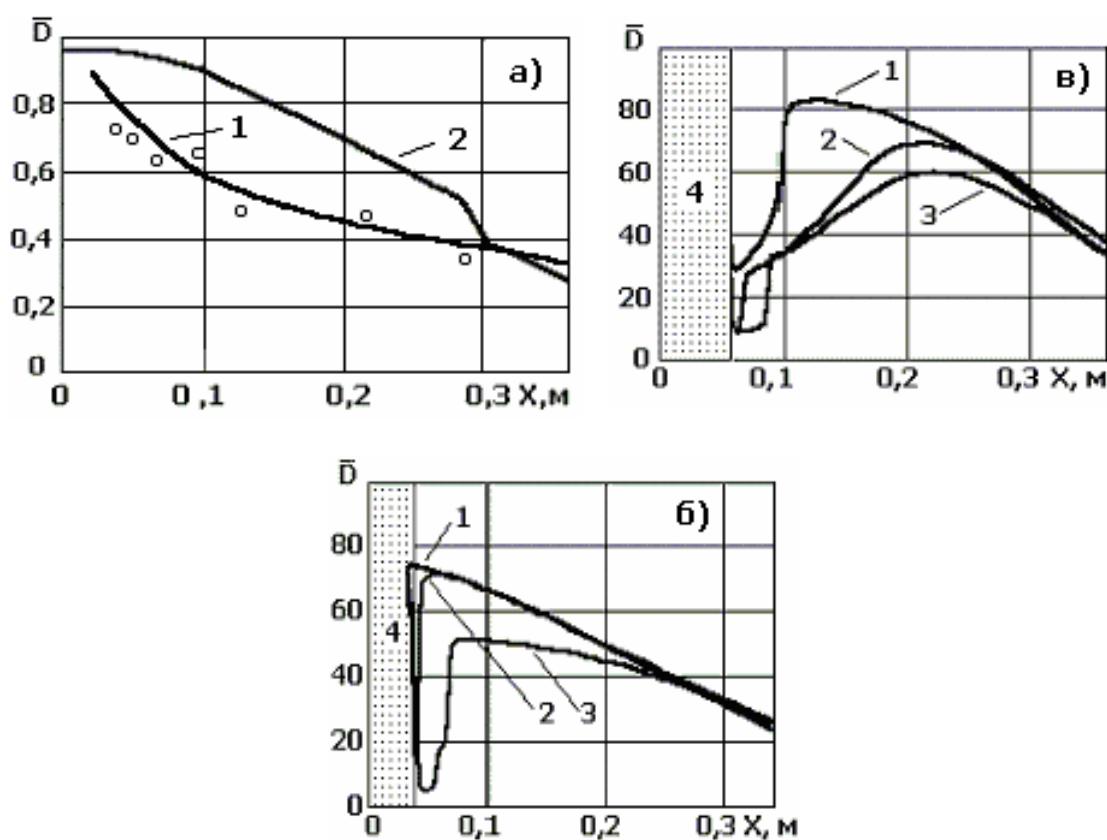


Рис. 5. Изменение диаметра кристалла в слитке: а) 1 – экспериментальные данные Гуляева Б.Б. [5], 2 – расчет по формуле Самойловича Ю.А [4]; б) слиток с ВХ диаметром 80 мм; в) слиток с ВХ диаметром 120 мм; на горизонтах от дна слитка: 1 – верхняя часть слитка – 2,1 м; 2 – середина слитка – 1,4 м; 3 – нижняя часть слитка – 0,6 м; 4 – внутренний холодильник

Такое распределение по размерам кристаллов качественно согласуется с известными теоретическими и экспериментальными данными [5 – 8]. Полученные результаты вычислительного эксперимента [9, 10] по определению размеров кристаллов сравнивались с результатами

Б.Б. Гуляева [6] (рис.5, б). Качественное совпадение результатов говорит об адекватности математической модели, описывающей структуру слитков.

Проводилось сравнение кристаллической структуры армированного слитка [9] с ВХ диаметром 80 мм – (рис. 5,б) и диаметром 120мм (рис. 5,в). Полученное распределение размера кристаллов обусловлено тем, что в месте ввода ВХ происходит охлаждение расплава более интенсивно, чем в других областях расплава. При этом, чем диаметр ВХ больше, тем больший поток теплоты идет во внутренний холодильник и, следовательно, происходит увеличение температурных градиентов и уменьшение размеров кристаллов согласно приведенной формуле (6).

Таким образом, структура стали определяется как конвективным теплопереносом в расплаве, так и градиентами температуры в твердой части слитка и влиянием на эти процессы внутреннего холодильника.

### **Выводы**

1. Разработана математическая модель гидродинамических и теплофизических процессов при формировании многослойного и армированного стального слитков, которая позволяет определить поля температуры, скорости расплава, твердой фазы при различных режимах разливки расплава в изложницу и в ходе затвердевания слитка.

2. Сопоставление результатов математического и физического моделирования свидетельствует об адекватности математической модели формирования многослойного и армированного слитков.

3. На основании расчета градиентов температуры и скорости затвердевания получена дендритная структура многослойного слитка и армированного слитка в зависимости от размера внутреннего холодильника.

4. Получены температурные поля армированного слитка на различных горизонтах для различных размеров внутреннего холодильника. Исследован процесс нагревания и кинетика плавления внутреннего холодильника. Определены размеры внутреннего холодильника, которые обеспечивают монолитность его соединения с металлом в армированном слитке.

### **Список литературы**

1. Затвердевание металлических композиций: производство и моделирование / [В. А. Лейбензон, Ф. В. Недопекин, В. В. Кондратенко и др.]. – Донецк : Юго-Восток, 2005. – 228 с.
2. Затвердевание металлов и металлических композиций / [В. А. Лейбензон, В. Л. Пилющенко, В. В. Кондратенко и др.]. – Киев : Наукова думка, 2009. – 409 с.

3. Недопекин Ф. В. Математическое моделирование тепломассо-переноса при формировании многослойного слитка / Ф. В. Недопекин, В. В. Белоусов, В. М. Мелихов [и др.] // Известия РАН. Металлы. – 2001. – № 6. – С. 40–44.
4. Ефимов В. А. Разливка и кристаллизация стали / В. А. Ефимов. – М. : Металлургия. – 552 с.
5. Самойлович Ю. А. Стальной слиток. Затвердевание и охлаждение. В 3-х т. Т. 2 / Ю. А. Самойлович, В. И. Тимошпольский, И. А. Трусова, В. В. Филиппов. Под общ. ред. В. И. Тимошпольского, Ю. А. Самойловича. – Мн. : Белорусская наука, 2000. – 637 с.
6. Гуляев Б. Б. Литейные процессы / Б. Б. Гуляев. – М. : Машгиз, 1960. – 274 с.
7. Шмрга Л. Затвердевание и кристаллизация стальных слитков / Л. Шмрга. – М. : Металлургия, 1985. – 248 с.
8. Мелихов В. М. Термодинамический анализ роста кристаллов в слитке / В. М. Мелихов, В. Ф. Комаров // Изв. ВУЗов. Черная металлургия. – 1998. – № 1. – С. 75–76.
9. Недопекин Ф. В. Гидродинамика и теплоперенос в формирующемся слитке с внутренним холодильником / Ф. В. Недопекин, В. Ф. Поляков, В. В. Белоусов, В. М. Мелихов // Изв. РАН Металлы. – 1998. – № 5. – С. 24–28.
10. Лейбензон В. А. Математическое моделирование формирования литой композиции углеродистой и хромистой сталей / В. А. Лейбензон, Ф. В. Недопекин, В. М. Мелихов [и др.] // Сталь. – 2004. – № 2. – С. 55–57.

*Рукопись поступила 30.10.2009 г.*

УДК 621.717:669.046

**Павленко А.М.** – д.т.н. проф., декан енергетичного факультету,  
Дніпродзержинський державний технічний університет (ДДТУ)  
**Ялова К.М.** – ас., ДДТУ

## ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ДОДАТКОВИХ ДЖЕРЕЛ ТЕПЛОТИ, ЩО ВИКОРИСТОВУЮТЬСЯ В РОБОТІ ДУГОВИХ СТАЛЕПЛАВИЛЬНИХ ПЕЧЕЙ

*В роботі наведено результати аналізу процесів теплообміну в дугових сталеплавильних печах при використанні додаткових джерел теплоти. Визначено оптимальну масу завантаження при використанні залишку рідкого металу – «болота», в якості додаткового джерела теплоти. Теоретично обґрунтовано ефективність використання паливнокисневих пальників в умовах сьогодення з метою інтенсифікації процесів тепломасообміну. Представлено аналіз розрахункових даних стосовно впливу використання додаткових джерел теплоти на тривалість процесу плавлення.*

*Ключові слова:* дугова сталеплавильна піч, теплообмін, паливно-кисневі пальники.

### Постановка проблеми

Плавлення металошахти в багатовантажних печах потребує значної витрати електроенергії, а в умовах постійного підвищення цін на енергоресурси питання зменшення промислових витрат стає дедалі актуальнішим. В теперішній час на розплавлення шихти в ДСП витрачається до 80 % від загальної кількості, витраченої на плавку енергії [1]. Ведення плавки в печі може відбуватися двома способами: з завалкою на суху, очищеною від попередньої плавки подину і з використанням залишку від попередньої плавки – «болотом». Використання «болота» призводить до підвищення продуктивності дугових печей та зменшення загальної тривалості плавки. Це досягається за рахунок того, що в момент завантаження нової порції шихти температура залишкового «болота» дорівнює температурі ліквідусу сталі, і є вищою за температуру «сухої» футеровки. Тому «болото» можна розглядати, як додаткове джерело теплоти.

В процесі розплавлення твердої шихти приблизно 1/3 необхідної енергії може бути отримана за рахунок використання більш дешевого палива: мазуту або газу. Окрім зниження витрат електроенергії при цьому зменшується і витрата електродів. При відносно невеликих ви-

татах палива, характерних для сучасних паливнокисневих пальників (ПКП), їх використання забезпечує інтенсивну тепловіддачу до шихтових матеріалів від продуктів спалення за рахунок конвекції і випромінювання. Основне завдання роботи паливно-кисневих пальників – створення додаткових осередків прогріву і проплавлення металу в периферійних областях печі. Особливо доцільно використання ПКП при роботі багатовантажних печей, в яких для прогріву пристінкових областей витрачається значна кількість часу.

### **Аналіз досліджень і публікацій**

Незважаючи на невпинне зростання долі електросталеплавильного виробництва у виробництві сталі в світі і в Україні аналізу теплофізичних процесів, що відбуваються в робочому просторі дугових печей, присвячено вельми обмежений перелік робіт. В роботах Єгорова А.В., Нікольського Л.Е., Моржина А.Ф. [1 – 3] наведені загальні відомості про способи і технології, що використовуються для інтенсифікації процесу плавлення металошихти. При цьому не встановлено взаємний вплив використовуваних технологій на тепловий баланс і тривалість плавки.

### **Формулювання мети роботи**

Завданням цієї роботи є проведення чисельного моделювання процесу плавлення металошихти при використанні додаткових джерел теплоти з метою визначення їх впливу на тривалість процесу плавлення металошихти в робочому просторі дугових сталеплавильних печей.

Щоб встановити вплив використання «болота» та визначити найбільш ефективну його первинну масу були прийняті наступні умови:

- 1) моделювання відбувалось для маси первинного «болота» від  $m_0^0 = 0$  тонн (завантаження на суху подину) до  $m_0^0 = 20$  тонн, з кроком додавання маси  $\Delta m_0^0 = 5$  тонн;
- 2) в розрахунках приймалась умова, що маса отриманого розплаву повинна бути  $m_0 = 100$  тонн;
- 3) додавання маси «болота»  $\Delta m_0^0$  відбувалось за рахунок віднімання відповідної маси від маси першої завалки, маса другої завалки залишалась незмінною;
- 4) моделювання здійснювалось для наступних схем завантажень: I – маса залишкового «болота»  $m_0^0 = 20$  тонн, маса першої завалки  $m_{u1}^0 = 40$  тонн, маса другої завалки  $m_{u2}^0 = 40$  тонн; II –  $m_0^0 = 15$  тонн,  $m_{u1}^0 = 45$  тонн,  $m_{u2}^0 = 40$  тонн; III –  $m_0^0 = 10$  тонн,  $m_{u1}^0 = 50$  тонн,

$m_{u2}^0 = 40$  тонн; IV –  $m_6^0 = 5$  тонн,  $m_{u1}^0 = 55$  тонн,  $m_{u2}^0 = 40$  тонн;  
V –  $m_6^0 = 0$ ,  $m_{u1}^0 = 60$  тонн,  $m_{u2}^0 = 40$  тонн.

Для оцінки ефективності використання ПКП необхідно враховувати наступні критерії: співвідношення вартості одиниці теплової енергії, отриманої в результаті перетворення електричної енергії, і вартості одиниці теплової енергії, отриманої при безпосередньому спалюванні мазуту або газу; коефіцієнт використання палива від ПКП і вплив цього використання на загальну тривалість плавлення. Тобто треба приймати до уваги наступні умови:

$B_n + B_{el.en} \leq B_{3.el.en}$  при  $Q_{газ} + Q_{ел.en} \geq Q_{3.el.en}$  при  $t_{газ,ел.en} \leq t_{ел.en}$ , (1)

де  $B_n$  – грошові витрати на газ або паливо, що використовуються для спалення в ПКП,  $B_{ел.en}$  – грошові витрати на застосовану електроенергію,  $B_{3.el.en}$  – загальні грошові витрати на електроенергію без використання додаткових видів палива,  $Q_{газ}$  – кількість теплоти, отримана шихтою від спалювання палива в ПКП,  $Q_{ел.en}$  – кількість теплоти, отримана шихтою від роботи дуг,  $Q_{3.el.en}$  – загальна кількість теплоти від дуг без використання додаткових джерел теплоти,  $t_{газ,ел.en}$  – загальний час плавлення шихти при використанні теплоти ПКП і електричних дуг,  $t_{ел.en}$  – загальний час плавлення шихти при використанні лише енергії дуг.

Вхідними параметрами моделювання роботи пальників були їх технічні характеристики, існуючі режими роботи, а для стінових пальників – і координати розташування. Так, середня витрата природного газу  $V_p$  при нормальніх умовах складає для стінових пальників до  $500 \text{ м}^3/\text{г}$ , для стінового і еркерного – до  $200 \text{ м}^3/\text{г}$ . В розрахунках будемо вважати, що пальники працюють в режимі максимальної витрати газу. Увімкнення стінових і дверного пальників проводиться через дві хвилини після початку процесу плавлення завалок, а еркерного – за 10 хвилин до безпосереднього зливу металу. Оскільки об'єктом дослідження є процес розплавлення шихти, а окислювальний, відновлювальний періоди і процес зливу металу в цій роботі не розглядаються, то роботою еркерного пальника будемо нехтувати. Тривалість роботи стінових пальників складає 16 хвилин для першої завалки і 10 хвилин для другої. Чисельне моделювання теплової роботи ПКП здійснювалось на основі розробленої математичної моделі [4].

## Результати роботи

Технологія виплавки сталі з використанням «болота» передбачає, що при зливанні розплаву в печі залишиться така маса рідкого металу, яка буде використовуватися в якості «болота» для наступної плав-

ки. В залежності від обраної схеми завантаження шихти в піч маса отриманого розплаву (злитого з печі) буде зменшуватися в залежності від збільшення маси «болота» Оскільки маса отриманого розплаву без «болота» буде різною для кожної з обраної схеми завантаження при визначенні оптимальної схеми завантаження, доцільно використовувати наступну умову:

$$\frac{m_p}{\tau} \rightarrow \max, \quad (2)$$

де  $m_p$  – маса отриманого розплаву,  $\tau$  – тривалість процесу розплавлення завантаженої металошихти.

Розрахунок проводився при використанні розробленої тривимірної моделі теплової роботи дугової печі з урахуванням особливостей тепломасообміну для кожного етапу розплавлення шихти [5].

Проаналізувавши отримані дані щодо етапу проплавлення колодязів, необхідно зауважити, що, по-перше, час проплавлення колодязів тим більше, чим більше маса першої завалки, при цьому тривалість етапу проплавлення колодязів збільшується на 10 – 12 % при кожному збільшенні маси першої завалки на 5 т або, відповідно, при кожному зменшенні залишкового «болота» на 5 т. По-друге, маса отриманого розплаву в момент завершення етапу проплавлення колодязів для першої завалки приймає своє максимальне значення  $m_p^{\text{кол}} \approx 9$  т для схеми завантаження V і мінімальне значення  $m_p^{\text{кол}} \approx 4$  т для схеми завантаження I, тобто маса отриманого розплаву збільшується в залежності від збільшення маси завантаження.

Початкова маса розплаву для етапів закритого і відкритого горіння дуг є маса розплаву, отримана за період розплавлення колодязів. Маса розплаву в момент завершення етапів закритого і відкритого горіння дуг при розплавленні першої завалки дорівнює масі першого завантаження  $m_{ul1}^0 = 60$  т і є однаковою для всіх наведених схем завалок. Маса розплаву при розплавленні першої завалки, отриманого за період плавлення закритими і відкритими дугами, розраховується наступним чином:

$$m_p^{1\text{заv}} = m_{ul1}^0 - m_p^{\text{кол}} - m_o^0, \quad (3)$$

де  $m_{ul1}^0$ ,  $m_p^{\text{кол}}$ ,  $m_o^0$  – відповідно маса першої завалки, маса розплаву, отриманого в період розплавлення колодязів, та маса залишкового «болота». Використовуючи (3), відповідно для I – V схем завантаження, були отримані наступні маси розплаву: 36 т, 40 т, 43 т, 47 т, 51 т. Оскільки величини тривалості і маси отриманого розплаву є змінними для розглядуваних схем завантаження, то при обґрунтуванні найбільш доцільної маси першої завалки будемо використовувати спів-

відношення отриманого розплаву до витраченого часу і умови (2). Виходячи з умови (2), найбільш доцільною схемою завантаження є схема I, співвідношення маси розплаву якої до витраченого часу, наближується до значення 1 т/хв. Також було визначено, що схема завантаження V, де плавлення відбувається без використання «болота», є самою невигідною з точки зору швидкості процесу плавлення, яка складає приблизно 0,76 т/хв.

Оскільки за вказаними вхідними умовами маса другої завалки є однаковою для всіх розглядуваних схем завантаження, а маса рідкого розплаву буде достатньою для забезпечення однакового підняття його рівня під вагою завалочних матеріалів, то динаміка, час і маса отриманого розплаву при розплавленні другої завалки буде ідентичною для всіх схем завалок.

Дані чисельного моделювання загального процесу плавлення обох завалок при використанні змінної маси «болота», представлені на рис. 1.

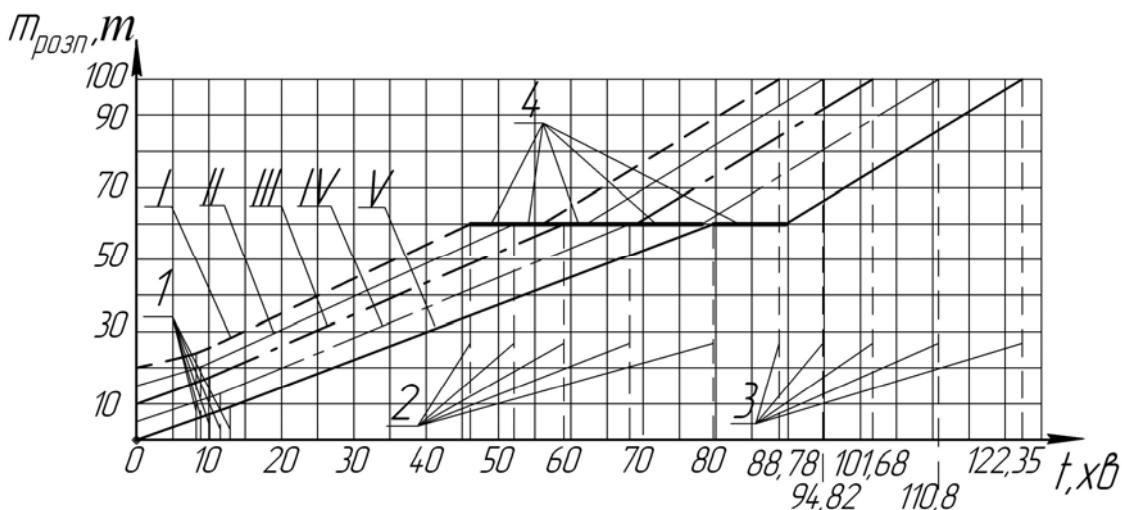


Рис. 1. Залежність маси розплаву від загальної тривалості плавлення:

- 1 – момент завершення етапу проплавлення колодязів;
- 2 – момент часу завершення етапів закритого і відкритого горіння при розплавленні першої завалки;
- 3 – загальна тривалість плавки;
- 4 – час завантаження другої завалки

Хоча маса розплаву в момент завершення стадії плавлення є однаковою для всіх розглядуваних мас завантажень і дорівнює  $m_0 = 100$  тонн, маса розплаву, отриманого при плавленні, розраховується як:

$$m_p = m_0 - m_0^0. \quad (4)$$

Значення розплаву, отриманого в процесі плавлення для схем завантаження I – V згідно (4), складає відповідно 80 т, 85 т, 90 т, 95 т, 100 т. Зі збільшенням маси отриманого розплаву, час, який витрачається для його отримання, теж збільшується. Змінні величини маси отриманого розплаву і витраченого часу призводять до необхідності використання умови (2) при визначені найбільш доцільної схеми завантаження. Розрахувавши співвідношення маси отриманого розплаву до витраченого часу та використавши умову (2), було визначено, що плавлення шихти з використанням I схеми завантаження є більш вигідним в порівнянні з іншими схемами завантаження, які розглядалися. Швидкість плавлення для I схеми завантаження складає приблизно 0,9 т/хв. і це значення зменшується до приблизно 0,8 т/хв. для V схеми завантаження.

Витрати електроенергії при розплавленні металошихти з використанням розглядуваних схем завантаження можна визначити за наступною формулою [6]:

$$W = P_{mp} \tau, \quad (5)$$

де  $P_{mp}$  – потужність пічного трансформатора, МВт;  $\tau$  – час плавлення металошихти, год. Потужність пічного трансформатора приймали незмінною при розплавленні вказаних схем завантаження. Витрати електроенергії  $W$  при розплавленні шихти відповідно до схем завалок I – V приблизно дорівнюють 59,2 МВт·год, 63,2 МВт·год, 67,8 МВт·год, 77,7 МВт·год та 81,5 МВт·год. При цьому не враховується кількість електроенергії, яка була витрачена для отримання «болота» відповідної маси  $m_0^0 = 20$  т, 15 т, 10 т, 5 т, 0 т. Для визначення загальної кількості електроенергії  $W_{заг}$ , що була витрачена для отримання розплаву  $m_0 = 100$  т, будемо враховувати:

$$W_{заг} = W + W_0, \quad (6)$$

де  $W$ ,  $W_0$  – відповідно питомі витрати електроенергії, що була витрачена для розплавлення твердої шихти і для отримання «болота», МВт·год.

На основі виразів (5) і (6), були отримані наступні значення загальних витрат електроенергії: 76 МВт·год, 76,4 МВт·год, 76,8 МВт·год, 78,2 МВт·год та 81,5 МВт·год. Враховуючи той факт, що маса розплаву є однаковою для різних схем завантаження і дорівнює 100 т, значення питомих витрат електроенергії відповідно дорівнюють: 760 кВтг/т, 764 кВтг/т, 768 кВтг/т, 782 кВтг/т та 815 кВтг/т.

Зменшення витрати електроенергії при збільшенні маси «болота» є непропорційним і приймає своє максимальне значення при плавлен-

ні I схеми завантаження, що передбачає плавлення з масою «болота» 20 т. З чого можна зробити висновок, що лише за рахунок використання «болота», яке є додатковим джерелом теплоти, можна досягти економії електроенергії 4 – 7 %.

Невпинне підвищення ціни експортного природного газу приводить до необхідності оперативного корегування існуючих технологій. З метою визначення ефективності використання паливнокисневих пальників в сучасних економічних умовах і можливості економії електроенергії було проведено чисельне моделювання процесу плавлення шихти з використанням пальників і без нього. Розрахунки процесу плавлення шихти при використанні пальників проводились для схеми завантаження I, де: маса залишкового «болота»  $m_0^0 = 20$  тонн, маса першої завалки  $m_{u1}^0 = 40$  тонн, маса другої завалки  $m_{u2}^0 = 40$  тонн. Оцінити відмінність процесів плавлення шихти при використанні пальників і без них можна за допомогою рис. 2, де наведено результати чисельного моделювання.

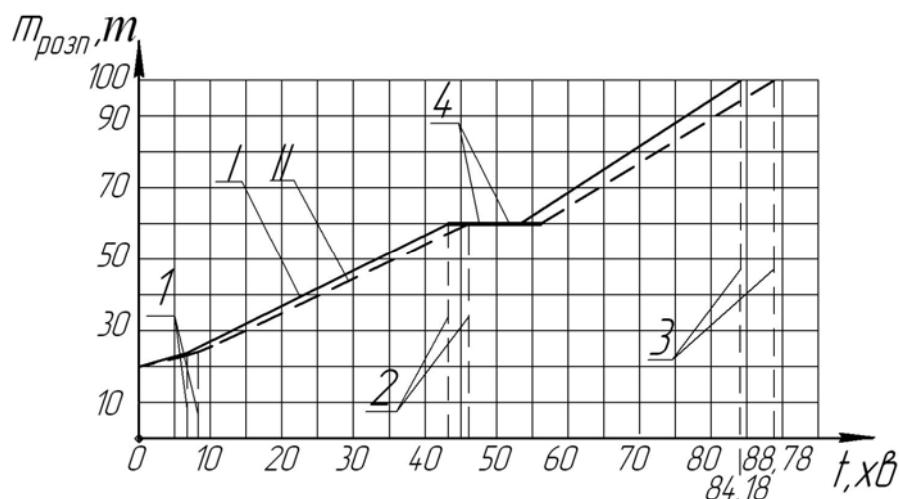


Рис. 2. Залежність маси розплаву від загальної тривалості розплавлення шихти:

- I – без використання пальників; II – при використанні пальників;
- 1 – час завершення проплавлення колодязів;
- 2 – час завершення етапів закритого і відкритого горіння дуг;
- 3 – загальний час розплавлення завалок;
- 4 – час завантаження другої завалки в піч

З аналізу даних (рис. 2), можна запевнитися, що використання теплоти спалюваного газу в якості додаткового джерела теплоти призводить до скорочення часу плавлення для всіх розглядуваних етапів плавлення шихти. Загальна тривалість розплавлення шихти з використанням пальників скорочується приблизно на 5 %.

За допомогою (5) було розраховано витрати електроенергії в процесі плавлення в обох випадках, які складають відповідно 59 МВтг та 56 МВтг, а відносне відхилення цих значень дорівнює скороченню витрат електроенергії приблизно на 5 %. Оцінити середні значення технологічних параметрів виплавки сталі з використанням і без використання пальників можна за допомогою таблиці 1.

Таблиця 1  
Технологічні параметри виплавки сталі з використанням пальників і без них

Режим роботи печі	Час плавлення, год	Витрата електроенергії за плавку, кВтг	Питома витрата електроенергії, кВтг/т	Витрата газу, м <sup>3</sup>	Витрата кисню, м <sup>3</sup>	Час роботи одного пальника, г
Без пальників	1,48	59186	59	-	-	-
З пальниками	1,4	56120	56	215	200	0,43

Оцінюючи дані, наведені в табл. 1, можна дійти висновку, що використання пальників дає змогу економити електроенергію, в той же час це призводить до промислових витрат на газ, який використовується для спалювання в пальниках. Для оцінки грошових витрат на енергоносії були враховані умови (1) і діючі тарифи на природний газ і електроенергію для промисловості та ціна на технологічний кисень. Було встановлено, що плавка з використанням енергії газу, який спалюється в ПКП, коштує до 150 гривень дешевше за плавку при використанні лише енергії дуг. Зважаючи на середньорічну кількість плавок в умовах конкретного виробництва (приблизно 2000 плавок на рік), можна дійти висновку, що зниження експлуатаційних витрат при використанні ПКП складає приблизно 300 тис. грн. на рік.

### Висновки

В роботі проаналізовано процес плавлення металошахти з урахуванням особливостей теплообміну при використанні додаткових джерел теплоти. В якості додаткових джерел теплоти розглянуто технологію плавлення шихти з використанням залишку рідкого металу від попередньої плавки і теплова робота паливнокисневих пальників.

Шляхом чисельного моделювання отримано дані стосовно впливу використання теплоти «болота» на швидкість протікання теплофізичних процесів і тривалість процесу плавлення в цілому, економії електроенергії. Так за рахунок використання «болота» можна досягти економії електроенергії 4 – 7 %. Зменшення витрати електроенергії при збільшенні маси «болота» є непропорційним і приймає своє максимальне значення при плавленні з масою «болота» 20 т.

З даних чисельного моделювання плавлення металошихти з використанням ПКП обґрунтовано, що в існуючих економічних умовах використання паливнокисневих пальників, в якості додаткових джерел прогрівання шихти, є доцільним. Використання теплоти спалюваного газу дає змогу зменшити загальну тривалість процесу плавлення шихти, підвищити продуктивність печі, за рахунок чого зменшити витрати електроенергії.

### Список літератури

1. Егоров А. В. Расчет мощности и параметров электроплавильных печей : [учеб. пособие для вузов] / А. В. Егоров. – М. : МИСИС, 2000. – 272с.
2. Никольский Л. Е. Тепловая работа дуговых сталеплавильных печей / Никольский Л. Е., Смоляренко В. Д., Кузнецов Л. Н. – М. : Металлургия, 1981. – 320 с.
3. Егоров А. В. Электрические печи (Для производства сталей) : [уч. пособие для студ. метал. спец. вузов] / А. В. Егоров, А. Ф. Моржин. – М. : Металлургия, 1975. – 351 с.
4. Ялова К. М. Математичне моделювання теплової роботи паливнокисневих пальників в робочому просторі дугової сталеплавильної печі / К. М. Ялова, А. М. Павленко // Сборник научных трудов ДГТУ. – Днепродзержинск : ДГТУ. – 2008. – № 9. – С. 98–103.
5. Яловая Е. Н. Разработка математической модели и метода для расчета кинетики плавления металлошихты в рабочем пространстве дуговой сталеплавильной печи / Е. Н. Яловая, В. Ю. Болотов // Математичне моделювання. – Днепродзержинск : ДГТУ. – 2008. – № 1 (18). – С. 25–28.
6. Макаров А. Н. Теплообмен в дуговых сталеплавильных печах: [уч. пособие] / А.Н. Макаров. – Тверь : ТГТУ, 1998. – 183 с.

*Рукопис надійшов 22.09.2009 р.*

УДК 662.7

**Пацков В.П.** – с.н.с., к.т.н., Інститут вугільних енерготехнологій НАН України (ІВЕ НАНУ)

**Корнієнко О.В.** – м.н.с., (ІВЕ НАНУ)

**Крицький А.В.** – м.н.с., (ІВЕ НАНУ)

**Пацкова Т.В.** – доц., к.х.н., Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут» (НТУУ «КПІ»)

## **ВПЛИВ ЗАПИЛЕНОСТІ ПОЛІДИСПЕРСНОГО ПОТОКУ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ РОБОТИ ЦИКЛОНА-СЕПАРАТОРА ЦКШ**

*На основі аналізу існуючих методик оцінки пофракційної ефективності уловлювання твердих частинок в циклонних апаратах розроблено прикладну програму для проведення відповідних інженерних розрахунків стосовно циклонів-сепараторів ЦКШ. Виконано розрахунки з впливу вхідної запиленості та навантаження котлоагрегата на ефективність уловлювання твердих частинок при спалюванні вугілля марки АШ у промисловому ЦКШ-котлоагрегаті типу «Лургі» [1]. Встановлено, що зменшення навантаження та збільшення значень вхідної запиленості негативно впливають на ефективність роботи циклону до досягнення деякого критичного розміру частинки. Представлено результати розрахунку кривих розподілу за розмірами частинок на вході до циклону та на виході у димову трубу.*

*Ключові слова:* прикладна програма, циклон-сепаратор, промисловий ЦКШ-котлоагрегат типу «Лургі», пофракційна ефективність, вхідна запиленість.

### **Вступ**

Характерною рисою котлів з циркулюючим киплячим шаром (ЦКШ) є наявність пристрій для уловлювання та систем повернення твердих фракцій палива та золи у топку: горизонтальний газохід, циклон-сепаратор, підциклонний стояк та т.п. Ефективність роботи цих пристрій визначально впливає на більшість показників котла (стабілізацію температури у шарі та надшаровому просторі, відведення теплоти до настінних екранів, рівень викидів  $\text{SO}_x$  та ін.), кількість циркулюючих частинок, які можуть виноситися з топки, уловлюватися та повертатися. Фактично ефективність уловлювача обумовлює кратність циркуляції та розмір частинок палива, які повертаються у реактор на подальшу термічну переробку [1, 2].

Для розробки науково обґрунтованих методів розрахунку та проектування циклонів-сепараторів ЦКШ- котлоагрегатів, узагальнення отриманих на дослідних та дослідно–промислових установках результатів теплотехнічних випробувань, їх подальшого перенесення на реальні об'єкти необхідна розробка методик оцінювання пофракційної ефективності уловлювання твердих частинок. Відмінною особливістю циклонів у системі ЦКШ- котла є їх робота при значних температурах (880 – 920 °C) та вхідних концентраціях коксу та золи (5 – 10 кг/м<sup>3</sup>) [2, 3], тоді як у факельних пиловугільних топках концентрації твердих частинок не перевищують 1,0 г/м<sup>3</sup> [4].

Аналіз існуючих методик оцінки пофракційної ефективності уловлювання виконаний раніше у роботах [5, 6]. Він показав, що перевірені багаторічним досвідом рекомендації [3, 7], які базуються на імовірнісному підході до аналізу процесів уловлювання пилу в циклонах-сепараторах не можуть бути використані для оцінювання пофракційної ефективності циклонів ЦКШ-котлоагрегатів, оскільки вони розроблені для визначення розмірів циклонів, діапазонів температур та slab-kозапилених потоків. Методики [8 – 12] дають значення пофракційних ККД, які можуть бути порівняні з величинами, що отримуються у циклонах дослідних та дослідно-промислових ЦКШ-котлоагрегатів [1, 2]. Серед них у методиці [8] робиться спроба врахування особливостей руху потоків всередині апарату, тертя зі стінками, поліфракційності та вхідної концентрації твердих фракцій на характеристики уловлювання частинок у циклонах-сепараторах (рис. 1).

**Мета даної роботи** – дослідження на основі згаданої методики [8] впливу вхідної запиленості дисперсного пилогазового потоку та навантаження по газу на характеристики пофракційного уловлювання частинок коксу та золи у циклоні-сепараторі промислового ЦКШ-котлоагрегату типу «Лургі».

### Методика розрахунку

Пропонуються [8] наступні залежності для оцінювання пофракційної ефективності уловлювання в залежності від граничної запиленості потоків  $\mu_{\text{тр}}$

а)  $\mu_e < \mu_{\text{тр}}$

$$\eta_F \left( \frac{d_i}{d_*} \right) = 0.5 \left[ 1 + \cos \left\{ \pi \left( 1 - \frac{\log(d_i/d_*) + \log D}{2 \log D} \right) \right\} \right], \quad (1)$$

де  $d_*$  – граничний діаметр частинок, уловлених даним циклоном, м.

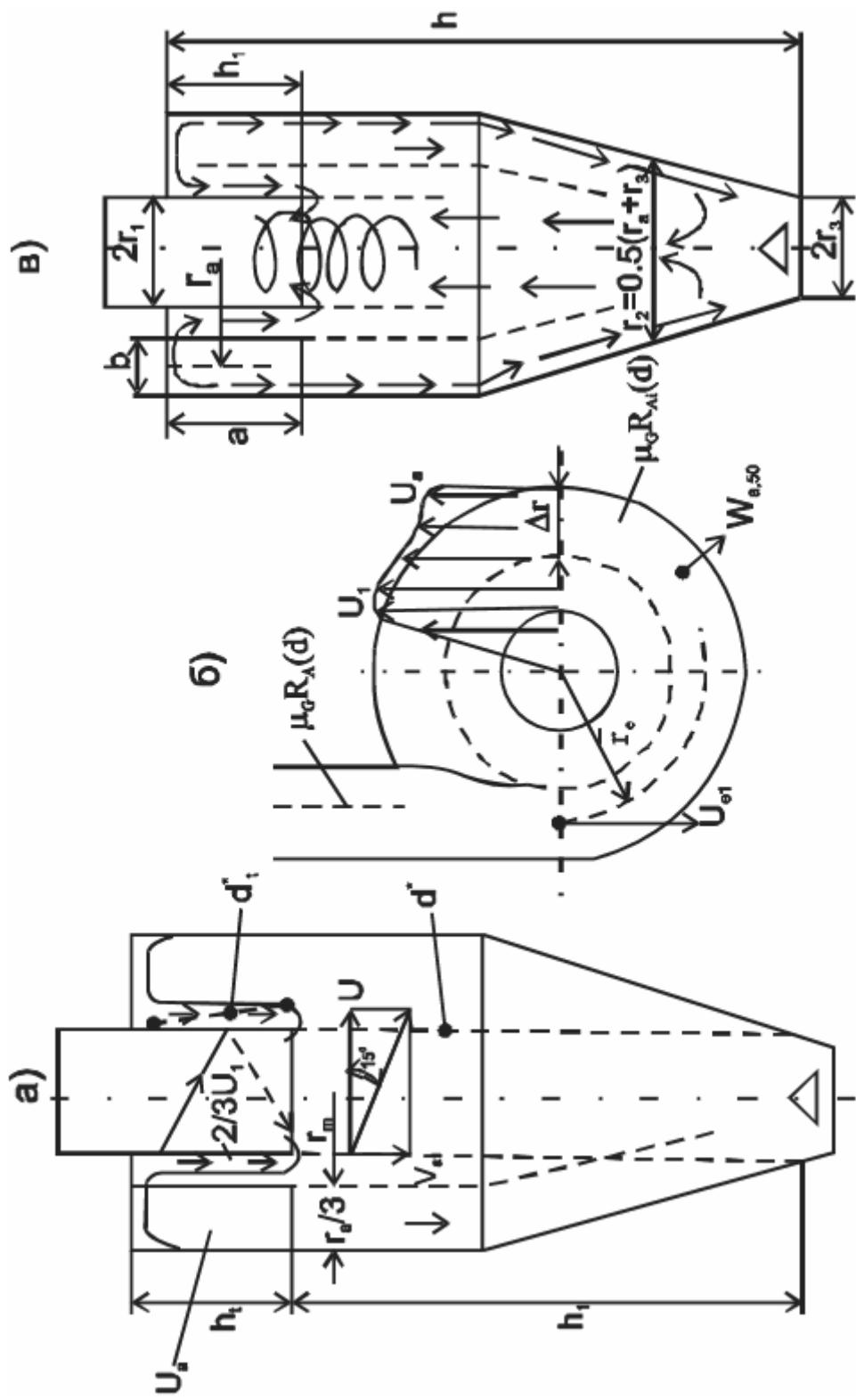


Рис. 1 [8]: а) граничні області основного  $d^*$  та  $d^*_T$  ( $d^*$  – загальний діаметр уловлювання частинок;  $d^*_T$  – граничний діаметр уловлення частинок у кільцевій граничній зоні, що прилягає до вихлопної труби); б) ступінь уловлювання частинок внаслідок захоплення частинок граничної величини діаметру безпосередньо в циклонному просторі; в) картина потоків течії в циклоні: 10 % вторинні течії вихорі, 90 % основні течії вздовж стінок

$$d_* = \sqrt{\frac{18\mu_1 0,9V^*}{\Delta\rho U_i^2 2\pi h_i}},$$

$\mu_e$  – вхідна запиленість потоку, кг/кг;  $d_i$  – поточний діаметр частинки, м;  $\mu_1$  – динамічна в'язкість газу, Па<sup>\*</sup>с;  $V^*$  – об'ємна витрата газу, м<sup>3</sup>/с;  $\Delta\rho = \rho_2^0 - \rho_1^0$ ;  $h_i = H_{ii} - H_T$ ;  $H_{ii}$  – загальна висота циклону, м;  $H_T$  – висота вихідного патрубку, м (рис. 1 а, б);  $\rho_1^0, \rho_2^0$  – густина газу та твердої фази, кг/м<sup>3</sup>.

Для оцінки поздовжньої складової газового потоку в вихідній трубі  $U_i$  пропонується вираз:

$$U_i = \frac{U_a r_a / r_i}{1 + \frac{\lambda_s}{2} \frac{A_R}{V^*} U_a \sqrt{\frac{r_a}{r_i}}}, \quad (2)$$

де  $r_a$  – радіус циклону, м;  $r_i$  – радіус вихідної труби, м (рис. 1 в);  $\lambda_s$  – коефіцієнт тертя;  $A_R$  – бічна поверхня циклону, м<sup>2</sup>.

Поздовжня складова швидкості потоку у внутрішньому просторі циклону  $U_a$  залежить від конструкції вводу. Так, для спірального вводу:

$$U_a = \frac{v_e r_e / r_a}{1 + \frac{\lambda_s}{2} \frac{A_{s, rp}}{V^*} v_e \sqrt{\frac{r_e}{r_a}}}, \quad (3)$$

де  $v_e$  – вхідна швидкість газового потоку, м/с;  $r_e$  – радіус вхідного перетину, м. Бічна поверхня:

$$A_{s, rp} = \epsilon \left[ \frac{b + D_{ii}}{2} (b + h_e) \right],$$

де  $\epsilon$  – кут спіралі,  $b$  – довжина вхідного патрубку, м;  $D_{ii}$  – діаметр циклону, м;  $h_e$  – висота вихідного патрубку, м (рис. 1).

У формулах (2) та (3) міститься коефіцієнт тертя  $\lambda_s$ , який залежить від вхідної запиленості потоку:

$$\lambda_s = \lambda_0 (1 + 2\sqrt{\mu_e}),$$

де  $\lambda_0 = 0,0075$  – коефіцієнт тертя для чистого газу.

Для спірально-шліцевого вводу:

$$U_a = \frac{v_e \cos \delta r_e / r_a}{\alpha},$$

де кут нахилу сопла до горизонту  $\delta = 15^\circ \div 30^\circ$ , а кут закручення  $\alpha$  визначається виразом:

$$\alpha = \frac{1 - \sqrt{1 - 4[(\beta/2)^2 - \beta/2] \sqrt{1 - \frac{1 - \beta^2}{1 + \mu_e} (2\beta - \beta^2)}}}{\beta}.$$

Для щілинного вводу:

$$U_a = \frac{v_e r_e / r_a}{\alpha}, \quad v_e = \frac{V^*}{bh_e}, \quad r_e = r_a - b/2,$$

де  $\beta = b/r_a$ ;  $\alpha = 0,85 \div 1,05$  в залежності від типу вхідних сопел.

Параметр D в формулі (1) є функцією конструктивних розмірів різного типу циклонів та може бути вибраний за графіком, наведеним на рис. 2.

	a	b	c
Вид цикл.			
Ввод	Аксиал.	Тангс.	тангс.
$h/r_i$	15.0	13.0	10.0
$h/r_s$	10.0	10.0	7.5
$r_s/r_i$	2.0	3.0	4.0
$A_s/A_i$	2.7	0.9	0.44
$b/r_s$	0.4	0.27	0.19

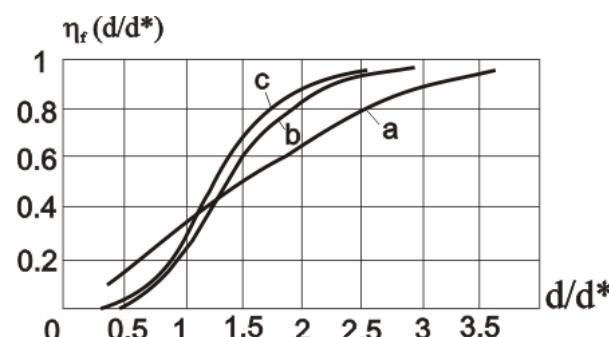


Рис. 2. Фракційні криві  $h_F(d/d^*)$  для різних конструкцій циклону [8]

$$D = \frac{(d_i/d_*)/\eta_{F=1}}{(d_i/d_*)/\eta_{F=0.5}}.$$

Однак цей спосіб вибору параметру D є приближений і потребує уточнення, оскільки від правильності вибраної характеристики залежить ефективність уловлення твердих частинок.

Загальна ефективність циклону при цьому визначається як

$$\eta_{\text{заг}} = \sum_{i=1}^{N^{\text{заг}}} \eta_F(d_i) \Delta R_{ai} = \frac{G_{\text{улов}}}{G_{\text{заг}}} \frac{(\text{кг}/\text{с})}{(\text{кг}/\text{с})}.$$

Тут  $N^{\text{заг}}$  – загальні кількості твердих фракцій вуглецю; i – номер фракції;  $G_{\text{улов}}$ ,  $G_{\text{заг}}$  – масові витрати уловлених частинок та загальна витрата твердої фази, що поступає в циклон.

Для оцінки вхідного розподілу фракцій палива в заданому діапазоні розмірів в [7] пропонують вираз:

$$R_{ai}(d) = \exp \left[ - \left( \frac{d_i}{1,3 d_{50,ai}} \right)^{1,2} \right], \quad (4)$$

а для медіанного діаметру:

при  $0 < (1 - \mu_{\text{гр}}/\mu_e) < 0,75$

$$d_{50,ai} = d_{50} - (d_{50} - d_e^*) \frac{1 - \mu_{\text{гр}}/\mu_e}{0,75},$$

де граничний діаметр частинок, що осіли на стінці, виражається формулою:

$$d_e^* = \sqrt{w_{s,50} \frac{18\mu_1}{\Delta\rho \bar{Z}_e}}, \quad (5)$$

$$w_{s,50} = \frac{0,5(0,9 V^*)}{A_w}.$$

Швидкість осадження потоку (рис. 1 б)

$$d_{50,ai} = d_{50} - (d_{50} - d_e^*) \frac{1 - \mu_{gp}/\mu_e}{0,75}, \quad (6)$$

де  $A_w$  – бічна поверхня стінок циклону,  $m^2$ .

Відцентрове прискорення розраховується за формулою:

$$\bar{Z}_e = \frac{U_{el} U_2}{r_e}, \quad (7)$$

де середня оптимальна швидкість потоку у вхідному отворі

$$U_{el} = \frac{U_a r_a / \bar{r}_e}{1 + \frac{\lambda_s}{2} \frac{A_w}{0,9 V^*} U_a \sqrt{r_a / \bar{r}_e}}$$

та швидкість на радіусі  $r_2 = 0,5(r_a + r_{вихп})$  (рис. 1 в),  $r_{вихл} = r_3$  – радіус вихлопного отвору),

$$U_2 = \frac{U_a r_a / r_2}{1 + \frac{\lambda_s}{2} \frac{A_w}{0,9 V^*} U_a \sqrt{r_a / r_2}}.$$

Якщо  $(1 - \mu_{gp}/\mu_e) > 0,75$ , то  $d_{50,ai} = d_l^*$ .

У випадку, якщо вхідна запиленість перевищує критичну, то при  $\mu_e > 0,1$  загальна ефективність визначається вхідною запиленістю

$$\eta_b = 1 - \mu_{gp}/\mu_e.$$

В загальному випадку [8, 9]:

$$\eta_{заг} = (1 - \mu_{gp}/\mu_e) + \mu_{gp}/\mu_e \sum_{i=1}^{N^{заг}} \eta_f(d_i) \Delta R_{a,i},$$

Для розрахунку граничної запиленості у [8, 9] рекомендуються залежності:

а) при  $\mu_e > 0,1$

$$\mu_{gp} = 0,025 \left( \frac{d_*}{d_{50}} \right) (10\mu_e)^{0,15},$$

б) при  $\mu_e < 0,1$

$$\mu_{gp} = 0,025 \left( \frac{d_*}{d_{50}} \right) (10\mu_e)^{0,4}.$$

У загальному випадку граничну запиленість необхідно розраховувати відповідно [9].

$$\mu_{\text{гр}} = \frac{\lambda_s \sqrt{D_{\text{ц}} D_T} \mu_e}{2 \left( 1 - D_T / D_{\text{ц}} \right) \rho_2^0 X_m^2 \sqrt{V_{te} V_{tw}}},$$

де  $V_{te}$ ,  $V_{tw}$  – тангенціальна швидкість газу у вихорі (вихідному перетині) та поблизу стінки, м/с, які можуть бути наблизено розраховані на основі методики, викладеної у [13] або отримані внаслідок числового аналізу рівнянь газодинаміки математичної моделі у циклоні [9];  $D_T$  – діаметр вихідної труби, м;  $X_m = d_{50}^*$  – загальний медіанний діаметр частинок, м;  $D_{\text{ц}}$  – діаметр циклону.

На основі знайдених значень коефіцієнтів пофракційної та загальної ефективності, граничних та вхідних запиленостей можна знайти вихідний фракційний склад частинок, винесених циклоном.

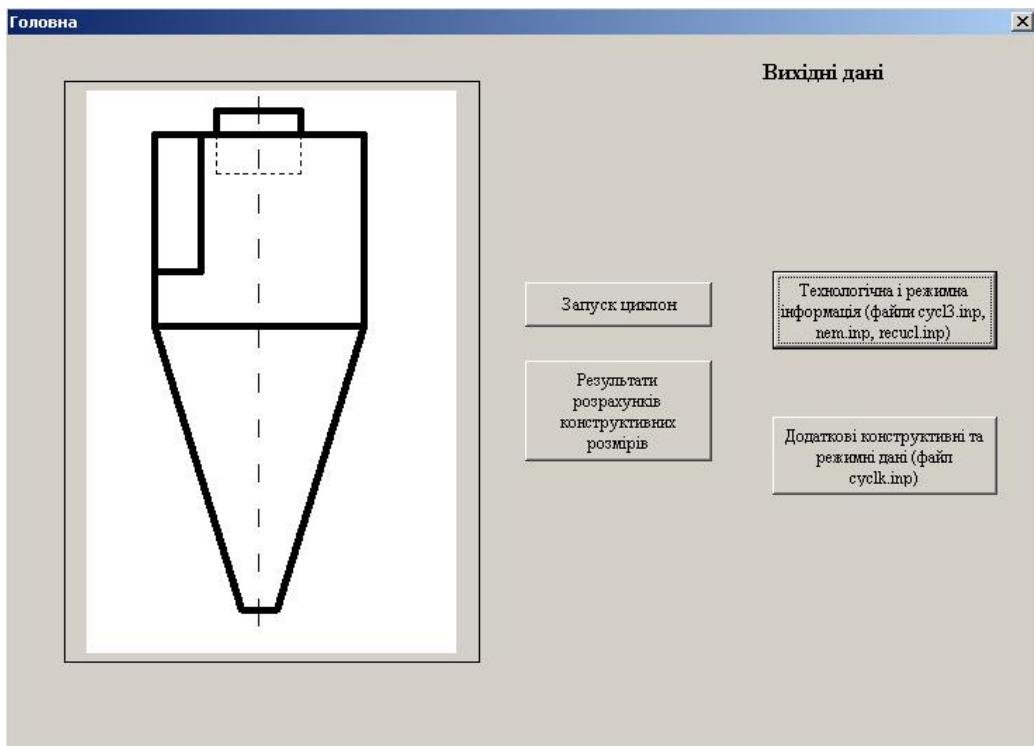
$$\Delta R_F(d_i) = \frac{\mu_{\text{гр}}}{\mu_e} \frac{1 - \eta_F(d_i)}{1 - \eta_{\text{заг}}} \Delta R_{ai}(d). \quad (8)$$

### Програма обчислення

Розглядається програмне забезпечення, розроблене на мові програмування FORTRAN POWER STATION (version 4.0) for Windows XP. Включає блоки розрахунку коефіцієнтів пофракційної ефективності уловлювання коксових та зольних частинок за найбільш відомими літературними методиками [5, 6], а також конструктивних розмірів апаратів та їх гіdraulічних опорів. Для систематизації та візуалізації вхідних та вихідних даних розрахунку, без яких неможливий повноцінний аналіз та подальші рекомендації, програмний продукт доповнений відповідним сервісним забезпеченням на базі MS Office з використанням вбудованої мови програмування Visual Basic for Application (рис. 3).

Діалоговий інтерфейс користувача являє собою інтерактивну систему екранних форм у середовищі, за допомогою яких можливо ініціювати розрахунок, переглядати та редагувати значення вхідних даних. Розрахунок проводиться зовнішніми модулями, які ініціюються шляхом натискання відповідних клавіш на екранних формах. Ці модулі представляють собою самостійні програмні продукти у вигляді екзеш-файлів, розроблених у середовищі FORTRAN-90. Використовуючи внутрішню структуру Excel-таблиць, розраховані значення пофракційної ефективності уловлювання зображені у графічному вигляді, що значно спрощує аналіз. Також Excel-оболонка дозволяє самостійно корегувати вхідні дані у зручній формі для користувача. Результати розрахунків конструктивних розмірів апарату та гіdraulічного опору

наведені на одній із форм інтерфейсу. Таким чином, комплекс є доступним для користувача з різним ступенем підготовки [6].



(а)

102500	Тиск газу, Н/м <sup>2</sup>	5,00E-02	2,55E+02	1,00E-01	1,02E+02	2,00E+00	постійні Сатерленда, К-1
9,36E-01	Склад вугілля, масові долі	1,00E-01	4,00E+02	4,00E-01	2,30E+01	6,05E+02	
1,80E-03		3,00E-01	1,00E+01	1,00E-01	1,80E+01	1,80E+01	
1,28E-02		1,00E-01	5,00E+02	5,00E-02	7,40E+01	2,00E+00	
8,00E-03		5,00E-02	1,00E-01	1,00E-01	2,00E+02	1,33E+01	
1,50E-02		1,00E-01	5,00E-02	5,00E-02	3,20E+01	1,62E+02	
0,017	Ваговість палива на робочу масу, долі	5,00E-02	1,00E-01	1,00E-01	1,60E+01	1,60E+01	
0,227	масова доля золи на суху масу	1,00E-01	5,00E-02	5,00E-02	1,07E+02	1,07E+02	
0,1	масова доля пепла на суху масу	5,00E-02	1,00E-01	5,00E-02	2,80E+01	2,80E+01	
6	максимально можливі ваговість палива. Долі	1,00E-01	5,00E-02	5,00E-02	Ok		
6,00E-05	число фракцій коксооцинного залишку	5,00E-02	1,00E-01	5,00E-02			
8,00E-05	середньо-статистичні розміри поступаючих коксооцинних фракцій м	1,00E-01	5,00E-02	5,00E-02			
1,00E-04		0,00001	1,00E-01	5,00E-02			
1,50E-04		0,00001	0,00001	5,00E-02			
2,00E-04		0,04	0,00001	5,00E-02			
2,50E-04		0,00001	0,00001	5,00E-02			
6,00E-05	число зольних фракцій	0,74	0,00001	5,00E-02			
8,00E-05	середньо-статистичні розміри поступаючих зольних фракцій м	2,20E-05	0,00001	5,00E-02			
1,00E-04		2,40E-05	0,00001	5,00E-02			
1,50E-04		1,79E-05	0,00001	5,00E-02			
2,00E-04		2,00E-05	0,00001	5,00E-02			
2,50E-04		1,03E-05	0,00001	5,00E-02			
6,00E-05		1,80E-05	0,00001	5,00E-02			

(б)

- Рис. 3. Приклад програмного інтерфейсу:
- запуск прикладної програми та редагування вхідних даних;
  - редагування та введення даних

Технологічна і режимна інформація (cycl3.inp, nem.inp та recycl.inp)

Тиск газу, Н/м <sup>2</sup>	5,96E-01 1,20E-02 1,70E-02 5,00E-03 1,70E-02	фракційний склад коксозольного залишку доді	2,55E+02 102 6,05E+02 7,40E+01 1,38E+02 1,62E+02 1,07E+02	постійні Сатерленда, К-1(CO <sub>2</sub> , CO, H <sub>2</sub> O, H <sub>2</sub> , O <sub>2</sub> , CH <sub>4</sub> , N <sub>2</sub> )
Склад вугілля на робочу масу, масові долі (C,H,S,N,O)	0,10	фракційний склад золи доді	2,80E+01 4,00E-01 3,00E-01 1,00E-01 5,00E-02	молекулярні маси газових компонентів(CO <sub>2</sub> , CO, H <sub>2</sub> O, H <sub>2</sub> , O <sub>2</sub> , CH <sub>4</sub> , N <sub>2</sub> )
Вологість палива на робочу масу, долі	0,04	початкова витрата газу, Нм <sup>3</sup> /год	8/1927	Ok
масова доля летких на суху масу	0,25	початкова витрата коксу, кг/год	95390	
масова доля золи на робочу масу	0,12	початкова температура газу, К	1173	Відношення d/d* при ефективності 100 %
максимально можлива вологість палива. Долі	6	середньомасова температура частинок, К	1173	Відношення d/d* при ефективності 50 %
число фракцій коксозольного залишку	3,00E-05 6,00E-05 1,00E-04 1,50E-04 2,00E-04 2,50E-04	середньостатистичні розміри поступаючих коксозольних фракцій, м	0,157 0,000001 0,0513 0,000001 0,03345 0,000001	пачатковий склад газів, що поступають в циклон(CO <sub>2</sub> , CO, H <sub>2</sub> O, H <sub>2</sub> , O <sub>2</sub> , CH <sub>4</sub> , N <sub>2</sub> ), об'ємні долі
число зольних фракцій	3,00E-05 6,00E-05 1,00E-04 1,50E-04 2,00E-04 2,50E-04	середньостатистичні розміри поступаючих зольних фракцій, м	1,37E-05 2,40E-05 1,79E-05 2,00E-05 2,00E-05 1,03E-05 1,80E-05	динамічна вязкість газів. Па*(CO <sub>2</sub> , CO, H <sub>2</sub> O, H <sub>2</sub> , O <sub>2</sub> , CH <sub>4</sub> , N <sub>2</sub> ) в нормальніх умовах

Ok

10      Доля рецикли

Ok

(b)

Результати розрахунків циклону

Конструктивні розміри

Висота, м	15,34403
Діаметр вихідного перетину, м	2,84663
Внутрішня висота вихідного перетину, м	9,511909
Зовнішня висота вихідного перетину, м	0,76373
Довжина циліндричної частини, м	6,45699
Ширина вхідного перетину, м	1,59689
Висота вхідного перетину, м	4,58238
Висота вхідного перетину, м	4,58238
Еквівалентний діаметр вхідного перетину, м	1,99904
Розрахунковий гідравлічний опір циклону, Н/м <sup>2</sup>	23325,01

Ok

(г)

Продовження рис. 3:  
 в) редагування та введення даних;  
 г) результати розрахунку конструктивних розмірів

### Результати обчислень та обговорення

На основі даної програми за методикою [8], викладеною вище, проведений порівняльний аналіз коефіцієнтів пофракційної ефективності уловлювання частинок коксу та золи вугілля марки АШ циклоном-сепаратором типу ЦКШ-котлоагрегату типу «Лурлі» [1] на режимах 50, 60, 80 та 100 %-го навантаження на вході по витратам палива та повітря при різних вхідних запиленостях. Деякі результати проведеного аналізу наведено нижче на рис. 4 – 7.

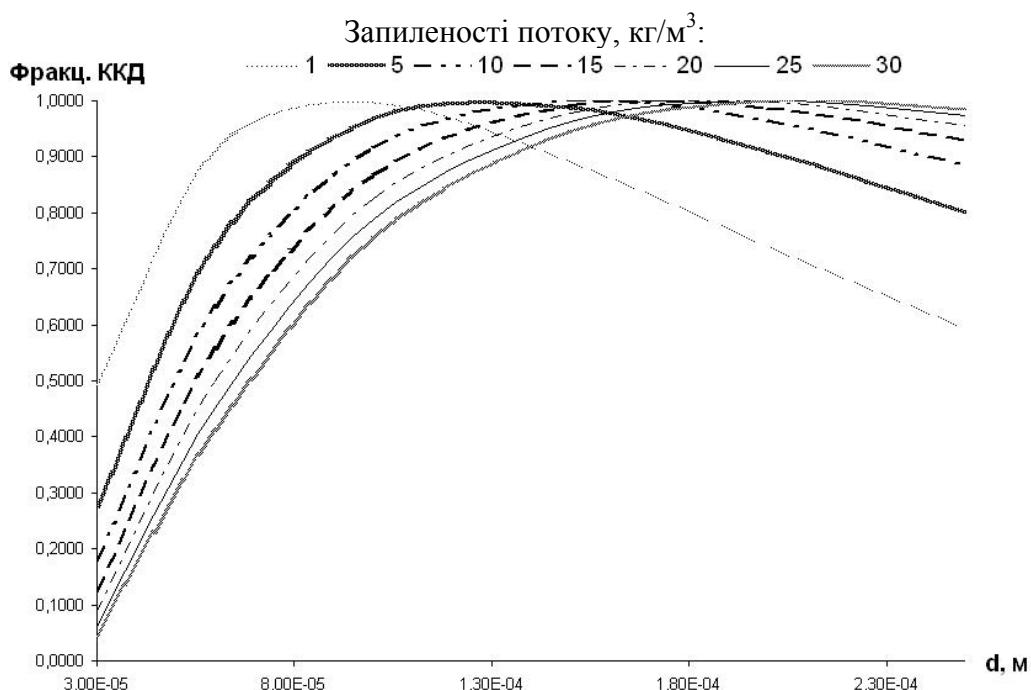


Рис. 4. Вплив вхідної запиленості на пофракційний ККД при 100 %-му навантаженні на вході до циклону (коксозольні частинки)

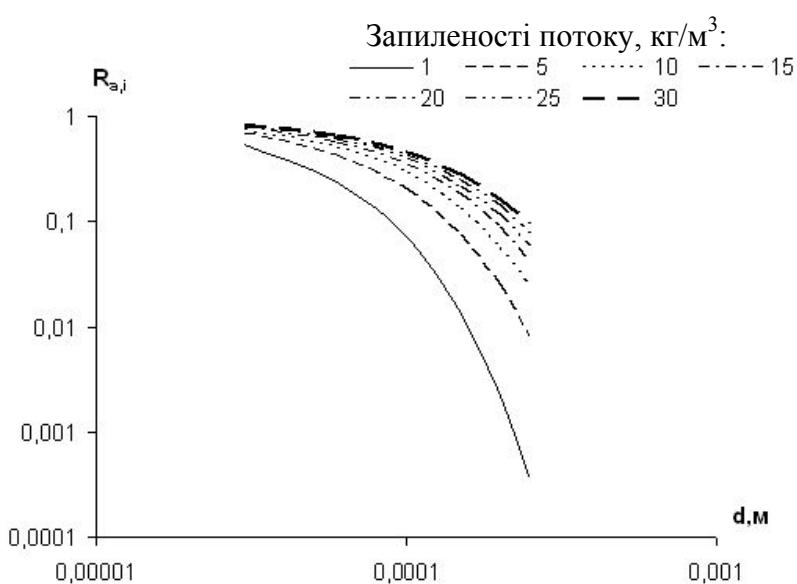


Рис. 5. Інтегральні криві розподілу за розмірами коксозольних частинок на вході в циклон (розраховані за формулою (4)) при навантаженні 100% в залежності від вхідної запиленості

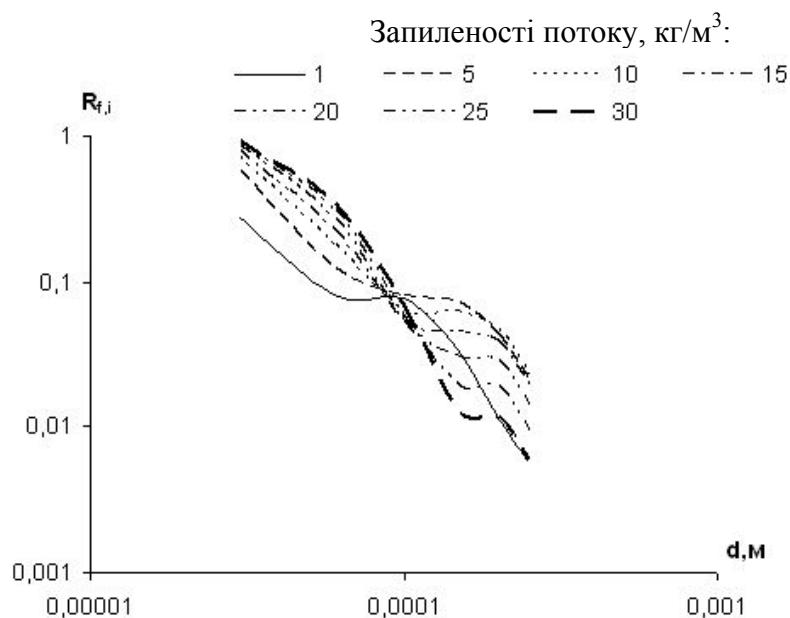


Рис. 6. Інтегральні криві розподілу за розмірами коксозольних частинок на виході з циклону в димову трубу (використовуючи вираз (8)) при навантаженні 100 % в залежності від вхідної запиленості

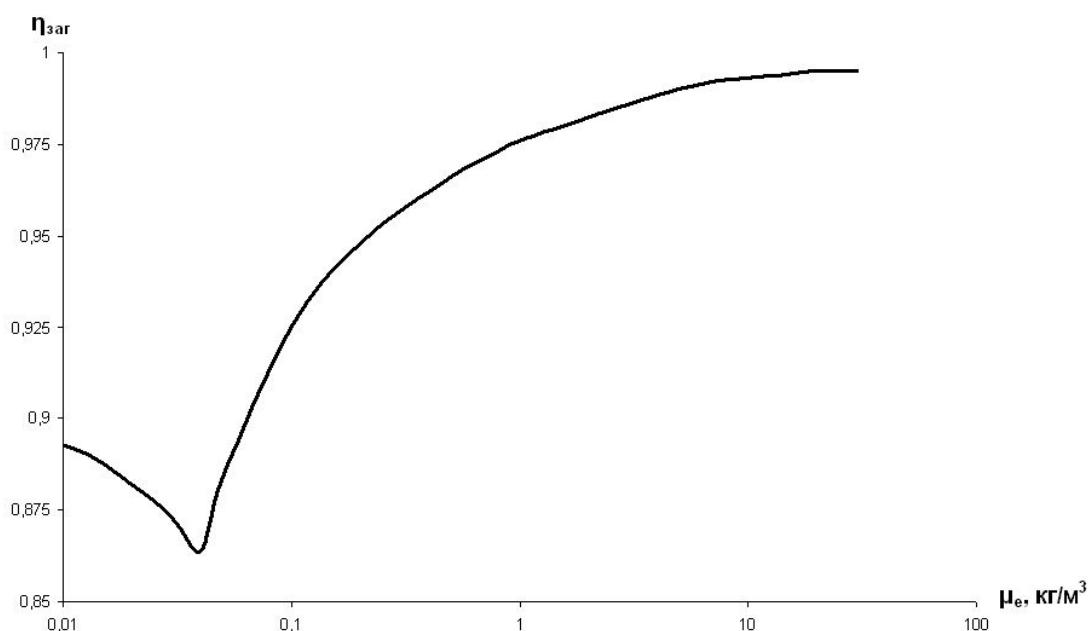


Рис. 7. Залежність загального ККД від вхідної запиленості

Можна побачити, що у найбільш широкому діапазоні розмірів частинок 30 – 250 мкм, найбільш характерному для промислових циклонів-сепараторів ЦКШ, спочатку має місце монотонне зростання коефіцієнтів пофракційної ефективності циклона-сепаратора зі зростанням поточних розмірів фракцій та зменшенням діапазону вхідної запиленості від 30 до 1 кг/м<sup>3</sup>. Ця картина спостерігалася для всіх діапа-

зонів навантажень, що розглядалися, як для коксозольних, так і чисто зольних частинок (рис. 4). Зі зменшенням навантаження вказана тенденція слабшає. На перший погляд, ці результати суперечать загально прийнятим уявленням [9] про те, що зі збільшенням вхідної запиленості загальна ефективність повинна зростати. Ці уявлення визначені внаслідок теоретичних та експериментальних досліджень процесів уловлювання твердих частинок у циклонах малих розмірів та слабко запилених потоків переважно «холодних» умовах функціонування апаратів, крім того, у [8, 9] та інших подібних роботах мова йде про визначення загальної інтегральної ефективності циклонів-сепараторів, а не пофракційній ККД уловлювання окремих фракцій, як у нашому випадку. Дійсно, при проведенні розрахунків нами в основному спостерігалося зростання загальної ефективності  $\eta_{\text{заг}}$  (рис. 7) у типовому діапазоні запиленостей, характерному для промислових циклонів ЦКШ-котлоагрегатів, однак характер ККД уловлювання окремих фракцій мав свої особливості, відмічені вище. Крім того при досягненні визначених розмірів та запиленостей характер змінювався на протилежний: величини  $\eta_i$  починали зростати зі збільшенням вхідної запиленості зі зменшенням розміром частинок. Причому екстремальне значення  $\eta_{F,i}$  при зростанні поточних діаметрів фракцій зміщується у бік більших розмірів (рис. 4).

Аналіз формул (5) – (7) та розрахунок на їх основі критерію Рейнольдса  $Re_s = \frac{w_{s,50} \cdot d_e^* \cdot \rho_1}{\mu_1}$  показує, що він знаходиться в межах

0,05 – 0,14. Тобто не перевищує, рекомендованої авторами [8], величини 0,5. У цьому випадку частинки з поточними розмірами  $d_i \gg d_e^*$  будуть осідати на стінки. Тоді як частинки із  $d_i < d_e^*$  знаходяться в області зовнішнього вихору. Можливе вторинне винесення коксозольних частинок при їх осіданні вздовж стінок циклону і  $\epsilon$ , на наш погляд, можливою причиною зниження пофракційного ККД зі зменшенням запиленостей та зростанням навантажень. Суттєву роль грає також тертя зі стінками.

Однак ці висновки є лише попередніми, для промислових установок з великим завантаженням  $\sim 10 \text{ кг}/\text{м}^3$  таких як, киплячий шар під тиском (КШТ) [1], або ЦКШ [2] фізично обґрунтовані методики оцінювання уловлювання твердих частинок досі практично відсутні. Тому у подальших дослідженнях потрібна перевірка та уточнення отриманих вище результатів, які ґрунтуються на методиці [8], шляхом прямого числового моделювання гідроаеродинаміки та перенесення енергії у реальних умовах функціонування циклона з урахуванням наявності у їх просторі висококонцентрованих полідисперсних потоків

твердих частинок та взаємодії, а також експериментальних підтвердження [2, 9].

Приклади оцінювання розподілу за розмірами частинок коксу на вході до циклону за залежностями (4) для 100 %-го навантаження наведені на рис. 5, розподілу за розмірами частинок коксу на виході з циклону в димову трубу на основі залежностей (8) на рис. 6. Зі збільшенням вхідної запиленості можна відмітити ріст функції розподілу розмірів частинок палива на вході в циклон (рис. 5). Зміна навантаження практично не впливає на характер даної кривої. Для кривих розподілу за розмірами частинок палива на виході з циклону в димову трубу спостерігається аналогічний ріст функції розподілу за рахунок збільшення долі найбільшої фракції. Слід відмітити, що пряме використання виразу (8) дає занижені значення величин функцій розподілу винесених частинок у порівнянні, що спостерігаються у реальній інженерно-технологічній практиці у циклонних апаратах [14]. Тому при розрахунках циклонів-сепараторів ЦКШ у формулу (8) варто ввести коригувальний множник порядку 3 – 4 (розрахунки проводились при 4).

### Висновки

1. Викладена вище методика оцінювання коефіцієнтів пофракційної ефективності уловлювання частинок в циклонах-сепараторах [8] та відповідна прикладна програма дозволяють врахувати, насамперед, запиленість газового потоку на вході до циклону, що важливо для випадку промислових циклонів-сепараторів ЦКШ, особливості руху всередині апарату, тертя зі стінками, конструктивні особливості, наявність вторинного виносу твердих фракцій.

2. За допомогою методики [8] проаналізовано вплив вхідної запиленості в межах 1 – 30 кг/м<sup>3</sup> на коефіцієнти ефективного уловлювання твердих фракцій для циклонів промислових ЦКШ-котлоагрегату типу «Лургі» [1] при різному навантаженні по витратам палива та повітря в діапазоні розмірів частинок на вході в циклон від 30 до 250 мкм.

3. Виявлена закономірність зменшення ефективності уловлювання частинок зі збільшенням значень вхідної запиленості газового потоку та протилежна тенденція при досягненні критичних розмірів частинок, близьких до діаметру частинок, що осідають на стінці.

4. За методикою [8] проаналізовано вплив вхідної запиленості на розподіл розмірів частинок на вході до циклону та на виході з нього у димову трубу.

5. Використані інженерні методики оцінювання коефіцієнтів пофракційної ефективності циклонів-сепараторів ЦКШ та граничної запиленості потоків потребують уточнення в подальших дослідженнях

методик розрахунку поздовжньої, радіальної та тангенціальної складових швидкостей газу та частинок, більш детального урахування інтенсивності закручування потоків.

### Список літератури

1. Корчевой Ю. П. Экологически чистые угольные энерготехнологии / Ю. П. Корчевой, А. Ю. Майстренко, А. И. Топал. – К. : Наукова думка, 2004. – 186 с.
2. Рябов Г. А. Исследование систем улавливания и возврата золы на установках с циркулирующим слоем / Г. А. Рябов, О. М. Фоломеев, Д. А. Шапошник // Теплоэнергетика. – 2002. – № 8. – С. 18–24.
3. Справочник по пыле- и золоулавливанию / [М. И. Биргер, А. Ю. Вальдберг, Б. И. Мягков и др.] ; Под общ. ред. А. А. Русанова. – [2-е изд., пер. и доп.]. – М. : Энергоатомиздат, 1983. – 312 с.
4. Наукове супровождення робіт по адаптації та відпрацюванню технологій підготовки та спалювання АШ і його суміші з продуктами вуглезагачення в циркулюючому киплячому шарі на енергетичному котлоагрегаті / Корчевой Ю. П., Майстренко О. Ю., Топал О. І. та ін. // Проміжний звіт про науково-дослідну роботу за договором № 01110826000 від 27.10.2008 р. – Київ: ІВЕ НАНУ. – 2008. – 104 с.
5. Пацков В. П. Существующие методы оценки эффективности циклонных аппаратов (обзор) / В. П. Пацков, А. И. Топал, А. В. Крицкий и др. // Промышленная теплотехника. – 2007. – Т. 29, № 7. – С. 194–200.
6. Программа расчета эффективности пыле- и золоулавливания циклонных аппаратов в установках с циркулирующим кипящим слоем: тез. докл. 4-ой межд. научн. – практич. конф. [«Угольная теплоэнергетика: Проблемы реабилитации и развития»] (Алушта, 18 – 21 сентября 2008) / НАН Украины. – Алушта. – С. 13–15.
7. Приёmov С. И. Метод расчета циклонных пылеуловителей // Промышленная теплотехника. – 1996. – Т. 18, № 4. – С. 49–52.
8. Muschelknautz E. Druckverlust und Abscheidengrad in Cyclon / E. Muschelknautz, M. Trefz // VDI. – Warmenatlas. – B. 6. – 1991. – Lj. 1–8.
9. Cortes C. Modeling the gas and particle flow inside cyclone separators / C. Cortes, A. Gill // Progress in Energy and Combustion Science. – 2007. – Vol. 37, № 1. – P.p. 409–452.
10. Dietz P. W. Collection Efficiency of Cyclone Separators // AIChE Journal. – Vol. 27, № 6. – P.p. 888–892.
11. Trasi P. R. Effect of recycle on cyclone performance / P. R. Trasi, W. Licht // Ind. Eng. Chem. Proc. Des. and Dev. – 1984. – Vol. 23, № 3. – P. p. 479–482.

12. Santana J. D. A. M. Performance of Cylindrical-conical cyclone with different geometrical configurations / J. D. A. M. Santana, S. Armosti, J. R. Coury et al. // Braz. Journ of Chem. Eng. – 2001. – Vol. 18, No. 3. – P.p. 1–14.
13. Халатов А. А. Теория и практика закрученных потоков / А. А. Халатов. – К. : Наукова думка, 1992. – 142 с.
14. Кирсанова Н.С. Новые исследования в области центробежной сепарации пыли : обзорная информация (НИИгаз). – М. : 1989. – 57 [1] с. – (ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ.)

*Рукопис надійшов 20.10.2009 р.*

УДК 621.746: 669.18

**Романько Я.В.** – ас., Национальная металлургическая академия Украины  
(НМетАУ)

**Решетняк С.И.** – к.т.н., доц. НМетАУ

## **ПРИМЕНЕНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДЛЯ РАСЧЕТА СУШКИ СЕМИРУЧЬЕВОГО ПРОМЕЖУТОЧНОГО КОВША**

*Разработанная ранее комплексная математическая модель включает расчет внешнего теплообмена в рабочем пространстве сложной формы, а также перемещения и удаления влаги из бетонных стенок промежуточного ковша машины непрерывного литья заготовок. В настоящей работе эта модель была использована для изучения влияния формы промежуточного ковша на процесс его сушки. Для этого были выполнены сопоставительные расчеты сушки промежуточных ковшей двух различных типов. Полученные распределения температуры и давления в порах бетона для отдельных поверхностей показали влияние расположения горелочных устройств на равномерность и безопасность сушки монолитных стенок. Для принятых конструктивных параметров лучшие результаты были достигнуты для семиручьевого промежуточного ковша.*

*Ключевые слова:* промежуточный ковш, монолитная футеровка, сушка, давление, математическая модель

### **Введение**

Для получения металлургической продукции высокого качества применяют непрерывную разливку стали с помощью машин непрерывного литья заготовок (МНЛЗ). Одним из основных элементов МНЛЗ является промежуточный ковш (промковш), который выполняет ряд функций, наиболее важными из которых являются: распределение жидкой стали по ручьям, регулирование скорости истечения металла, усреднение стали по температуре и химическому составу, уменьшение неметаллических включений в литой заготовке, поддержание постоянной температуры жидкой стали [1].

В настоящее время для получения арматурного слоя футеровки промежуточных ковшей все чаще применяют безобжиговые литые бетоны из различных оgneупорных масс, которые приобретают необходимые свойства в результате сушки до 400 – 600 °C. Использование таких масс позволяет избежать больших энергозатрат на высокотемпературный обжиг, но требует длительной и осторожной сушки. Бы-

стрый подъем температуры приводит к тому, что испаряющаяся влага из-за малого размера пор в структуре бетона очень медленно перемещается к поверхности и в результате создает внутри него высокое давление, что может вызвать взрывное растрескивание материала [2]. Кроме того, неравномерный нагрев футеровки в процессе сушки способствует появлению усадочных микротрещин, которые ухудшают эксплуатационные свойства монолитного слоя. Для предотвращения таких явлений применяют многоступенчатые режимы сушки с ограниченной скоростью разогрева в каждом периоде, а также вводятся ограничения по равномерности температурного поля футеровки.

Для оценки влияния различных факторов на процесс сушки промежуточного ковша с монолитной футеровкой была разработана комплексная математическая модель [3], которая включает расчет внешнего теплообмена в рабочем пространстве сложной формы, теплопроводности футеровки, а также перемещения и удаления влаги из бетонных стенок. Эта модель была использована для исследования процесса сушки шестиручьевого промежуточного ковша [4]. В результате моделирования показано, что наиболее значительные градиенты температур и давлений возникают в участках футеровки, расположенных напротив горелочных устройств, а наименьшие – вблизи окна дымового канала.

**Целью настоящей работы** является изучение влияния типа промковша на процесс его сушки. Для этого с помощью математической модели выполняются сопоставительные расчеты сушки шестиручьевого и семиручьевого промежуточных ковшей при одинаковой тепловой нагрузке.

### Основополагающие уравнения комплексной математической модели

Теплообмен в газе, заполняющем свободное пространство внутри камеры промковша, описывается уравнением энергии:

$$\frac{\partial(\rho UCT)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho VCT)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho WCT)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x}\left(\lambda_{\phi} \frac{\partial T}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\lambda_{\phi} \frac{\partial T}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\lambda_{\phi} \frac{\partial T}{\partial z}\right) + q_V, \quad (1)$$

где  $T$  – температура газа;  $\rho$  и  $C$  – плотность и теплоемкость газа;  $U, V, W$  – осредненные составляющие вектора скорости в направлениях осей  $x, y, z$ ;  $\lambda_{\phi}$  – эффективная теплопроводность, учитывающая турбулентный перенос тепла в газе;  $q_V$  – объемная плотность радиационного теплового потока.

Осредненные составляющие вектора скорости находятся из уравнений движения и неразрывности для газа:

$$\frac{\partial(\rho U^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho VU)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho WU)}{\partial z} = \operatorname{div}(\mu_{eff} \operatorname{grad} U) - \frac{\partial P}{\partial x}, \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho UV)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V^2)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho WV)}{\partial z} = \operatorname{div}(\mu_{\text{eff}} \operatorname{grad} V) - \frac{\partial P}{\partial y}; \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho UW)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho VW)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho W^2)}{\partial z} = \operatorname{div}(\mu_{\text{eff}} \operatorname{grad} W) - \frac{\partial P}{\partial z}; \quad (4)$$

$$\frac{\partial(\rho U)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho W)}{\partial z} = 0, \quad (5)$$

где  $P$  – давление;  $\mu_{\text{eff}}$  – эффективная вязкость, равная сумме вязкости газа  $\mu$  и турбулентной вязкости  $\mu_T$ .

Для нахождения турбулентной вязкости  $\mu_T$  используется *RNG k-ε* модель турбулентности. Согласно этой модели

$$\mu_T = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad (6)$$

где  $C_\mu$  – постоянная модели,  $k$  – кинетическая энергия турбулентности;  $\varepsilon$  – скорость диссипации кинетической энергии.

Значения  $k$  и  $\varepsilon$  определяются из уравнений:

$$\frac{\partial(\rho U k)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V k)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho W k)}{\partial z} = \operatorname{div}\left(\frac{\mu_{\text{eff}}}{\sigma_k} \operatorname{grad} k\right) + \mu_T G_T - \rho \varepsilon; \quad (7)$$

$$\frac{\partial(\rho U \varepsilon)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V \varepsilon)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho W \varepsilon)}{\partial z} = \operatorname{div}\left(\frac{\mu_{\text{eff}}}{\sigma_\varepsilon} \operatorname{grad} \varepsilon\right) + \frac{C_1 \mu_T G_T \varepsilon}{k} - \frac{C_2 \rho \varepsilon^2}{k} + R, \quad (8)$$

где  $C_1, C_2, \sigma_k, \sigma_\varepsilon, R$  – параметры модели турбулентности.

Для нахождения объемной плотности радиационного потока  $q_r$ , входящего в уравнение энергии (1), необходимо найти распределение интенсивности излучения в объеме газа. С этой целью решается уравнение радиационного переноса, которое при использовании модели взвешенной суммы серых газов имеет следующий вид:

$$\frac{dI_n}{ds} = k_n (I_b - a_n I_n), \quad (9)$$

где  $I_n$  – интенсивность излучения  $n$ -го серого газа,  $n = 0, 1, 2, \dots, N_s$ ;  $N_s$  – число серых газов  $I_b$  – интенсивность излучения черного тела при температуре газа  $T$ ;  $s$  – направление переноса излучения;  $a_n$  и  $k_n$  – коэффициенты модели взвешенной суммы серых газов.

Распределение объемной плотности лучистого теплового потока в газе находится как

$$q_V = \sum_{n=1}^{N_s} k_n (4a_n \sigma_0 T^4 - \int_{4\pi} I_n d\Omega). \quad (10)$$

Уравнения процессов переноса тепла и влаги по толщине стенки имеют вид:

$$\rho C \frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial S} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial S} \right) + C_a \frac{\partial W}{\partial \tau} - C_w \frac{a}{g} \frac{\partial P}{\partial S} \frac{\partial T}{\partial S}; \quad (11)$$

$$\frac{\partial W}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial S} \left( \frac{a}{g} \frac{\partial P}{\partial S} \right) + \hat{W}_d \frac{\partial T}{\partial \tau}, \quad (12)$$

где  $W$  – содержание свободной воды в единице объема;  $\hat{W}_d = \partial W_d / \partial T$  – изменение удельного содержание воды, освобождающейся дегидратацией;  $a$  – относительная проницаемость бетона;  $g$  – ускорение свободного падения;  $P$  – давление в порах бетона;  $T$  – температура;  $\tau$  – время;  $S$  – координата, направленная по нормали к стенке;  $\rho$ ,  $C$  и  $\lambda$  – плотность, теплоемкость и теплопроводность бетона;  $C_a$  – тепло испарения свободной воды;  $C_w$  – теплоемкость воды.

Приведенные выше уравнения дополняются граничными и начальными условиями с учетом конструктивных параметров рассматриваемого промковша и теплового режима его разогрева. Решение рассмотренных выше уравнений выполняется на основе метода контрольного объема [5]. Подробнее комплексная математическая модель рассмотрена в [3, 4].

### **Применение модели для расчета промковшей двух типов**

Схемы (в плане) шестиручьевого и семиручьевого промежуточных ковшей приведены на рис. 1. Как видно из рисунка, семиручьевой промковш является несколько более узким и имеет выступ в центральной части. Для моделирования были приняты следующие его основные размеры:  $L = 7,7$  м,  $L_1 = 0,62$  м,  $L_2 = 0,84$  м,  $b = 1,8$  м,  $b_1 = 0,98$  м. Глубина промежуточного ковша составляет  $h = 1,2$  м.

При моделировании шестиручьевого промковша были приняты следующие его размеры:  $L = 9,5$  м,  $L_1 = 1$  м,  $b = 1,75$  м,  $b_1 = 0,75$  м. Глубина его составляет  $h = 1,25$  м.

В обоих случаях арматурный слой и его крышка имеют толщину 150 мм и изготавливаются из алюмосиликатной массы, содержащей  $Al_2O_3 > 70\%$ ,  $SiO_2 < 25\%$ ,  $Fe_2O_3 < 3\%$ . Относительная проницаемость бетона составляет  $a = 10^{-12}$  м/с.

Горелки располагаются на крышке с постоянным шагом  $\Delta$  на одной линии на левой половине промковша и симметрично – на правой его половине. Схема расположения шести горелок на крышке показана на рис. 1. Отвод продуктов сгорания осуществляется через один дымовой канал, расположенный на оси симметрии крышки.

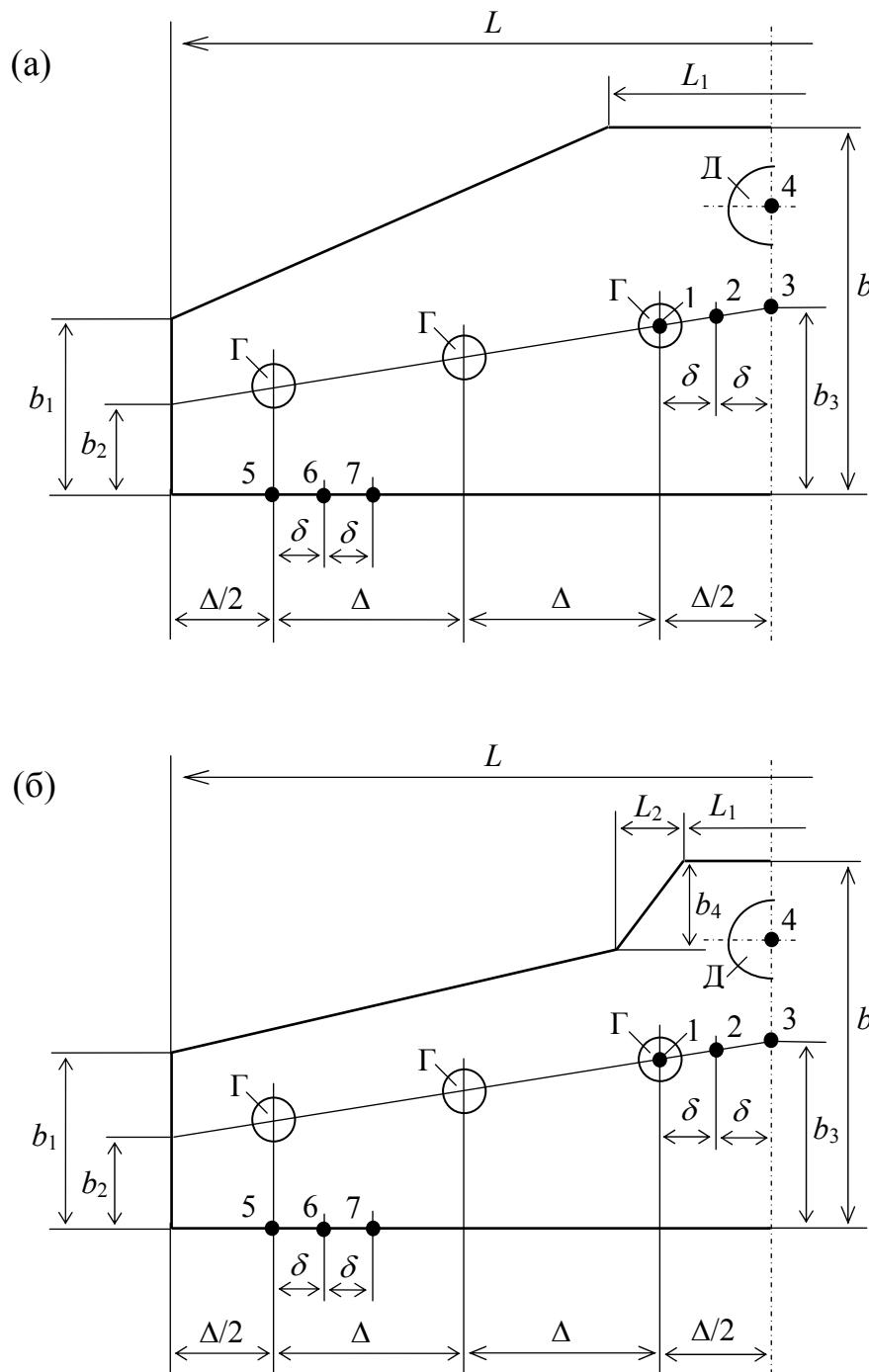


Рис. 1. Схеми (план) шестиручевого (а) и семиручевого (б) промковшій.  
Обозначення: Г – горелки; Д – дымоотбор; 1,2,...,7 – точки контролю давлення

Для сопоставительных расчетов процесса сушки промковшій двух типов расход топлива принимался постоянным и составлял  $B_e = 10 \text{ м}^3/\text{ч}$ , а коэффициент расхода воздуха был принят равным  $4 \text{ м}^3/\text{м}^3$ . В качестве топлива использовался природный газ с теплотой сгорания  $35 \text{ МДж}/\text{м}^3$ . На рис. 2 показано распределение температур на поверхностях днища (а) и задней стенки (б) семиручевого промежу-

точного ковша после 30 часов сушки. Из них видно, что наибольшие значения температуры имеют место непосредственно под горелками на днище промковша, а наименьшие – на периферии стен. При этом на задней стенке нет явно выраженных «горячих пятен» от факелов горелок.

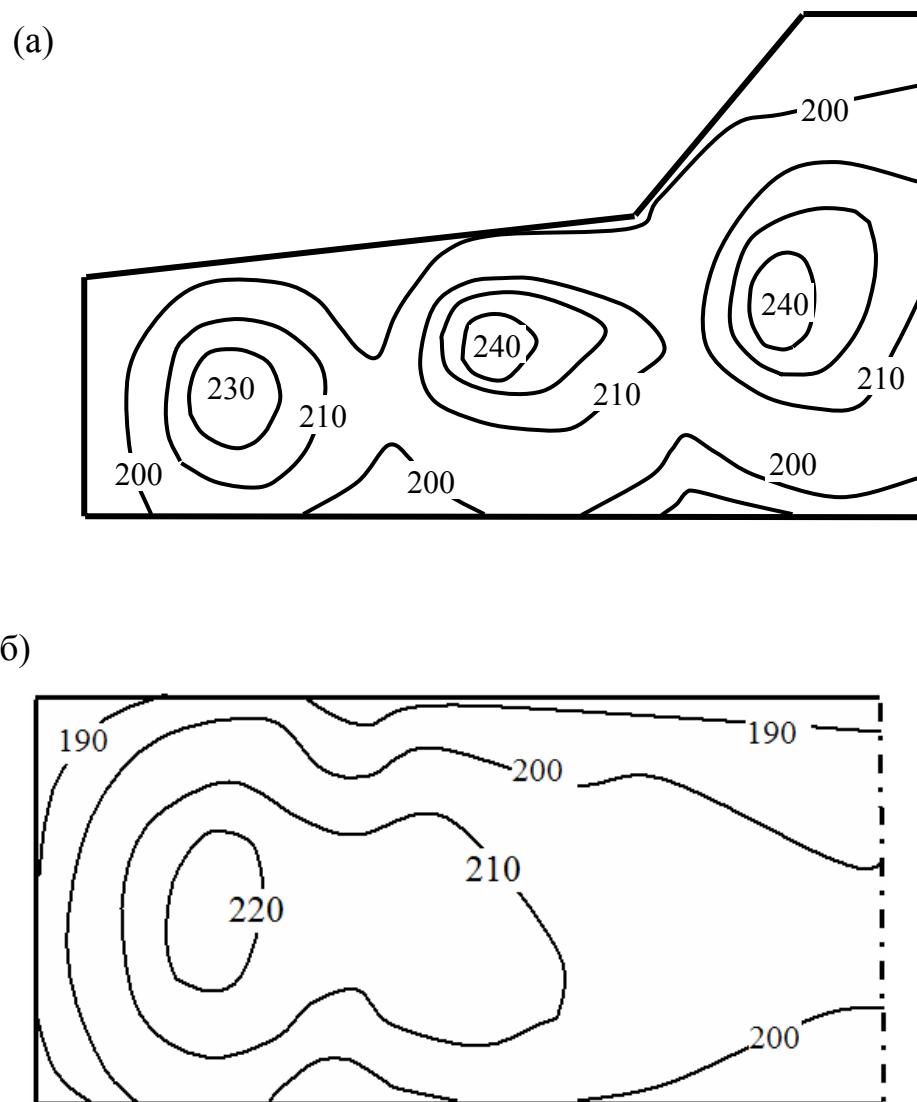


Рис. 2. Распределение температур на поверхностях днища (а) и задней стенки (б) семирукавевого промежуточного ковша после 30 часов сушки

На рис. 3 показано распределение температур на поверхности днища шестирукавевого промежуточного ковша после 30 часов сушки. Температурное поле на поверхности его задней стенки очень сходно с аналогичным полем, приведенным на рис. 2(б), и поэтому не показано.

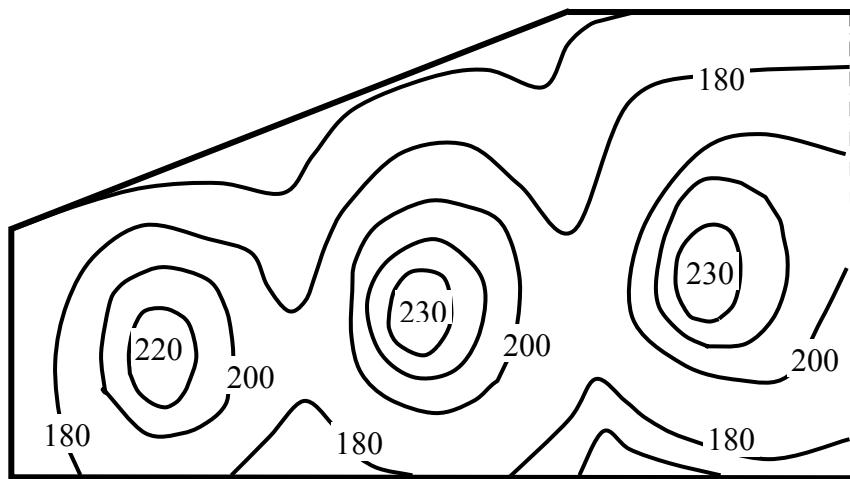


Рис. 3. Распределение температур на поверхности днища шестиручьевого промежуточного ковша после 30 часов сушки

Из сопоставления полученных полей температур следует, что качественная картина равномерности нагрева очень сходна: наибольшие значения температур наблюдаются под горелочными устройствами, образуя «горячие пятна» на нагреваемых поверхностях футеровки, а наименее нагретые области находятся на периферии, вблизи боковых стен. При этом абсолютные значения температур у шестиручьевого ковша ниже, что вызвано большим его поперечным сечением и, соответственно, массой стен и крышки. Также видно, что на поверхности днища шестиручьевого промковша вблизи скоса фронтальной стенки имеется область с пониженной температурой. Максимальная неравномерность нагрева поверхности составляет более  $60^{\circ}\text{C}$ .

Изменение расчетного максимального давления пара внутри футеровки в процессе сушки приведено на рис. 4 (днище) и рис. 5 (задняя стенка). Расположение контрольных точек показано на рис. 1. Давление в участках футеровки, обозначенных точками 5, 6 и 7, для обоих рассматриваемых промковшей отличается друг от друга незначительно и поэтому на рис. 5 приведены зависимости только для семиручьевого промежуточного ковша.

Характер изменения давления пара в порах бетона в различных контрольных точках качественно одинаков, т.е. происходит постепенное его возрастание до максимального, а затем резкое падение до минимального значения. Наибольшее давление 0,43 МПа достигается в точке 1, расположенной под горелкой, примерно через 11 часов сушки. Для задней стенки максимальное давление пара достигается на 2 часа раньше, но при этом его значение ниже и составляет примерно

0,28 МПа. Из рассматриваемых контрольных точек наименьшее давление возникает в точке 6, расположенной на задней стенке. Из полученных значений ни одно из давлений не достигает опасного значения, при котором возможно возникновение взрывного растрескивания бетона [2].

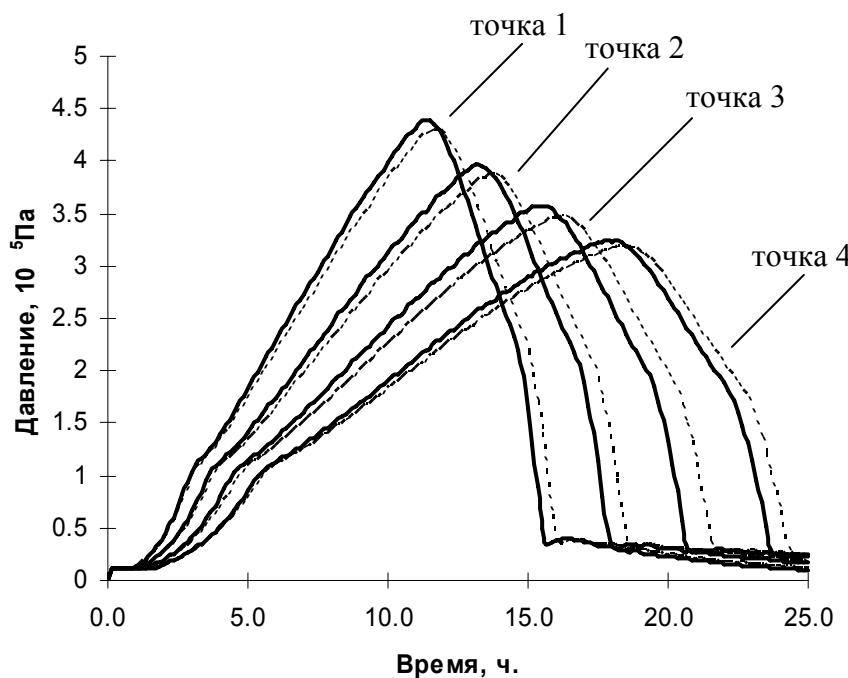


Рис. 4. Изменение максимального давления пара внутри футеровки днища в процессе сушки семиручьевого (сплошные линии) и шестиручьевого (пунктирные линии) промежуточных ковшей

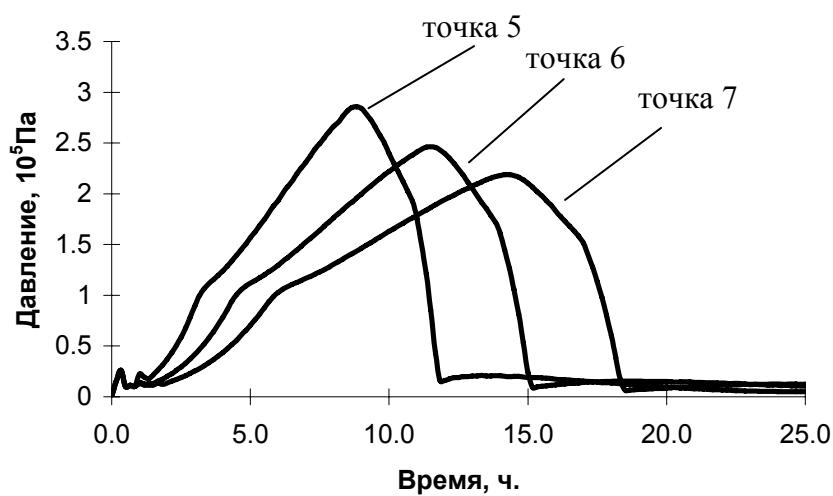


Рис. 5. Изменение максимального давления пара внутри футеровки задней стенки семиручьевого промковша в процессе сушки

Из сравнения результатов моделирования шестиручьевого и семиручьевого промежуточных ковшей следует, что качественная картина равномерности нагрева очень сходна: наибольшие значения температур наблюдаются под горелочными устройствами, образуя «горячие пятна» на нагреваемых поверхностях футеровки. Тем не менее, для принятых конструктивных параметров лучшие результаты по равномерности и безопасности разогрева и сушки достигаются в семиручьевом промковше. Основной причиной этого является, по-видимому, большая ширина шестиручьевого промковша в средней части и, соответственно, большая масса его стен и крышки. Возможным путем устранения этого недостатка является установка дополнительных горелок таким образом, чтобы «горячие пятна» на днище более равномерно распределились по всей нагреваемой поверхности.

### **Выводы**

С помощью комплексной математической модели было изучено влияние типа промежуточного ковша на процесс его сушки. В результате установлено, что хотя моделируемый семиручьевой промежуточный ковш отличается по форме и размерам от шестиручьевого промковша, в целом характер распределения температуры и давления в стенках в процессе сушки сохраняется. Тем не менее, для принятых конструктивных параметров лучшие результаты по равномерности и безопасности разогрева и сушки достигаются в семиручьевом промковше. Основной причиной этого является, по-видимому, большая ширина шестиручьевого промковша в средней части и, соответственно, большая масса его стен и крышки. Возможным путем устранения этого недостатка является установка дополнительных горелок таким образом, чтобы «горячие пятна» на днище более равномерно распределились по всей нагреваемой поверхности.

### **Список литературы**

1. Смирнов А. Н. / Процессы непрерывной разливки // А. Н. Смирнов, В. Л. Пилющенко, А. А. Минаев. – Донецк : ДНТУ, 2002. – 536 с.
2. Zhen-Xiang Gong and Arun S. Mujumdar. Development of Drying Schedules for One-Side-Heating Drying of Refractory Concrete Slab Based on Finite Element Model // Journal of the American Ceramic Society. – 1996. – Vol. 79, № 6. – P. 1649–1658.
3. Романько Я. В. Исследование сушки наливной футеровки промежуточного ковша / Я. В. Романько, С. И. Решетняк // Металлургическая теплотехника. – Днепропетровск : Новая идеология, 2008. – С. 246–254.

4. Романько Я. В. Моделирование сушки промежуточного ковша с монолитной футеровкой / Я. В. Романько, С. И. Решетняк // Металлургическая теплотехника. – 2009. – Вып. 1 (16). – Днепропетровск: Новая идеология, 2009. – С. 166–173.
5. Verstegg H. K., Malalasekera W. An introduction to computational fluid dynamics. The finite volume method. – London : Logman Scientific & Technical, 1995. – 257 p.

*Рукопись поступила 10.07.2009 г.*

УДК 681.536.5

**Толстых В.К.** – д.ф.-м.н., проф., Донецкий национальный университет (ДонНУ)

**Недопекин Ф.В.** – д.т.н., проф., ДонНУ

**Бодряга В.Е.** – зав. компьютерной лабораторией, ДонНУ

## ІДЕНТИФІКАЦІЯ ТЕПЛОФІЗИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ В ВІДЕ ПОЛІНОМОВ, ЗАВІСЯЩИХ ОТ ТЕМПЕРАТУРЫ

*Решается задача идентификации эффективного коэффициента температуропроводности  $a(T)$  при непрерывной разливке металла. Коэффициент температуропроводности представлялся алгебраическими полиномами, зависящими от температуры  $T$  двумя способами: традиционным полиномом и полиномом с весовым коэффициентом. Коэффициенты полинома образуют вектор, который необходимо идентифицировать. Для решения задачи в экстремальной постановке использовался прямой экстремальный подход. Минимизация осуществлялась методом сопряженных градиентов. Обосновывается невозможность решения задач в данной постановке с использованием традиционного полинома.*

**Ключевые слова:** идентификация, эффективный коэффициент, непрерывное литье, температуропроводность, минимизация.

### Введение

При моделировании теплофизических процессов зачастую приходится идентифицировать параметры модели, зависящие от температуры процесса [1 – 3, 5, 6, 8, 9]. При решении таких обратных задач, обычно, искомые параметры представляют в виде алгебраических полиномов, зависящих от температуры. Задача моделирования сводится к идентификации коэффициентов этих полиномов [2 – 7, 9].

К сожалению, в большинстве публикаций подобные задачи не доводятся до практических численных решений. Как правило, отсутствуют тестовые расчеты, демонстрирующие достоверность и точность восстановления коэффициентов полиномов, отсутствуют исследования влияния степени полиномов на результаты моделирования.

### Постановка задачи

В данной работе рассматривается задача идентификации теплофизических параметров в непрерывном стальном слитке [4 -7, 9]. Искомые параметры зависят от температуры слитка. Рассматривается установившийся процесс охлаждения цилиндрического слитка в вер-

тикальной машине непрерывного литья. Область принудительного охлаждения слитка состоит из короткой первичной зоны (кристаллизатор) и зоны вторичного охлаждения (ЗВО). Известно, что качественная идентификация моделей позволяет использовать упрощённые модели процессов. Поэтому, в данной постановке мы не учитывали гидродинамику и ряд теплофизических характеристик слитка. Все это корректировалось идентифицируемым эффективным коэффициентом температуропроводности [4, 5]:

$$V \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r a \frac{\partial T}{\partial r} \right), \quad (r, z) \in \Sigma = [0, R] \times [0, Z], \quad (1)$$

$$\left. T \right|_{\substack{0 \leq r \leq R \\ z=0}} = T_0, \quad \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{\substack{r=0 \\ 0 < z < Z}} = 0, \quad \left. T \right|_{\substack{r=R \\ 0 \leq z \leq z_c}} = T_C, \quad \left. a \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{\substack{r=R \\ z_c < z \leq Z}} = -\alpha'(T - T_h),$$

где  $V$  – скорость литья, м/мин;  $T$  – температура слитка, К;  $a$  – эффективный коэффициент температуропроводности,  $\text{м}^2/\text{сек}$ ;  $r$  – эффективный радиус слитка, м;  $z$  – общая длина охлаждения слитка, м;  $T_C$  – температура слитка в кристаллизаторе, К;  $T_0$  – температура заливаляемого в установку металла, К;  $z_c$  – нижняя граница кристаллизатора, м;  $T_h$  – температура охладителя в ЗВО, К;  $\alpha' = \alpha/c\rho$ ,  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи в ЗВО,  $\text{kВт}/(\text{м}^2\text{К})$ ,  $c$  – теплопроводность,  $\text{Дж}/(\text{кг К})$ ;  $\rho$  – плотность,  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

В данной статье предполагается, что все параметры модели (1), за исключением температуропроводности, заданы точно, т.е. все упрощения и погрешности модели учитываются эффективной температуропроводностью  $a(T)$ . Для идентификации  $a(T)$  будем представлять эту зависимость различными алгебраическими полиномами, относительно температуры  $T$ . Коэффициенты полинома образуют вектор  $\mathbf{c} = \{c_0, c_1, \dots, c_n\}$  размерности  $n+1$ . При этом задача идентификации модели (1) сводится к задаче параметрической идентификации вектора  $\mathbf{c}$ .

Качество идентификации будем оценивать следующим критерием по всей области охлаждения цилиндрического слитка:

$$J(\mathbf{c}) = \int_0^R \int_0^Z [T(r, z) - T_e(r, z)]^2 2\pi r dz dr \rightarrow \min, \quad (2)$$

где  $T_e$  – экспериментально измеренная температура.

Для решения задачи идентификации используется прямой экстремальный подход [8, 11], который позволяет различными экстремальными методами находить оптимальные параметры, доставляющие минимум целевым функционалам. В рассматриваемой задаче критерий качества (2) является функцией размерности  $n+1$ , что существенно упрощает построение экстремальных алгоритмов её минимизации. Минимизация  $J(\mathbf{c})$  осуществляется методом сопряженных градиентов:

$$\mathbf{c}^{k+1} = \mathbf{c}^k - b^k p^k, \quad k = 0, 1, \dots \quad (3)$$

где  $p^k = \nabla J^k + \frac{\|\nabla J^k\|^2}{\|\nabla J^{k-1}\|^2} p^{k-1}$ ,  $p^0 = \nabla J^k$ ,  $\nabla J^k$  – градиент критерия качества идентификации (2) на итерации  $k$ . Шаг минимизации  $b^k$  рассчитывается с использованием метода Вульфа [10].

Для расчета компонент градиента  $\nabla J$  в  $(n+1)$ -мерном пространстве будем использовать конечно-разностную схему [10]:

$$\nabla_i J(\mathbf{c}^k) \approx \frac{J(\mathbf{c}^k + h e_i) - J(\mathbf{c}^k)}{h}, \quad i = 0, 1, \dots, n, \quad (4)$$

где число  $h = 10^{-13} \|\mathbf{c}\|$ ,  $e_i$  – единичный вектор вдоль оси  $i$  в пространстве оптимизируемых параметров  $c_i$ .

### Алгоритм тестирования

Используя описанную математическую модель и экстремальный подход к задаче идентификации, проводили следующий вычислительный эксперимент. Задавалось некоторое значение  $\mathbf{c}_e$  искомого вектора, которое далее считалось «точным». Для него по модели (1) рассчитывалось поле температур, которое считалось экспериментальным  $T_e$ . После чего приступали к решению задачи восстановления (идентификации) вектора  $\mathbf{c}_e$  на основе  $T_e$  методом (3) из какого-либо начального приближения  $\mathbf{c}^0$ . Условием завершения итераций, являлось изменение критерия качества менее, чем на 0,1 %.

Найденное значение  $\mathbf{c}^k$  сравнивалось с  $\mathbf{c}_e$  по формуле  $\Delta^k = \|\mathbf{c}^k - \mathbf{c}_e\|$ . По величине погрешности  $\Delta^k$  можно сделать объективный вывод о качестве идентификации. Отметим, что существенное

уменьшение критерия  $J(\mathbf{c})$  не может служить критерием близости к решению  $\mathbf{c}_e$ .

### Ідентифікація традиційним поліномом

Рассмотрим традиционное представление искомой функции в виде следующего полинома:

$$a \equiv a(T) = \sum_{i=0}^n c_i T^i. \quad (5)$$

Для тестирования задачи идентификации с данным полиномом задавались следующие значения тестовых параметров. Экстремальные приближения  $\mathbf{c}_e$  задавались из физических соображений, а именно, – из наличия трех фаз в охлаждаемом слитке. Были подобраны следующие значения:

$$c_{e0} = 3 \cdot 10^{-6}, c_{e1} = 1 \cdot 10^{-9}, c_{e2} = 1 \cdot 10^{-13}, c_{e3} = 1 \cdot 10^{-17}, c_{e4} = 1 \cdot 10^{-19}$$

и начальные:

$$c_{e0}^0 = 4,5 \cdot 10^{-6}, c_{e1}^0 = 3 \cdot 10^{-9}, c_{e2}^0 = 7 \cdot 10^{-13}, c_{e3}^0 = 4 \cdot 10^{-17}, c_{e4}^0 = 1,1 \cdot 10^{-19}.$$

Результаты идентификации модели (1), (5) для разных степеней полинома (5) представлены в таблице 1.

Таблица 1

Результаты восстановления коэффициентов полиномов вида  $a(T) = \sum_{i=0}^n c_i T^i$

$n$	0	1	2	3	4
$\Delta^0$	$1,500 \cdot 10^{-6}$	$1,500 \cdot 10^{-6}$	$1,500 \cdot 10^{-6}$	$1,500 \cdot 10^{-6}$	$1,500 \cdot 10^{-6}$
$\Delta^k$	$4,709 \cdot 10^{-14}$	$1,500 \cdot 10^{-6}$	$1,500 \cdot 10^{-6}$	$1,500 \cdot 10^{-6}$	$1,500 \cdot 10^{-6}$
$J^k / J^0$	$1,203 \cdot 10^{-15}$	$2,030 \cdot 10^{-4}$	$2,113 \cdot 10^{-3}$	$7,953 \cdot 10^{-3}$	$1,536 \cdot 10^{-2}$
$k$	4	3	4	4	5

Из табл. 1 видно, что решение задачи (1) – (5) реализуется только при  $n = 0$ . Во всех остальных случаях удавалось приблизительно восстановить только одну последнюю компоненту вектора  $\mathbf{c}$ , то есть  $c_n$ . Все предыдущие  $c_i$ , где  $0 \leq i < n$ , практически не менялись. Это объясняется наибольшим влиянием последнего члена ряда  $c_n T^n$  на состояние системы (1). Очевидно, что для данной постановки задачи

возможно преодолеть неравномерное восстановление  $c_i T^i$  только при  $T \approx 1$ .

Можно сделать вывод, что задача (1) – (4) с традиционным полиномом (5) в общем случае для произвольных  $n$  и  $T$  не имеет решения. Заметим, что существенное уменьшение целевой функции  $J(\mathbf{c})$  (см. табл. 1) не является критерием близости к точному решению.

### Идентификация полиномом с весовыми коэффициентами

Рассмотрим коэффициент температуропроводности в виде следующей полиномиальной зависимости:

$$a \equiv a(T) = \sum_{i=0}^n \frac{1}{T_c^i} c_i T^i, \quad (6)$$

где  $\frac{1}{T_c^i}$  – коэффициент масштабирования,  $T_c$  – характерная температура процесса. В нашем случае она принималась равной температуре затвердевания, т.е.  $T_c = T_{sol}$ . В данной постановке задавались

$$\mathbf{c}_e = 2 \cdot 10^{-6}, \quad i = 0, \dots, n, \quad \mathbf{c}_i^0 = 6 \cdot 10^{-6}, \quad i = 0, \dots, n.$$

Результаты идентификации модели (1), (6) для разных степеней полинома (6) представлены в таблице 2. Из результатов расчетов видно, что для всех степеней полиномов их коэффициенты хорошо восстанавливаются, вектор  $\mathbf{c}^k$  приближается к точному значению  $\mathbf{c}_e$ . В то же время, чем выше степень полинома, тем хуже и медленнее восстанавливается вектор  $\mathbf{c}$ . В любом случае наблюдается значительное уменьшение критерия качества идентификации, по сравнению с предыдущим подходом.

Таблица 2

Результаты восстановления коэффициентов полиномов вида  $a(T) = \sum_{i=0}^n \frac{1}{T_c^i} c_i T^i$

$n$	0	1	2	3	4
$\Delta^0$	$4,000 \cdot 10^{-6}$	$5,657 \cdot 10^{-6}$	$6,928 \cdot 10^{-6}$	$8,000 \cdot 10^{-6}$	$8,944 \cdot 10^{-6}$
$\Delta^k$	$4,256 \cdot 10^{-15}$	$4,126 \cdot 10^{-12}$	$2,560 \cdot 10^{-10}$	$6,766 \cdot 10^{-10}$	$1,340 \cdot 10^{-9}$
$J^k / J^0$	$2,235 \cdot 10^{-18}$	$4,883 \cdot 10^{-16}$	$1,727 \cdot 10^{-15}$	$9,277 \cdot 10^{-15}$	$7,556 \cdot 10^{-14}$
$k$	5	16	19	26	17

### Исследование влияния степени полинома

Остается открытым вопрос: какова должна быть степень полинома (6), чтобы идентифицировать модель (1) с достаточной точностью? Очевидно, что степень полинома зависит от поведения реального объекта, т.е. от  $T_e$ , и реальное значение  $n$  может быть выбрано только из физических соображений и ряда вычислений экспериментов с разными  $n$ .

Рассмотрим влияние степени  $n = 0,..,4$  в полиноме (6) на решение задачи идентификации (1), (2), где «реальному процессу» будет соответствовать  $n = 2$ , то есть решим задачи восстановления квадратичного полинома полиномами разных степеней.

Из табл. 3 видно, что при увеличении степени восстанавливавшего полинома эффективность идентификации заметно ухудшается.

Таблица 3

Результаты восстановления коэффициентов полинома  $a(T) = \sum_{i=0}^2 \frac{1}{T_c^i} c_i T^i$   
для разных степеней  $n = 0,..,4$

$n$	0	1	2	3	4
$J^k$	$6,299 \cdot 10^1$	$1,369 \cdot 10^{-2}$	$1,779 \cdot 10^{-10}$	$1,611 \cdot 10^{-2}$	$2,360 \cdot 10^{-2}$
$k$	4	8	19	13	11

Наилучший результат  $J^k = 1,779 \cdot 10^{-10}$  получен при  $n = 2$ , то есть когда степень восстанавливавшего полинома соответствует степени полинома «реального процесса».

### Выводы

Идентификация теплофизических параметров традиционными полиномами вида (5), в общем случае невозможна. В тоже время, полином вида (6) позволяет решать задачи идентификации теплофизических параметров с высокой точностью.

Показано, что увеличение степени полинома не означает увеличение точности идентификации модели. Каждая конкретная прикладная задача требует индивидуального подбора степени полинома, аппроксимирующего искомые теплофизические параметры.

### Список литературы

1. Алифанов О. М. Экстремальные методы решения некорректных задач / Алифанов О. М., Артюхин Е. А., Румянцев С. В. – М. : Наука, 1988. – 288 с.

2. Артюхин Е. А. Определение коэффициента температуропроводности по данным эксперимента / Артюхин Е. А. Инженерно-физический журнал. – 1975. – Т. XXIX. – № 1. – С. 87–90.
3. Мацевитый Ю. М. Гибридное моделирование тепловых процессов / Мацевитый Ю. М., Кунеш Й. – К. : Наукова думка, 1987. – 268 с.
4. Международный форум по тепло- и массообмену: тезисы докладов и сообщений, 19-23 мая 2008 г., Минск. Т. 2 / отв. За выпуск Т. Г. Михалёва. – Минск: Институт по тепло- и массообмену им. А. В. Лыкова НАН Беларуси, 2008. – С. 336–338
5. Национальная конференция по металлургии: сб. трудов конф., 28-31 мая 2007 г., София / Под ред. А. Аврамов, Я. Лукарски. – Болгария, София: Международный дом ученых «Фредерик Жолио-Кюри», 2007. – 330 с.
6. Недопекин Ф. В. Математическое моделирование гидродинамики и тепломассопереноса в слитках / Федор Викторович Недопекин. – Ижевск: Изд-во Удмуртского университета, 1995. – 236 с.
7. Прямая оптимизация теплофизических процессов/ [Огурцов А. П., Недопекин Ф. В., Толстых В. К., Володин Н. А.]. – Донецк : Юго-Восток, 1997. - 150 с.
8. Толстых В.К. Прямой экстремальный подход для оптимизации систем с распределенными параметрами / Виктор Константинович Толстых. - Донецк: Юго-Восток, 1997. - 178 с.
9. Швачич Г. Г. Определение теплофизических свойств материалов на основе решений коэффициентных ОЗТ в экстремальной постановке / Швачич Г. Г., Шмукин А. А. // Теория и практика металлургии. – 2005. - № 1–2. – С. 104–108.
10. Jorge Nocedal Numerical Optimization / Jorge Nocedal, Stephan J. Wright. - Springer, 1999. - 636 p.
11. Tolstykh V.K. Efficient Method of Optimization of Physical Processes // Journal of Engineering Physics and Thermophysics. – 2003. - Vol. 76. - № 2. - P. 424 – 427.

Рукопись поступила 07.09.2009 г.

УДК 658.567.1

**Яковлєва І.Г.** – проф., д.т.н., Запорізька державна інженерна академія (ЗДІА)

**Барішенко О.М.** – доц., к.т.н., ЗДІА

**Мних І.М.** – аспірант, ЗДІА

## **АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ ТЕПЛОВОЇ ОБРОБКИ СТАЛІ В ТЕРМІЧНИХ ПЕЧАХ З МЕТОЮ ПОЛІПШЕННЯ ЇХ ЯКОСТІ РОБОТИ**

*Метою роботи є поліпшення якості теплої обробки металу і економія палива в термічній камерній печі. У статті наведено аналіз теплої обробки сталі в камерних термічних печах, досліджено виникнення недоліків при термічній обробці, які властиві печам такого типу. Розглянуті способи усунення цих недоліків та способи забезпечення вимог, що пред'являються до термічної обробки. Проаналізовані пристрой опалювальних систем печей, а також способи управління температурним полем в робочому просторі термічної печі. Надані рекомендації з усунення недоліків термообробки і намічені подальші напрями дослідження.*

*Ключові слова:* термообробка, камерна піч, садка, топка, рециркуляція.

### **Характеристика технології теплої обробки сталі в термічних печах**

В даний час в термічних, пресових і ковальських цехах машинобудівних заводів і заводів Спецсталі широко застосовуються камерні термічні печі із стаціонарним і з висувним подами. Широке використання термічних печей обумовлюється їх універсальністю по виконуваним режимам термообробки, формі, розмірах і масі оброблюваної продукції, використанням різних видів палива.

Постійне підвищення вимог до якості металовиробів обумовлює вживання легованих сталей з високою мірою чистоти, чіткими межами хімічного складу і режимів термообробки. А також пред'являються жорсткі вимоги до перепаду температури по перетину заготовки, яка нагрівається  $- \pm 20^{\circ}\text{C}$ , а в окремих випадках  $- \pm 10^{\circ}\text{C}$ .

В цих печах вироби нагріваються великими садками, що мають об'єм, порівняний з об'ємом нагрівальної камери. Вироби поміщають в робочий простір одноразово або протягом короткого проміжку часу, тому на початку операції теплої обробки спостерігається знижена температура газів і футерівки печі, а потім, по мірі нагрівання виробів,

температура підвищується. Після досягнення заданої температури по поверхні зазвичай проводиться витримка, необхідна для вирівнювання температури по поверхні і в об'ємі виробів.

Слід зазначити, що печам садочного типа властиві недоліки технологічного режиму, а саме:

- а) непостійність в часі теплового потоку при нагріві садки, що негативно позначається на рівномірності її температурного поля;
- б) висока питома витрата палива, викликана втратами тепла на нагрів кладки;
- в) автоматичне регулювання теплового режиму з великими по-грішностями [1 – 3].

### **Аналіз існуючих конструкцій топок**

При створенні печі передбачається, що топка має другорядне значення відносно пристрою пальника, оскільки первинне її значення – розміщення факела. Але в даний час розроблені і використовуються складні види топок, функціональне призначення яких істотно розширилося. У топках печей, що мають рециркуляційні канали, відбувається підготовка гріючої суміші (теплоносія), що полягає в змішуванні свіжих продуктів згоряння в певній пропорції із охолодженими димовими газами для зниження температури гріючої суміші і збільшення її кількості. Топка в комплекті із струменем продуктів згоряння може виконувати функції інжектора, що видає продукти згоряння з робочого простору через канали.

Звідси витікає, що топка є центральною ланкою в опалювальній системі сучасної печі. Отже, тип пальника і його розташування повинні відповідати конструкції топки, сприяти виконанню її збільшених функцій.

На рис. 1 представлена існуюча схема топок, розміщення пристріїв пальників і димовідводів в камерних печах металургійних заводів.

На рис. 1а піч має 9 підподових топок: 8 основних і одну допоміжну топку. Ця топка не створює теплової завіси. Допоміжна топка не оснащена рециркуляційними каналами і торцева сторона садки, яка звернена до заслінки, відстає в нагріві. Оскільки витрата палива на один пальник складає  $40 - 50 \text{ м}^3/\text{ч}$  і повітря  $1,45 \text{ м}^3/\text{м}^3$ , далекобійність струменя буде невелика. Струмінь не може здолати гідрравлічного опору топки через її довжину. Порушується рециркуляційний контур і садка нагрівається нерівномірно.

При конструкції топки як на рис. 1б, ефективність печі знижується по мірі зменшення теплового навантаження, тобто при зниженні витрати палива і швидкості струменя теплоносія. У печі спостерігаються застійні зони, розміри яких збільшуються із зменшенням теплового навантаження.

Піч на рис. 1в спочатку була аналогічна рис. 1а, проте, в результаті нестійкого рециркуляційного контуру були перекриті пальники з одного боку. Витрата палива на одну топку подвоїлася, що дозволило добитися стійкішого рециркуляційного контуру. Але повністю виключити недоліки не вдалося. Невдале розташування димових каналів приводило до нерівномірного доступу теплоносія до садки. Мало місце видавлення через димоходи ще не відпрацьованих продуктів згоряння.

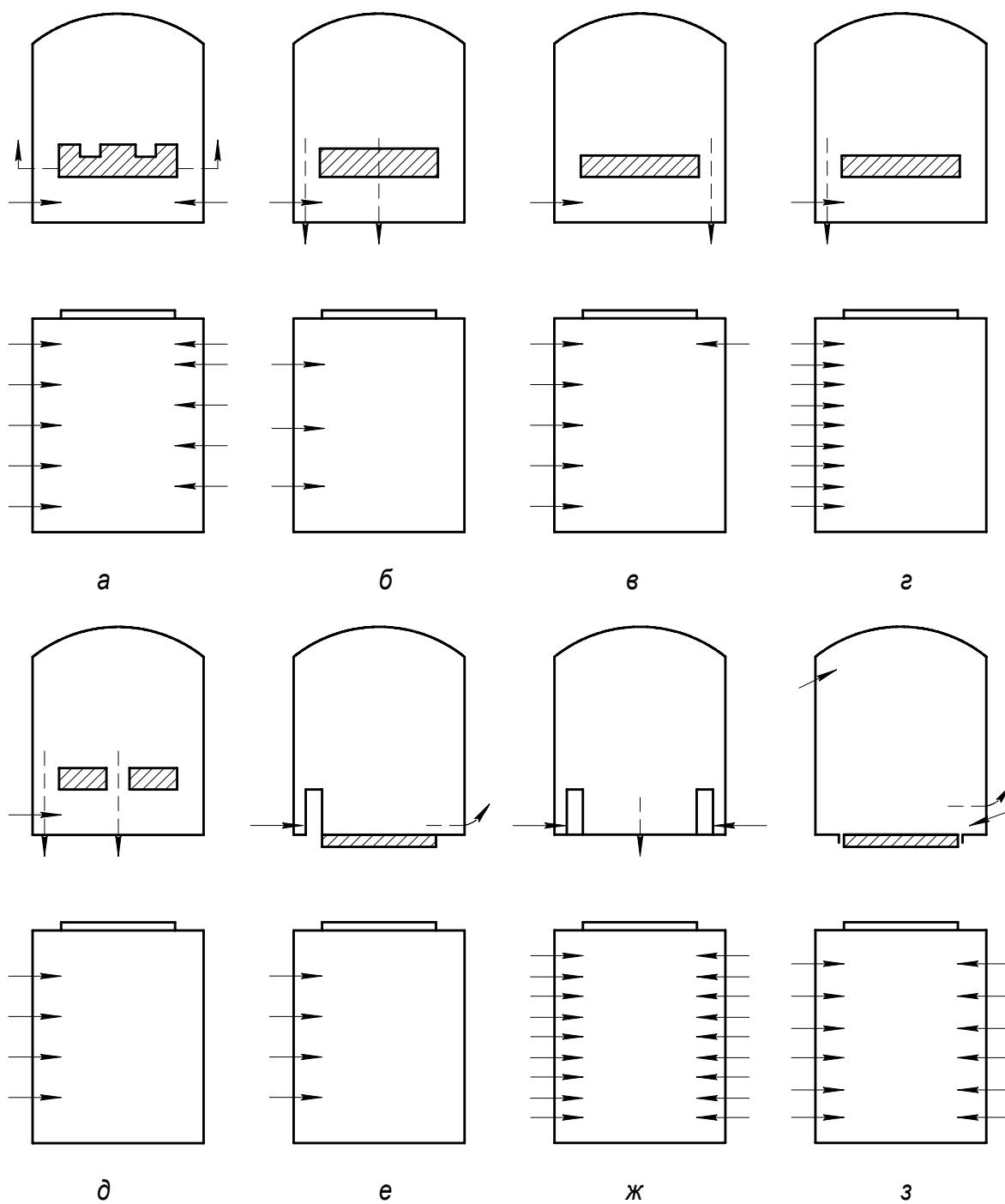


Рис. 1 Схеми опалювальних систем печей

Згідно рис. 1г відведення відпрацьованих газів здійснюється вниз через під. Проте цій печі властива тривала витримка і охолоджування. Цим обумовлені низька продуктивність печі і висока питома витрата палива.

Нагрів садки в печі (рис. 1д) найбільш рівномірний, але в центрі садки спостерігається відставання в нагріві, оскільки сюди поступають вже охолоджені продукти горіння під дією тяги димовідводів і рециркуляційних каналів. Є застійні зони, які збільшуються по мірі зниження витрати теплоносія.

В печі, що показана на рис. 1е, має місце великий перепад температури по висоті. Рециркуляція довкола садки слабка, оскільки втрачається значна частина енергії струменя теплоносія при ударі об стінку топки.

На рис. 1ж представлена найневдаліша конструкція печі. Рециркуляція відсутня. Є велика застійна зона.

При термічній обробці в печі, схему якої наведено на рис. 1з, має місце відставання нагріву верхньої частини садки, оскільки від неї віддалений циркуляційний контур. Теплоносій не проникає в зазори садки, що уповільнює нагрів її найбільш відстаючої центральної частини [6].

Дослідження печей з різними опалювальними системами показало, що найбільш задовольняючі результати за швидкістю і рівномірністю нагріву складної садки прокату забезпечує система, наведена на рис. 1д, що складається з підподових топково-інжекційних пристройів з двома рециркуляційними контурами. Проте і ця система повністю не задовольняє всі вимоги під час витримки металу.

### Завдання дослідження

Тривале вирівнювання температур, компенсиуючи конструктивні недоліки термічних печей, приводить до збільшення витрати палива і зниження продуктивності процесу. Крім того, режими термообробки легованих сталей складні і передбачають неодноразовий нагрів і охолоджування металу в інтервалі робочої температури 300 – 1000 °C. При цьому теплове навантаження змінюють в 10 – 15 разів, відключаючи або включаючи частину пальників у печі. Це приводить до нерівномірного нагріву і перешкоджає автоматизації теплового режиму [7].

Для забезпечення якості структурних перетворень при термічній обробці сталевих виробів потрібний їх рівномірний нагрів до кінцевої температури 650 – 950 °C залежно від вигляду термічної обробки і марки стали.

Метою роботи є поліпшення якості теплової обробки металу і економія палива в термічній камерній печі. Для цього виконано аналіз

сучасного стану термічних печей, способів теплової обробки металу, досліджені можливості управління циркуляцією теплоносія.

З аналізу літературних джерел і заводських звітів було встановлено, що причина низької продуктивності і низької якості нагріву пов'язана з конструктивною недосконалістю цих печей [1 – 5].

Для того, щоб термічні печі відповідали вимогам, що пред'являються до них, необхідно удосконалити і конструктивні елементи печі, і способи опалювання, що розшириТЬ можливості печей, збільшить їх продуктивність і підвищить якість теплової обробки. Актуальним залишається питання з управління рециркуляційними контурами в період вирівнювання температури в садці.

### **Вдосконалення рециркуляційних контурів**

Вдосконалення рециркуляційних контурів включає: забезпечення стійкого руху теплоносія по заданому замкнутому контуру; підвищення однорідності параметрів теплоносія по всьому контуру; створення суцільності контуру по всій довжині печі і створення додаткових або вторинних контурів циркуляції для нагріву внутрішніх частин складної садки.

Спонукачем рециркуляції може бути струминна течія газів або перепад тисків, що створюється робочими колесами вентиляторів.

Другий варіант є менш перспективним, оскільки вживання його обмежене температурою, низькою стійкістю в агресивному середовищі.

По зміні характеру струменя теплоносія в часі можна виділити чотири різновиди рециркуляції: безперервна, реверсивна, імпульсна і імпульсно-реверсивна.

*Безперервний струмінь.* Характер струменя не змінюється в часі. Проте цей спосіб неефективний при зниженні витрати палива, коли кінетичної енергії струменя пальника не вистачає для подолання гідрравлічного опору топки і факел виходить через рециркуляційний канал.

*Реверсивний струмінь.* При роботі в цьому режимі напрям руху потоку теплоносія періодично змінюється на протилежний. Перевага цього способу в тому, що вирівнювання температури матеріалу, який нагрівають, по рециркуляційному контуру досягається швидше. Здійснюється більш швидкий і рівномірний нагрів всієї садки. Недоліком є те, що на кожній печі необхідно мати подвійний комплект пальників, трубопроводів і арматури. Система складніша в порівнянні з безперервною рециркуляцією, вимагає більш кваліфікованого обслуговування. Це одна з причин того, що реверсивна рециркуляція у вітчизняній промисловості майже не використовується.

*Імпульсний струмінь.* Під цією назвою мається на увазі переривчасте надходження будь-якого з компонентів рециркуляції. Відмін-

ність усередині групи може бути в тривалості подачі і перерви, в їх співвідношеннях, в постійності цих періодів або зміні за певним законом. Крім того, перерви в подачі можуть бути: паливо-повітряні суміші; лише палива; лише повітря; лише енергетичного повітря. Різних поєднань при цьому може бути дуже багато.

Збільшення кратності рециркуляції при роботі в імпульсному режимі можна пояснити ударним залученням відпрацьованого газу і збільшенням питомої площині активної поверхні рухомого об'єму газу.

Недолік описаного вище способу полягає в тому, що продукти згоряння з найбільшою температурою виходять в робочий простір печі постійно в одному місці – через канал виходу, а охолоджені гази поступають в топку через рециркуляційні канали. Ділянки металу, що знаходяться поблизу каналу виходу, нагріваються швидше, а ділянки, що знаходяться в районі рециркуляційних каналів – повільніше. В результаті в садці виникає перепад температур.

*Імпульсно-реверсивний струмінь.* Цей спосіб є поєднанням попередніх двох: переривисте надходження якого-небудь компонента рециркуляції плюс періодична зміна напряму руху на протилежну. Використовуючи такий спосіб, можна добитися зменшення перепаду температур в садці біля вихідного і входного каналів рециркуляції. Проте цей спосіб управління температурним полем є недостатньо розглянутим і вимагає подальшого вивчення.

## Висновки

Таким чином, в даний час актуальне удосконалення не лише конструкції термічної печі, але і способу опалювання, а також поліпшення теплообміну за рахунок управління рециркуляційним контуром. Інтерес представляє імпульсно-реверсивний спосіб управління, використанням якого можна добитися зменшення перепаду температур в садці біля входного і вихідного каналів рециркуляції. Поліпшення теплообміну в печі за рахунок управління рециркуляційним контуром дозволить не лише зменшити час витримки, але і підвищить якість термічної обробки.

## Список літератури

1. Ревун М. П. Перспективные направления совершенствования тепловой работы нагревательных и термических камерных печей / М. П. Ревун, В. Ю. Зинченок // Металлургическая теплотехника : сб. научн. трудов НМетАУ. – 2006. – С. 294 – 302.
2. Губинский В. И. Актуальные задачи реконструкции нагревательных печей / В. И. Губинский // Металлургическая теплотехника : сб. научн. трудов НМетАУ. В двух книгах. – Книга первая. – Днепропетровск, 2005. – С. 149 – 156.

3. Свинолобов Н. П. Печи черной металлургии: Учебное пособие для вузов / Свинолобов Н. П., Бровкин В. Л. – Днепропетровск : Пороги, 2004. – 154 с.
4. Металлургические печи. Теория и расчеты / [Губинский В. И., Тимошпольский В. И., Ольшанский В. М. и др.] – Минск : Беларусь Наука, 2007. – 596 с.
5. Технический отчёт по эколого-теплотехническим испытаниям камерных печей №№ 1-8, 11, 13-15, 21, 25, 26 площадью пода 18,3 м<sup>2</sup> в термическом цехе ОАО «ДнепроПРОСТСТАЛЬ».
6. Исследование отопительных систем камерных печей / Г. М. Рыжков, В. Г. Рыжков, С. Б. Башлий [и др.] // Металлургическая теплотехника. – 1995. – № 11. – С. 53–56.
7. Григорьев В. Н. Повышение эффективности использования топлива в промышленных печах / Григорьев В. Н. – Москва : Металлургия, 1977. – 288 с.

*Рукопис надійшов 02.09.2009 р.*

УДК 621.717:669.046

**Ялова К.М.** – ас., Дніпродзержинський державний технічний університет

## **ДОСЛІДЖЕННЯ КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМІНУ, ЩО МАЄ МІСЦЕ ПІД ЧАС ПЛАВЛЕННЯ МЕТАЛОШИХТИ В ЕЛЕКТРОДУГОВИХ ПЕЧАХ**

*Визначено вплив конвективного теплообміну між пічними газами та шихтою, тепловіддачі від стікаючого рідкого металу та конвективно-радіаційного теплообміну футеровки печі з навколошнім середовищем, що показує доцільність врахування конвективної складової при математичному моделюванні теплової роботи дугових печей. Шляхом чисельних експериментів визначена величина розрахункової похибки, що виникає при відсутності складових частин конвективного теплообміну.*

*Ключові слова:* дугова сталеплавильна піч, теплообмін, конвективний теплообмін, математична модель.

### **Постановка проблеми**

Виплавка сталі в дугових електричних печах є однією з найбільш енергозберігаючих технологій виробництва сталі. Рівень енергозбереження безпосередньо залежить від способу ведення плавки і динаміки тепломасообмінних процесів, що протікають у робочому просторі печі. На основі аналізу предметної області було встановлено, що пошук і розробка ефективних режимів плавки шляхом виробничого експерименту неможливі без суттєвих витрат та капіталовкладень. Альтернативою цьому є створення математичної моделі теплової роботи печей, що дозволить проводити чисельні експерименти поза піччю. Розроблена математична модель теплової роботи печі, алгоритм та програма розрахунку на ЕОМ дозволять вивчати будь-які ситуації з різними чисельними значеннями фізичних величин і отримати найбільш ефективні рішення при створенні енергозберігаючих технологій для діючих та майбутніх дугових печей.

### **Аналіз досліджень і публікацій**

Математичному моделюванню теплофізичних процесів, що відбуваються в дугових сталеплавильних печах присвячено ряд наукових робіт. Основною метою математичного моделювання у таких авторів, як Єгоров А.В., Ігнатов І.І., Тімошпольський В.І., Моржин А.Ф. [1 – 3] є визначення тривалості розплавлення металошихти в залежності від

енергетичного режиму ведення плавки. Беручи до уваги питання стосовно математичного моделювання тепломасообмінних процесів у сталеплавильних печах, треба зазначити низку проблем, які не знайшли належного відображення у роботах вказаних авторів, або мають суперечливий характер. Зокрема, це стосується конвективного теплообміну, що має місце під час плавлення металошихти і його складових частин: теплообмін між пічними газами, що утворюються в результаті екзотермічних реакцій, та поверхнею кускового матеріалу шихти, конвективний теплообмін між шихтою та розплавленим металом, що стикає на подину, та теплообмін від зовнішньої поверхні стін.

### **Формулювання мети роботи**

Метою даної роботи є визначення доцільності врахування складових частин конвективного теплообміну при математичному моделюванні процесу плавлення металошихти. Це завдання вирішується визначенням величини похибки розрахунку тривалості плавлення металошихти, що виникає при нехтуванні описаних видів теплообміну шляхом чисельного експерименту на основі розробленої математичної моделі теплової роботи дугових сталеплавильних печей [4].

### **Результати роботи**

При математичному моделюванні теплової роботи дугових сталеплавильних печей умовно виділяють чотири етапи: запалення електричних дуг, проплавлення колодязів, плавлення закритими дугами та доплавлення металошихти відкритими дугами. При створенні математичної моделі кінетики плавлення шихти враховуються особливості протікання теплофізичних процесів на кожному етапі теплової роботи печі. Кожний з етапів характеризується температурою футеровки стін, подини, склепіння, шихти і «болота», кількістю пічних газів в атмосфері печі, інтенсивністю протікання екзотермічних реакцій, швидкістю конвективного нагріву шихти.

Для проведення чисельного моделювання процесу плавлення металошихти робочій простір печі розбивався рівномірною сіткою на основі методу кінцевих різниць, а диференційні рівняння замінялися кінцево-різницевими відношеннями на основі методу контрольного об'єму [5].

При створенні математичної моделі теплової роботи печі для всіх стадій теплової роботи печі враховувався конвективно-радіаційний теплообмін між зовнішньою поверхнею печі та навколошнім середовищем. Коефіцієнт тепловіддачі від навколошнього середовища  $\alpha_{\Sigma}$  є сумарним коефіцієнтом конвективної та радіаційної складових теплообміну. Коефіцієнт тепловіддачі для конвективної складової визначається з урахуванням залежності для ламінарного потоку ( $Gr Pr > 10^9$ ):

$$Nu = 0,50(Gr \cdot Pr)^{0,25} \left( \frac{Pr_e}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}, \quad (1)$$

де  $Nu$  – критерій Нуссельта;  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності пічних газів,  $Bm/(mK)$ ;  $d$  – середній гідралічний діаметр кусків шихти,  $m$ ;  $Gr = \frac{g\beta T_e d^3}{\nu^2}$  – критерій Грасгофа;  $g$  – прискорення сили тяжіння,  $m/s^2$ ;  $\beta$  – коефіцієнт об’ємного розширення,  $1/K$ ;  $T_e$  – температура пічних газів,  $K$ ;  $Pr_e$ ,  $Pr_{cm}$  – критерій Прандтля відповідно для температури газу і стінки.

Коефіцієнт тепловіддачі для радіаційної складової визначається як  $\alpha_p = \frac{q}{\Delta t}$ , де  $q$  – тепловий потік випромінювання між зовнішньою поверхнею печі та навколоишнім середовищем;  $\Delta t$  – різниця температур зовнішньої поверхні футеровки і повітря.

Для врахування конвективно-радіаційного теплообміну між навколоишнім середовищем і футеровкою печі в математичну модель [4] додавалися відповідні граничні умови: на границі футеровка бокових стін – навколоишнє середовище задається гранична умова третього роду:

$$-\lambda_\phi \frac{\partial T_\phi}{\partial r} \Big|_{r=R_n} = \alpha_\Sigma (T_\phi(r=R_n) - T_c), \quad (2)$$

де  $T_c$  – температура навколоишнього середовища,  $K$ .

На границі між нижньою поверхнею футеровки подини і навколоишнім середовищем, коли злив металу відбувається за рахунок використання механізму нахилу печі, задається гранична умова для радіаційно-конвективного теплообміну:

$$-\lambda_\phi \frac{\partial T_\phi}{\partial z} \Big|_{z=0} = \alpha_\Sigma (T_\phi(z=0) - T_c). \quad (3)$$

За умови стаціонарного розташування печі нижня поверхня футеровки вступає в контактний теплообмін з фундаментом печі, при цьому задається гранична умова IV роду, що враховує теплообмін шляхом теплопровідності:

$$\begin{cases} \lambda_\phi \frac{\partial T_\phi}{\partial z} \Big|_{z=0} = \lambda_{\text{фун}} \frac{\partial T_{\text{фун}}}{\partial z} \Big|_{z=0}, \\ T_\phi \Big|_{z=0} = T_{\text{фун}} \Big|_{z=0} \end{cases} \quad (4)$$

де  $\lambda_{\text{фун}}$ ,  $T_{\text{фун}}$  – відповідно коефіцієнт теплопровідності та температура фундаменту печі,  $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ , К.

Шляхом чисельного експерименту було визначено вплив врахування конвективно-радіаційного теплообміну на точність чисельних розрахунків загального часу процесу плавлення.

Дані, наведені на рис. 1, дають змогу оцінити вагу конвективно-радіаційного теплообміну з навколишнім середовищем при плавленні металошихти.

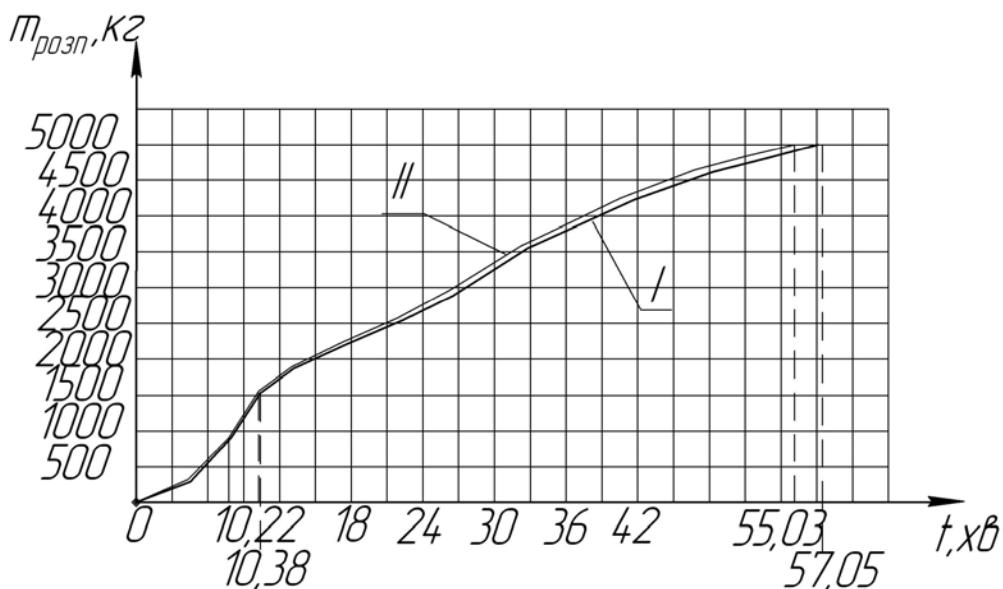


Рис. 1. Залежність маси розплаву від загального часу процесу плавлення для завалки  $m_0 = 5000$  кг:

I – з урахуванням теплообміну з навколишнім середовищем;  
II – без урахування

Різниця розрахункового часу при врахуванні і нехтуванні теплообміном з навколишнім середовищем для різних мас завантаження в середньому складає 4 %. Різниця в 4 % знаходитьться в межах допустимої похибки для теплофізичних розрахунків в металургії, але необхідно зауважити, що піч не є ізольованим від навколишнього середовища агрегатом і врахування цього виду теплообміну дає змогу більш коректно описати механізми передачі теплоти, процес теплообміну в цілому і визначити витрати енергії.

На етапі проплавлення колодязів розплавлений метал стікає вниз під дією сили тяжіння. При цьому він передає свою теплоту розташованим нижче шарам шихти (рис. 2) шляхом конвективного теплообміну. Рухливими границями в період, який розглядається, є верхня границя «болота»  $Z_\delta(\tau)$ , що переміщується в результаті стікання в нього рідкого металу та границі областей колодязів  $Z_{ik}(\tau)$ .

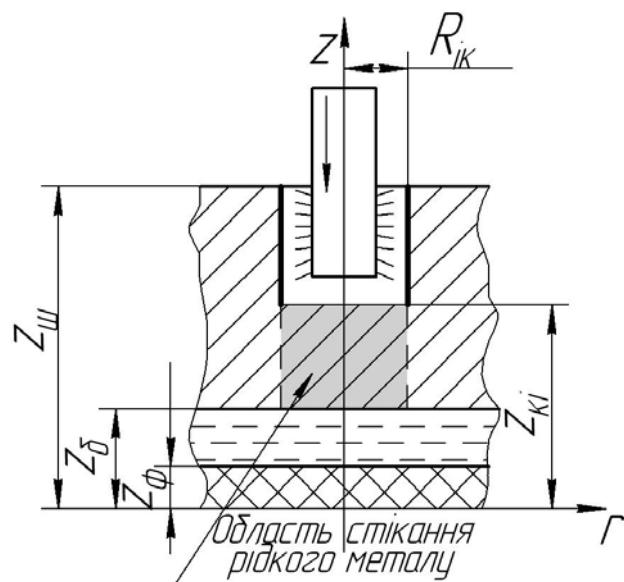


Рис. 2. Схема теплообміну в колодязях

Стікаючий розплав створює додаткове джерело теплоти, яке забезпечує прогрівання шарів шихти, що знаходяться в області дії електродів. Для врахування конвективного теплообміну з рідким металом в області руху електродів, задавалась гранична умова третього роду:

$$\lambda_{uu} \frac{\partial T}{\partial z} \Big|_{(z=F_{uu})} = \alpha_{Vpp} (T_{pm} - T_{uu}); \quad (5)$$

$$\lambda_{uu} \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{(r=R_{ik})} = \alpha_{Vpp} (T_{pm} - T_{uu}), \quad (6)$$

де  $\alpha_{Vpp}$  – об’ємний коефіцієнт тепловіддачі рідкого металу,  $Bm/(m^2K)$ ;  $T_{pm}$  – температура рідкого стікаючого металу,  $K$ ;  $R_{ik}$  – радіус  $i$ -того колодязя,  $m$ . Бокова поверхня колодязя приймається нерухливою границею, а величина  $R_{ik}$  визначається як подвійний діаметр електродів.

Для оцінки необхідності врахування цього виду теплообміну при моделюванні роботи дугової печі були проведені розрахунки, результати яких для первинної завалки  $m_0 = 5000$  кг наведені на рис. 3. При проведенні розрахунків вхідні дані щодо геометрії печі і теплофізичних властивостей завалочних матеріалів та умови теплообміну були однакові за винятком наявності або відсутності теплообміну з рідким металом.

В проведених розрахунках коефіцієнт тепловіддачі від стікаючого металу було встановлено за формулою  $Nu = 4,8 + 0,014Pe^{0,8}$  згідно [5], де  $Pe$  – критерій Пекле, що визначається як  $Pe = \frac{\omega d}{a}$ ,  $a$  – коефіцієнт температуропровідності рідкого металу.

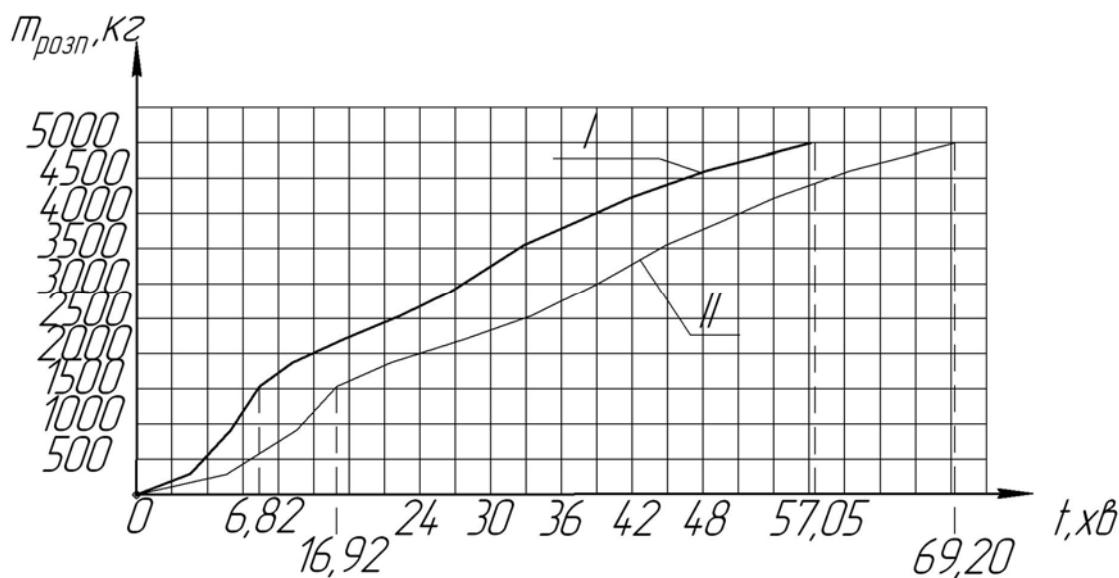


Рис. 3. Залежність маси розплаву від часу для завалки  $m_0 = 5000$  кг:  
I – з урахуванням теплообміну зі стікаючим металом;  
II – без урахування

З даних, отриманих при розрахунках, зроблено висновок, що при врахуванні тепловіддачі від стікаючого металу для первинних завалок 3000 – 5000 кг значення загального розрахункового часу плавлення шихти зменшується в середньому на 14 %.

В результаті протікання окислювальних реакцій (особливо при використанні технології введення кисню) атмосфера печі на етапах закритого і відкритого горіння дуг заповнюється пічними газами, що створюють додаткове джерело прогрівання шихти шляхом конвективного теплообміну. Конвективний теплообмін між пічними газами та шихтою врахований у математичній моделі [4], за рахунок введення наступної граничної умови третього роду:

$$\lambda_{uu} \frac{\partial T}{\partial z} \Big|_{z=Z_{uu}} = \alpha_V (T_e - T_{uu}). \quad (7)$$

В роботах деяких авторів вплив конвективного теплообміну між пічними газами і шихтою, що має місце в період закритого і відкритого горіння дуг, не враховується. Для визначення необхідності врахування цього виду теплообміну були проведені чисельні розрахунки. Вплив зневажання цього виду теплообміну на загальну тривалість плавлення для первинної завалки  $m_0 = 5000$  кг наведено на рис. 4.

На основі аналізу отриманих даних, було встановлено, що нехтування цим видом теплообміну призводить до збільшення розрахункового часу етапів закритого і відкритого горіння дуг в середньому на 8 – 9 % для завалок різної маси.

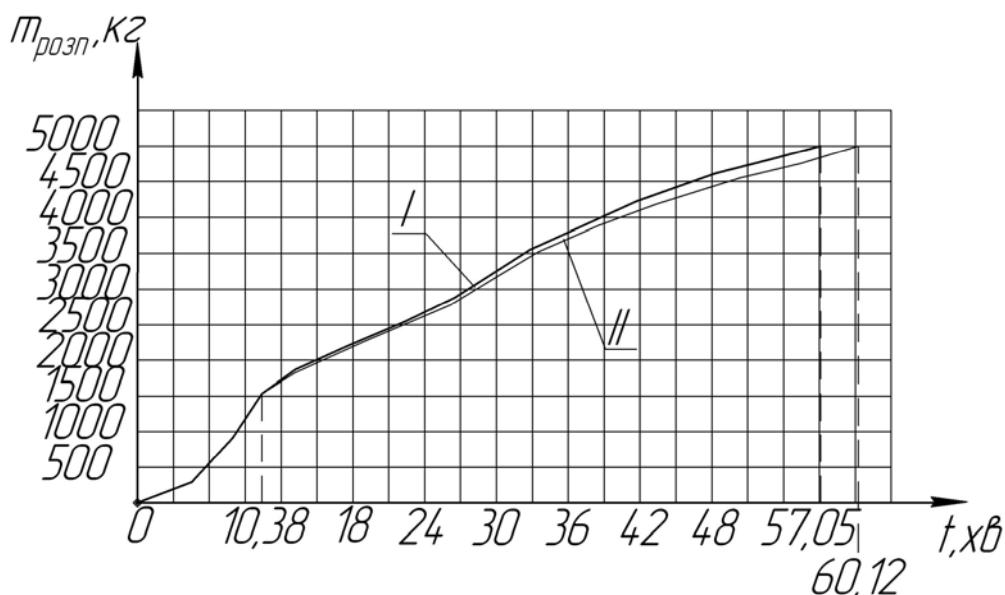


Рис. 4. Залежність маси розплаву від загального часу плавлення:  
I – з урахуванням конвективного теплообміну шихти з пічними газами;  
II – без урахування

Результати чисельних випробувань показали доцільність уточнення математичної моделі електродугової печі за рахунок врахування конвективної складової теплообміну. Параметрична ідентифікація та оцінка адекватності уточненої математичної моделі проводилась на основі даних промислових плавок на печі ДСП-3М ОАО «Стальзавод» м. Дніпродзержинськ, ДСП-4 ООО «Циркон» м. Дніпродзержинськ. Відхилення розрахункових даних від даних промислових плавок не перевищує похибки розрахунків теплофізичних величин в металургії і складає не більше 5 %, що дає змогу вважати отримані дані такими, що відповідають дійсності.

### Висновки

Шляхом чисельних експериментів теоретично обґрунтована необхідність врахування конвективного теплообміну між пічними газами і металошихтою, тепловіддачі від стікаючого металу та конвективно-радіаційного теплообміну з навколошнім середовищем. Доведено, що нехтування у моделі конвективною складовою призводить до похибки розрахунку тривалості плавлення шихти: 4 % – при неврахуванні конвективно-радіаційного теплообміну з навколошнім середовищем, 14 % – при неврахуванні тепловіддачі від стікаючого металу, 8 – 9 % – при неврахуванні теплообміну між пічними газами і металошихтою. Використання уточненої математичної моделі дає змогу

отримати більш коректні, наближені до промислових результаті порівняно з експериментальними і розрахунковими даними інших авторів.

### Список літератури

1. Егоров А. В. Электроплавильные печи черной металлургии : [уч. пособие для студентов вузов, обуч. по спец. «Металлургия черных металлов»] . – М. : Металлургия, 1985. – 280 с.
2. Игнатов И. И. Математические модели теплообмена в ДСП // Математическое моделирование и расчет дуговых и плазменных сталеплавильных печей. – М. : ВНИИЭТО, 1983. – С. 17–19.
3. Тимошпольский В. И. Промышленные теплотехнологии: моделирование нелинейных процессов : [учеб. для вузов] / В. И. Тимошпольский, И. А. Трусова, А. П. Несенчук. – Минск : Высшая школа, 2000. – 319 с.
4. Яловая Е. Н, Болотов В. Ю. Разработка математической модели плавления металошихти в дуговой сталеплавильной печи при исследовании влияния режимов работы энерготехнологического оборудования на продолжительность плавки // Сборник научных трудов ДГТУ. – Днепродзержинск : ДГТУ. – 2007. – № 8. – С. 211 –216.
5. Явойский В. Н. Теория продувки сталеплавильной ванны / Явойский В. Н., Дорофеев Г. А., Повх И. Л. – М. : Металлургия, 1974. – 496 с.

*Рукопис надійшов 12.10.2009 р.*

UDC 66.021.4:621.63

**Mikolaj D.** – Ing., PhD., TU of Košice, SjF, KET, Slovakia

**Lazić L.** – Prof. dr. sc., Faculty of Metallurgy, University of Zagreb, Croatia

**Kizek J.** – doc. Ing., PhD., Department of Furnaces and Thermal Technology, Faculty of Metallurgy, Technical University in Košice, Slovakia

## **FLOWMETER BASED ON HEAT TRANSFER FUNDAMENTALS**

*The article deals with problem of flow measurement of ventilators for cooling purposes. Measurement method is based on calorimetric principle which is the measurement method of equipment called Thomas cylinder. The whole measuring mode with description of individual elements of measuring equipment and process of measured data processing is introduced. In conclusion there is a list of measured values of tested ventilator and ventilator characteristic is created.*

*Key words:* *flowmeter, measurement method, measuring equipment, calorimetric principle, Thomas cylinder.*

### **Introduction**

Calorimetric method that is used for ventilator flow measurement is generally based on elementary relation:

$$P = Q_m \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1), \quad (1)$$

or

$$P = \rho \cdot Q_V \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1), \quad (2)$$

where  $P$  – thermal power, W;  $Q_m$  – mass flow,  $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ;  $Q_V$  – volume flow,  $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ;  $c_p$  – specific heat capacity,  $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ;  $T_1$  – temperature before heating, K;  $T_2$  – temperature after heating, K;  $\rho$  – air density,  $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ .

While using the calorimetric method for ventilator flow measurement the flow can be formulated by the relation (2)

$$Q_V = \frac{P}{\rho \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1)}, \quad (3)$$

The relation says that ventilator flow measurement by calorimetric method consists in heat performance measurement of given air flow, measurement of air temperature change ( $T_2 - T_1$ ) caused by heat given to the air flow and knowledge of value of specific heat capacity  $c_p$  depending on actual conditions of air flow.

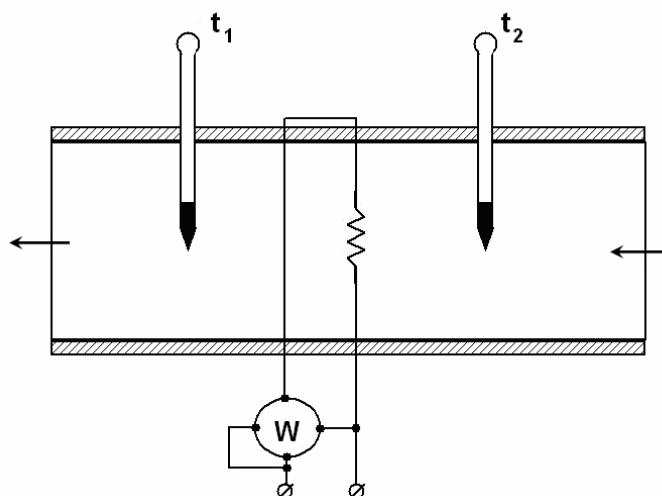


Figure 1. Working principle of heat transfer measurement

The equipment called Thomas cylinder which uses described principle is described in figure 1. The air flow goes through the duct (mostly with circle cross section) whose walls are made from material with very low heat conductivity (high heat resistance). Inside of Thomas cylinder there is air heating element. Thomas cylinder uses the difference of temperature of coming air which comes and goes out from heat isolated measurement cylinder and which is heated by known heat power  $P$ . The measurement part of Thomas cylinder consists of two temperature detectors created by thermocouples. They are placed on opposite ends of measurement cylinder and the thermocouples are placed in grate which covers the whole cross section of cylinder. Thermocouples of both temperature detectors are differentially connected – each thermocouple of incoming air temperature detector is connected with thermocouple of outgoing detector in a way that the thermo voltage can be subtracted. The final voltage is proportional to average difference of temperature of incoming and outgoing air flow in the whole cylinder cross section. Between temperature detectors is electric heating element with constant heating value and it is reeled to cover the whole cylinder cross section. The air flow  $Q_V$  is calculated from input power of heating element, difference of temperature of incoming and outgoing air, specific heat capacity and density of air according to the relation (3).

### Problem definition

The equipment for flow measurement – Thomas cylinder together with balancing pipes has the aerodynamic resistance. The aerodynamic resistance of measurement equipment raises aerodynamic resistance of ventilator circuit. This cause smaller flow in ventilator in time of measurement compared to the real conditions. In order to eliminate the effect of aerodynamic resistance of measurement equipment is used method based on com-

pensation of loss of pressure in section of measurement equipment. The scheme of equipment utilizing this method is shown on figure 2. Intake opening of ventilator is hermetically connected to large volume chamber. From the other side there is compensating ventilator, measurement machine – Thomas cylinder together with adjusting pipe-line. The air flows through the pipes, Thomas cylinder, compensating ventilator, chamber and circuit of ventilator. Micromanometer connected to the chamber and surrounding air records the pressure loss on the section of Thomas cylinder and adjusting pipe-line. Compensating ventilator is supplied from frequency changer which can change its power and adjust the pressure difference on zero. In this condition between inside of chamber and atmosphere there is no pressure difference, so it means the influence of aerodynamic resistance of Thomas cylinder and adjusting line is eliminated. Measured flow in this case responds to the real maximum flow in ventilator. Thomas cylinders are produced with different diameters. Its measurement range depends on diameter of cylinder. With regard to the measurement precision the average speed of flow in cylinder should be in range

$$u = (1 \div 10), \quad (4)$$

The lower-bound of speed is the result of the fact that while very low speeds of flow in certain places of cross section of cylinder there cannot be a flow and measurement grates will not have mean temperature of flowing air. The upper bound results from tensile properties of grate. While high speeds of flow there can be a wire tension in grates which can lead to change of grates' resistance. According to the relation (4) the measurement range of cylinder depends on its diameter

$$Q_V = u \cdot S = (1 \div 10) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 = (0,8 \div 8) \cdot D^2, \quad (5)$$

where  $D$  – inner diameter of Thomas cylinder, m;  $u$  – velocity of agitated air,  $m \cdot s^{-1}$ ;  $Q_V$  – air flow of cylinder,  $m^3 \cdot s^{-1}$ .

The increase of air temperature in cylinder should not exceed certain range. The recommended range for increase of temperature is  $\Delta T = (4 \div 8 \text{ } ^\circ\text{C})$ . The lower-bound is dependent on measurement accuracy. The higher temperature increase is, the higher measurement sensitivity there is. The upper bound is dependent on heat losses through the cylinder walls and other circumstances.

### Description of measuring apparatus

To make the measurement by Thomas cylinder more precise and effective the whole measurement equipment was embed by measuring probes and appliances that enable the collection of data online and consequential interpretation of all relevant data in computer. Calorimetric method as was described in introduction requires the measurement of following data.

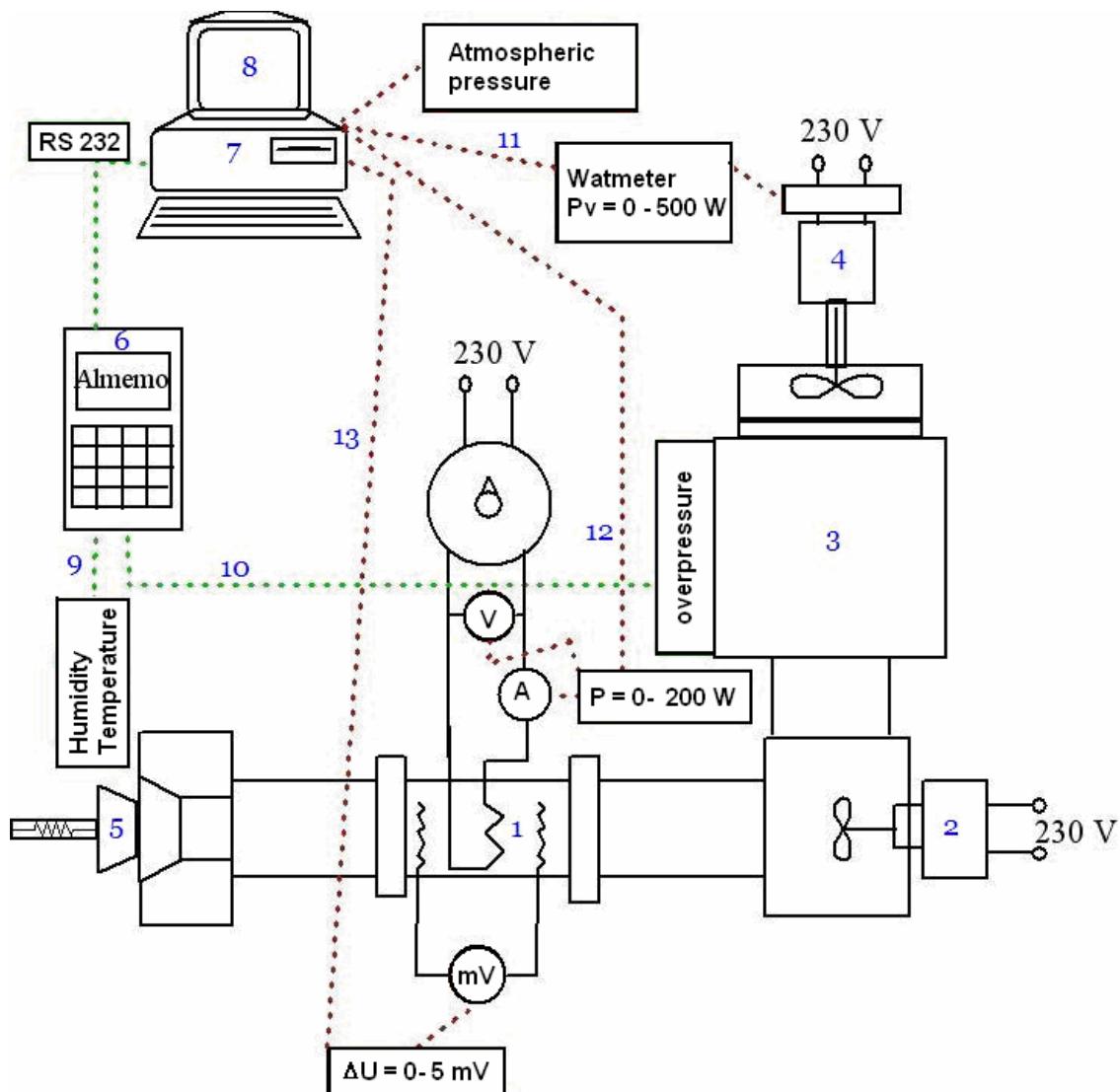


Figure 2. Scheme of measuring equipment with Thomas cylinder:  
 1 – Thomas cylinder, 2 – compensating ventilator fed from frequency changer,  
 3 – surge chamber, 4 – tested ventilator, 5 – flow regulator, 6 – measuring  
 device Almemo, 7 – measuring device Mersta, 8 – PC, 9 – temperature  
 and humidity measurement, 10 – pressure difference measurement,  
 11 – measurement of input power of ventilator, 12 – measurement of input  
 power of heater element, 13 – voltage of thermocouple measurement

The basis is the measurement of input power of electric heating element  $P$  and voltage on thermocouples  $U_t$ . The measured data in measurement equipment Mersta are changed into digital signal and through serial interface they are sent to PC. Besides these data Mersta also measures input power of tested ventilator  $P_v$ . To ensure the real conditions in which the ventilator works it is important to provide current atmospheric pressure in surge chamber. The pressure differential between atmosphere and pressure in chamber is scanned by differential air-pressure probe which is connected with measurement device Almemo. There is also specific heat capacity of

air in calculation of flow throw ventilator. This capacity is changed with the temperature and with the moisture content in air. These data are scanned by individual probe thanks to the five-channel device Almemo. This device enables connection to PC thanks to the serial interface RS232. The complete calculation of flow which can be done on the basis of measured data saved online in PC requires also the atmospheric pressure value. The atmospheric pressure is measured by station barometer and it is put manually into the software before the measurement. The measuring and calculating software enables after clicking on correspondent measured value also its time progress.

### Measuring accuracy procedure

The most important value of ventilators especially those that are used for chilling is determination of transport amount which is characterized by flow. After launching of tested ventilator placed on measurement equipment the measurement software starts. This software enables saving all measured and calculated values into output file either in text format or xml format. These saved data can be further processed by spreadsheet program.

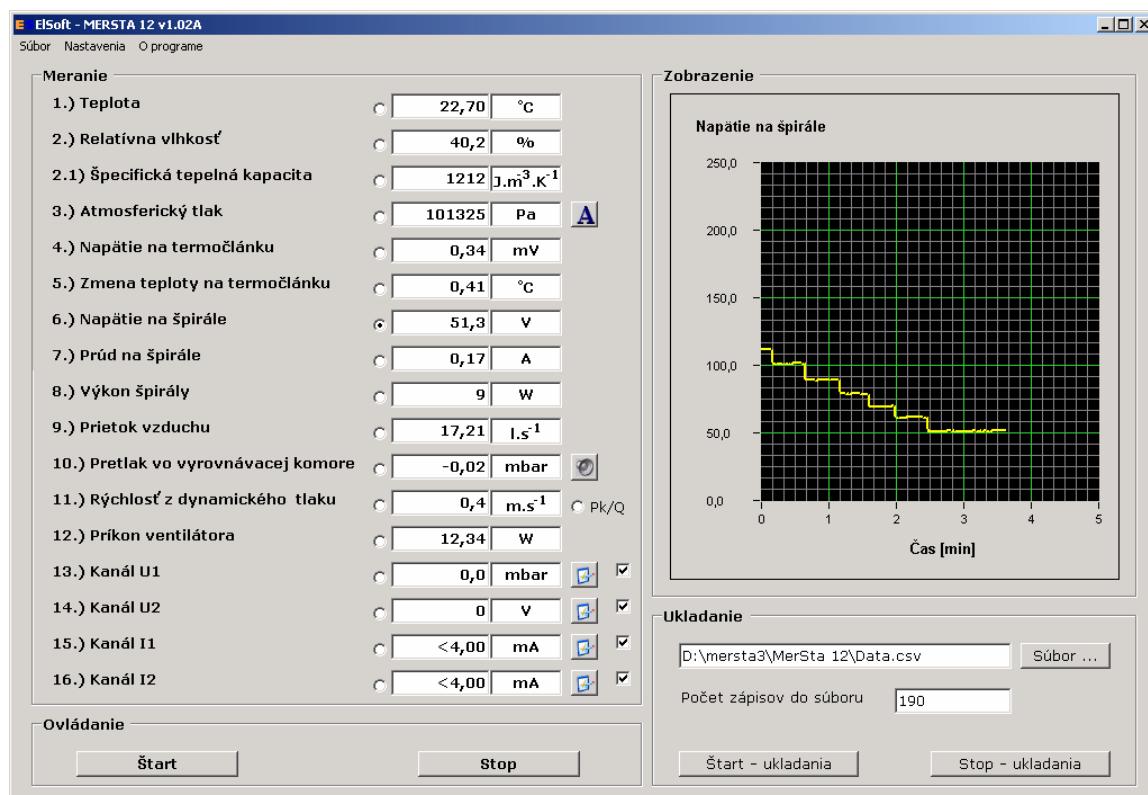


Figure 3. Screen view of measuring software with presentation of voltage on heater element course

For determination of ventilator characteristics it is important to measure value of flow in various pressure loss of pipes. The pressure loss of pipes can be simulated by throttling the entrance pipes cross section. Since the compensating ventilator which serves for balancing of pressure in surge chamber was embed by frequency changer it was important to verify whether it has negative influence on measurement results. For this purpose there have been series of measurements. In the first set of measurements by means of frequency changer the operating speed of compensating ventilator were set to balance the pressure difference between surge chamber and atmosphere on the zero value. Then by the means of regulation equipment the negative pressure in surge chamber was increased and the flow was measured. In the second set of measurements the negative pressure in surge chamber was created by lowering of operational speed of compensating ventilator by frequency changer.

### Results of observation

Lowering of operational speed of compensating ventilator by frequency changer led to negative pressure till the value 36 Pa. Another negative pressure increase was possible only by regulating device. The maximum negative pressure which could be made by tested ventilator was 90 Pa. Following the measured values in figure 4 there is ventilator characteristics. It is clear that in a direction to maximum flow the values are different. The more different deviation is in figure 5 where the approximation curves are drawn by regression analysis. We can conclude that for the most precise results it is advisable to use only throttling by regulating device for ventilator characteristics drawing.

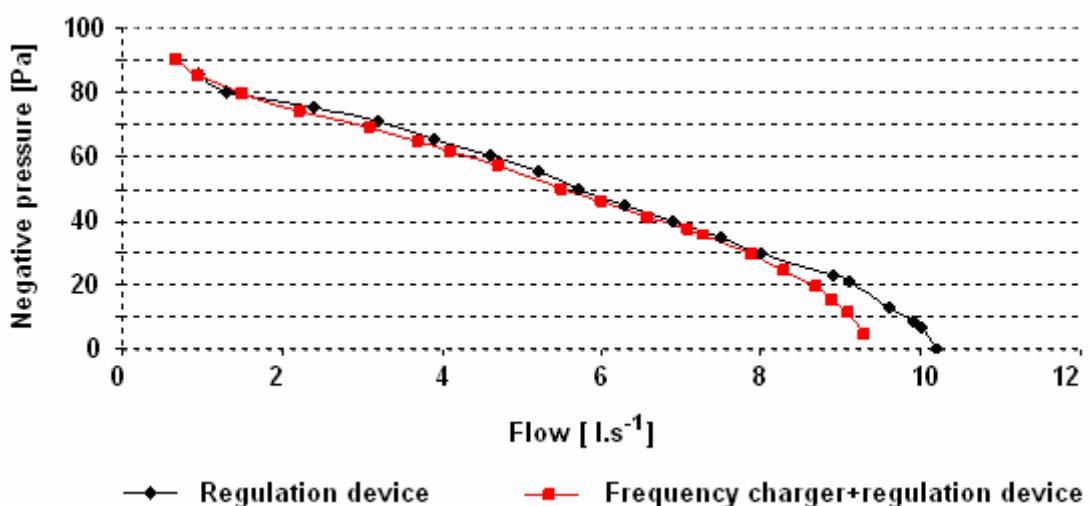


Figure 4. Measured values progress at measurement on Thomas cylinder

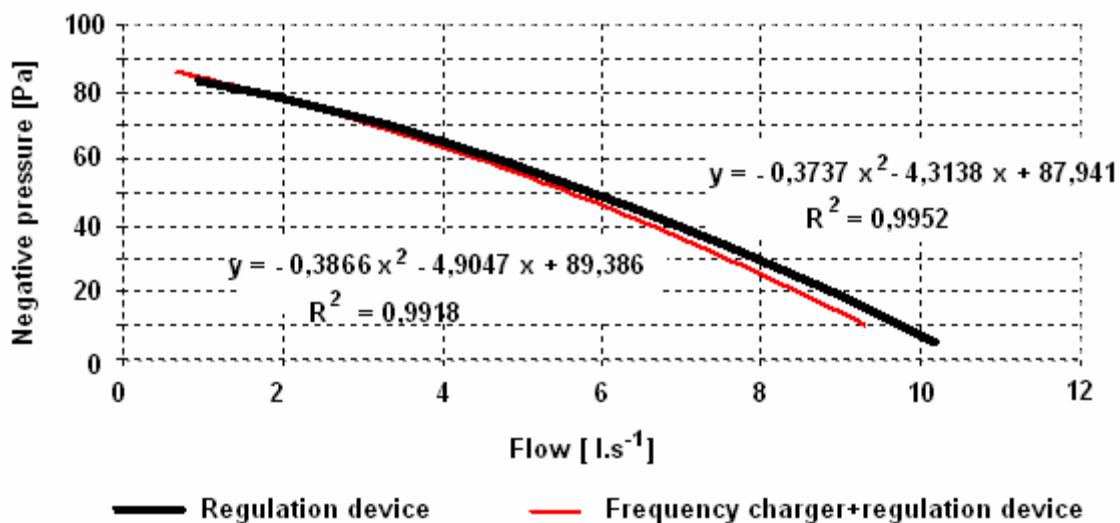


Figure 5. Ventilator characteristic based on regression analysis

### Conclusion

There are many measurement methods and procedures for air flow measurement. They are more or less precise. The most precise method is method based on calorimetric principle. Calorimetric principle is used also in measurement by Thomas cylinder. Although this method is precise it is based on measurement of quite big range of parameters and the calculation of flow is rather complicated. If the whole measurement equipment is designed in a way that all the necessary data are gathered and processed in PC, the measured flow is directly displayed on pc screen without necessity of further calculations.

Thomas cylinder is specifically suitable for measurement of ventilator flow used for cooling the electrical machines in which the determination of cooling performance of air flow is important. This way of measurement has also other advantages. All measured values necessary for flow calculation are recorded and saved in external text file. These values can be further effectively processed in spreadsheet processor. It means that we can get ventilator performance characteristics or time response of particular measured values. The measurement is less laborious and time consuming then measurement by vane anemometer or thermoanemometer. Not to influence the values necessary for ventilator characteristics measured by Thomas cylinder by some serious mistake it is important for the negative pressure in surge chamber to be made only by throttling of regulation device.

The article is partial output from solution of project VEGA 1/0010/08.

### References

1. Hak J. Výpočet chlazení elektrických strojů. 1.díl, Fyzikální podklady výpočtu chlazení a ventilační výpočet / Hak J., Ošielšiak O. – 1.vyd. Brno : Výzkumný a vývojový ústav elektrických strojů točivých, 1973. – 628 s.
2. Mukosiej J. Badania cieplne i wentylacyjne maszyn elektrycznych / Mukosiej J., Zapasnik R. – 1. vyd. Warszawa : Wydawnictwa Naukowo-Techniczne Warszawa, 1964. – 244 s. 77216/En.
3. Rajniak I. Tepelno-energetické a emisné merania / Ivan Rajniak, Peter Zavodov, Ľubor Kučák. – Kníhtlačiareň Svornosť, spol. s.r.o., Bratislava, 1997. – 482 s. ISBN 80-88683-20-3.
4. Vitázek I. Tepelné procesy v plynnom prostredí / Ivan Vitázek. – 1.vyd. Nitra. SPU v Nitre, 2006. – 98 s. ISBN 80-8069-716-7.
5. Taraba B. Hydromechanika a termomechanika / Bohumil Taraba, Mária Behúlová, Helena Kraváriková. – Edičné stredisko STU, Bratislava, 2004. – 241 s.
6. Malcho M. Meranie tepelných strát u impulzných zdrojov elektrickej energie / Milan Malcho, Jozef Jandačka, Alexander Čaja, Zdenko Horváth, Helena Smatanová // FLUID MECHANICS AND THERMOMECHANICS, XXV. Medzinárodná konferencia katedier mechaniky tekutín a termomechaniky, Modra-Harmónia, 28.-30.jún 2006. – S. 35. ISBN 80-227-2434-3.

*Рукопись поступила 25.09.2009 г.*

## **А Н О Т А Ц І Ї**

УДК 629.7:533.6.001

**Басок Б.І., Гоцуленко В.В.**

**Проблема термоакустических колебаний и вибрационного горения.**

С. 5- 15.

Рус.

Библ.- 20 назв.

Рассмотрены аналитическое описание феномена Рийке, явления «поющегого» пламени Хиггинса и вибрационное горение. Обосновано, что теплоподвод образует на напорной характеристике соответствующего устройства или камеры горения восходящую ветвь, которая является причиной возбуждения термоакустических автоколебаний. Образование восходящей ветви на напорной характеристике теплоподвода осуществляется действием механизмов неустойчивости, вытекающих из условия положительности акустической энергии потока. При вибрационном горении такие колебания имеют диаметрально противоположные свойства колебаниям, возникающим из-за запаздывания сгорания топлива, предложенного Л. Крокко. Установлено, что с повышением волнового сопротивления устройства, амплитуда рассматриваемых термоакустических автоколебаний уменьшается, а амплитуда автоколебаний возбуждающихся механизмом запаздывания сгорания – возрастает. Исходя из того, что под разрежением амплитуда релаксационных колебаний, обусловленных запаздыванием, уменьшается, предложена камера горения, исключающая такие колебания.

Ключевые слова: термоакустические автоколебания, вибрационное горение, механизм неустойчивости, предельный цикл, управление амплитудой.

**Басок Б.І., Гоцуленко В.В.**

**Проблема термоакустичних коливань і вібраційного горіння.**

Розглянуто аналітичний опис феномену Рійке, явища «гучного» полум'я Хіггинса та вібраційне горіння. Обґрунтовано, що теплопідвід утворює на напірній характеристиці відповідного пристрою або камери горіння висхідну гілку, яка є причиною збудження термоакустичних автоколивань. Утворення висхідної гілки на напірній характеристиці теплопівштування здійснюється дією механізмів нестійкості, витікаючих з умови позитивності акустичної енергії потоку. При вібраційному горінні такі коливання мають діаметрально протилежні властивості коливанням, виникаючим через запізнювання згоряння палива, запропонованого Л. Крокко. Встановлено, що з підвищенням хвильового опору пристрою, амплітуда термоакустичних автоколивань зменшується, а амплітуда автоколивань, що збуджуються механізмом запізнювання згоряння – зростає. Виходячи з того, що під розрідженням

амплітуда релаксаційних коливань, обумовлених запізнюванням, зменшується, запропонована камера горіння, що виключає такі коливання.

Ключові слова: термоакустичні автоколивання, вібраційне горіння, механізм нестійкості, граничний цикл, керування амплітудою.

*Basok B.I., Gotsulenka V.V.*

*Problem of thermoacoustic fluctuations and vibrating burning.*

The analytical description of Rijke phenomenon, the phenomenon of Higgins «singing» flame and vibrating burning is considered. It is proved that a heat supply device forms on the pressure characteristic of the corresponding device or the combustion chamber an ascending branch which is the reason for agitation of thermoacoustic self-oscillations. Formation of an ascending branch of the pressure characteristic is carried out by the action of instability mechanisms following the a condition of positivity of stream acoustic energy. During the vibration burning such fluctuations have opposite properties to the fluctuations arising because of combustion delay of the fuel offered by L. Krokko. It is established that with increase in wave resistance the amplitude of the considered thermoacoustic self-oscillations decreases and the amplitude of self-oscillations stimulated by the mechanism of combustion delay grows. Recognizing that in condition of under-pressure the amplitude of relaxational fluctuations caused by delay decreases, the combustion chamber excluding such fluctuations is offered.

Key words: thermoacoustic self-oscillations, vibrating burning, mechanism of instability, finite cycle, control of amplitude.

УДК 536.24:536.27

**Безродный М.К., Барабаш П.А., Назарова И.А., Костюк А.П.**

**Тепловые характеристики проточного барботажного слоя контактных утилизаторов теплоты.**

С. 16-26.

Рус.

Библ.- 4 назв.

Представлены результаты экспериментального исследования тепловых характеристик проточного барботажного слоя при нагреве воды парогазовой смесью в вертикальном канале. Получено значение предельной температуры нагрева воды в условиях барботажного режима течения. Предложено соотношение для определения предельной плотности орошения и максимальной тепловой нагрузки контактного утилизатора теплоты.

Ключевые слова: проточный барботажный слой, предельная температура нагрева, предельная плотность орошения.

**Безродний М.К., Барабаш П.О., Назарова І.О., Костюк О.П.**

**Теплові характеристики проточного барботажного шару контактних утилізаторів теплоти.**

Наведено результати експериментального дослідження тепломасообміну при нагріванні води парогазовою сумішшю в вертикальному каналі. Отримано значення граничної температури нагріву води в умовах барботажу. Запропоновано рівняння для визначення граничної густини зрошення.

Ключові слова: проточний барботажний шар, гранична температура нагріву, гранична густина зрошення.

*Bezrodny M.K., Barabash P.A., Nazarova I.A., Kostjuk A.P.*

*Thermal characteristics of running bubbling layer of contact heat recycler.*

The results of experimental research into thermal characteristics of the running bubbling layer are presented for heating of water vapor-gas mixture in a vertical channel.

The value of maximum temperature of water heating is obtained in the conditions of the bubbling flow mode. Correlation for determination of maximum irrigation density.

Key words: running bubbling layer, maximum temperature of heating, maximum density of irrigation.

УДК 621.3: 658.26

**Безродний М.К., Варламов Г.Б., Тимакова Т.В., Шовкалюк Ю.В., Шовкалюк М.М.**

**Навчально-експериментальний стенд для дослідження комбінованої схеми джерела тепlopостачання з використанням твердопаливного та конденсаційного котла.**

С. 27-33.

Укр.

Бібл.- 10 назв.

Завдяки впровадженню нових форм співробітництва провідних організацій виробників теплоенергетичного обладнання і ВНЗ для якісної підготовки спеціалістів-теплоенергетиків передбачається створення спільногоНавчально-наукового центру «КПІ»-Бош».

Розроблено проект навчально-експериментального стенду для дослідження характеристик роботи сучасного теплоенергетичного обладнання та моделювання режимів роботи, проведення аналізу отриманих результатів експериментальних даних, виконання різних наукових робіт, вдосконалення керування енергоустановками.

Ключові слова: експериментальний стенд, конденсаційні котли, твердопаливні котли.

*Безродный М.К., Варламов Г.Б., Тимакова Т.В., Шовкалюк Ю.В., Шовкалюк М.М.*

*Учебно-экспериментальный стенд для исследования комбинированной схемы источника теплоснабжения с использованием твердотопливного и конденсационного котла.*

Благодаря внедрению новых форм сотрудничества ведущих организаций производителей теплоэнергетического оборудования и Вузов для качественной подготовки специалистов-теплоэнергетиков предусматривается создание общего учебно-научного центра «КПИ»-Бош».

Разработан проект учебно-экспериментального стенда для исследования характеристик работы современного теплоэнергетического оборудования и моделирования режимов работы, проведения анализа полученных результатов экспериментальных данных, выполнения разных научных работ, совершенствования управления энергоустановками.

Ключевые слова: экспериментальный стенд, конденсационные котлы, твердотопливные котлы.

*Bezrodny M., Varlamov G., Timakova T., Shovkalyuk Y., Shovkalyuk M.*

*Educational-experimental installation for research into the combined scheme of heat supply system with the use of solid-propellant and condensation boiler.*

Creation of the joint educational and scientific center «KPI – Bosch» is the result of new forms of cooperation between the leading organizations producing heat and power equipment and higher educational institutions for high-quality training of specialists in power engineering. To draft design of educational experimental unit is developed for the research into work characteristics of modern power equipment.

Key words: experimental installation, condensing boilers, solid fuel boilers.

УДК 536.423.4

**Безродний М.К., Голіяд М.Н., Барабаш П.О., Голубев О.Б., Назарова І.О., Костюк О.П.**

*Тепло- і масовіддача при охолодженні парогазової суміші в проточному барботажному контактному апараті.*

С. 34-45.

Укр.

Бібл.- 13 назв.

В роботі наведено результати експериментальних досліджень тепло- і масовіддачі при супутньому русі замкнутих пароповітряних включень і охолоджуючої води в вертикальній трубі. Показано, що обмінні процеси відбуваються на початковій гідродинамічній та тепловій ділянці. Підтверджена висока інтенсивність процесів тепло- і масообміну, отримано узагальнюючі залежності.

**Ключові слова:** двофазовий потік, спутній рух, конденсація, початкова ділянка.

*Безродний М.К., Голияд М.Н., Барабаш П.А., Голубев А.Б., Назарова І.А., Костюк А.П.*

*Тепло- и массоотдача при охлаждении парогазовой смеси в пропорциональном барботажном контактном аппарате.*

В работе приведены результаты экспериментальных исследований тепло- и массоотдачи при спутном движении замкнутых паровоздушных включений и охлаждающей воды в вертикальной трубе. Показано, что обменные процессы происходят на начальном гидродинамическом и тепловом участке. Подтверждена высокая интенсивность процессов тепло- и массообмена, получены обобщающие зависимости.

**Ключевые слова:** двухфазный поток, спутное движение, конденсация, начальный участок.

*Bezrodny M.K., Goliyad N.N., Barabash P.A., Golubev A.B., Nazarova I.A., Kostjuk A.P.*

*Heat and mass radiation while cooling of vapor-gas mixture in a running bubbling contact apparatus.*

The results of experimental research into heat and mass transfer are presented for co-current flow of the closed vapor-gas inclusions and cooling water in a vertical pipe. It is shown that exchange processes take place in the initial hydrodynamic and thermal area. High intensity of heat and mass transfer processes is confirmed, summarizing correlations are obtained.

Key words: two-phase flow, co-current motion, condensation, initial area.

УДК 669.046.554:669.184.132:53.072

**Волкова Е.И., Рябов Д.Ю., Шеллер П.Р.**

*Образование газовой струи и разрыв шлакового слоя при продувке жидкой стали газом в ковше внепечной обработки.*

С. 46-53.

Рус.

Библ.- 9 назв.

Продувку инертным газом используют для гомогенизации химического состава и температуры, для удаления неметаллических включений и для легирования. Знание характеристик двухфазового потока при этом важно для оптимизации и управления перечисленными процессами. Были проведены промышленные и лабораторные исследования геометрических и скоростных характеристик двухфазового потока, а также геометрии разрыва шлакового слоя. Геометрические характеристики и скорость движения двухфазового потока показывают сильную зависимость от вдуваемого количества аргона. Анализ подобия показал, что критерий Мортонса подходит для моделирования

процесса продувки жидкотекущей стали газом. Экспериментальные исследования подтвердили хорошую сходимость результатов между лабораторными и производственными агрегатами.

**Ключевые слова:** продувка стали, продувочное пятно, двухфазовый поток, диаметр пузырька, водная модель, физическое подобие.

*Волкова О.І., Рябов Д.Ю., Шеллер П.Р.*

*Утворення газового струменя і розрив шлакового шару при продуванні рідкої сталі газом в ковші позапічної обробки.*

Продування інертним газом використовують для гомогенізації хімічного складу і температури, для видалення неметалевих включень і для легування. Знання характеристик двофазового потоку при цьому важливе для оптимізації і управління перерахованими процесами. Були проведені промислові і лабораторні дослідження геометричних і швидкісних характеристик двофазового потоку, а також геометрія розриву шлакового шару. Геометричні характеристики і швидкість руху двофазового потоку показують сильну залежність від кількості аргону, що вдувається. Аналіз подібності показав, що критерій Мортонна підходить для моделювання процесу продування рідкої сталі газом. Експериментальні дослідження підтвердили добру збіжність результатів між лабораторними і виробничими агрегатами.

**Ключові слова:** продування сталі, продувальна пляма, двофазовий потік, діаметр бульбашки, водна модель, фізична подібність.

*Volkova O., Ryabov D., Scheller P.R.*

*Gas flow formation and slag layer break during the liquid steel blowing by gas in out-of-furnace ladle.*

Inert gas blowing is used for homogenization of chemical composition and temperature, disposal of non-metal insertions and alloying. Knowing characteristics of 2-phase flow is important for optimizing and controlling the above mentioned processes. Industrial and laboratory research into geometrical and speed characteristics of 2-phase flow, as well as slag layer geometry break has been done. Similarity analysis has proved that Morton criterion is suitable for modelling liquid steel blowing by gas. Experimental research proved a good agreement of the laboratory and plant results.

**Key words:** steel blowing, eye, plume, 2-phase flow, bubble diameter, water model, physical similarity.

УДК 669.046:532

*Гичёв Ю.А., Бевз Л.С., Коваль К.М., Ступак М.Ю.*

*Опытно-промышленные исследования пульсационного сжигания топлива при сушке и разогреве сталеразливочных ковшей.*

С. 54-67.

Рус.

Библ.- 3 назв.

Приведены результаты опытно-промышленных исследований пульсационного сжигания топлива при сушке и разогреве сталеразливочных ковшей. Установлена достаточно высокая работоспособность и экономичность системы пульсационного сжигания. Уменьшение потребления природного газа и, соответственно, его экономия составили при сушке ковшей 8 – 25 %, а при разогреве – 20 – 38 %. Представлен анализ полезно использованной теплоты и потерь теплоты в сравнении с обычной технологией термообработки ковшей (без пульсаций). При пульсационной обработке заметно возрастает полезное использование теплоты топлива за счет интенсификации теплообмена и снижения химического недожога топлива. Интенсификации теплообмена способствует исключение застойных зон в рабочем объеме ковша вследствие пульсаций и соответствующего увеличения активной тепловоспринимающей поверхности рабочего объема ковша.

**Ключевые слова:** пульсация, сушка, разогрев, сталеразливочный ковш, интенсификация теплообмена.

*Гічов Ю.О., Бевз Л.С., Коваль К.М., Ступак М.Ю.*

*Дослідно-промислові дослідження пульсаційного спалювання палива при сушці та розігріві сталерозливальних ковшів.*

Наведено результати дослідно-промислових досліджень пульсацийного спалювання палива при сушці та розігріві сталерозливальних ковшів. Встановлена достатньо висока працездатність та економічність системи пульсацийного спалювання. Зменшення використання природного газу та відповідно його економія склали при сушці ковшів 8 – 25 %, а при розігріві – 20 – 38 %. Представлено аналіз корисно використаної теплоти та втрат теплоти в порівнянні зі звичайною технологією термообробки ковшів (без пульсаций). При пульсацийній обробці помітно зростає корисне використання теплоти палива за рахунок інтенсифікації теплообміну і зниження хімічного недопалювання палива. Інтенсифікації теплообміну сприяє виключення застійних зон в робочому об'ємі ковша внаслідок пульсаций і відповідного збільшення активної теплосприймаючої поверхні робочого об'єму ковша.

**Ключові слова:** пульсация, сушка, разогрев, сталеразливальный ковш, интенсификация теплообмена.

*Gichov U.A., Bevz L.S., Koval K.M., Stupak M.U.*

*Pilot research into fuel pulsating combustion during casting ladle drying and heating.*

Pilot research results into fuel pulsating combustion during casting ladle drying and heating are presented. Sufficiently high efficiency and economy of pulsating combustion system have been fixed. Natural gas consumption reduction and its corresponding economy during the ladle drying amount to 8 – 25 % and to 20 – 38 % during heating. The analysis of the

used heat efficiency and heat loss in comparison with the ordinary technology of ladle thermal processing (without pulsating) was presented. Fuel heat efficiency during pulsating process visibly increases because of heat transfer enhancement and fuel chemical underburning. Stagnation zone elimination in the ladle working volume resulting from pulsating and the corresponding growth of heat active area of ladle working volume promotes heat transfer enhancement.

Key words: pulsation, drying, heating, casting ladle, heat transfer enhancement.

УДК 621.175:658.2

**Гичёв Ю.А. Чувакин А.В.**

**Энергетическая эффективность утилизации теплоты конденсата отработавшего в технологии пара.**

С. 68-76.

Рус.

Библ.- 5 назв.

Использование теплоты конденсата направлено на усовершенствование системы коммунально-бытового и технологического теплоснабжения предприятия. Выполнена оценка энергетической эффективности утилизации теплоты конденсата отработавшего в технологии пара применительно к шинному производству. Результаты расчета показали высокую энергетическую эффективность утилизации теплоты конденсата как для коммунально-бытовых, так и для технологических нужд. Представленные результаты расчета дают количественную характеристику энергетической эффективности и позволяют подобрать оборудование для компоновки утилизационных систем при их проектировании.

Ключевые слова: утилизация, теплота конденсата, избыточное давление, расширитель, система теплоснабжения.

**Гічов Ю.А., Чувакін А.В.**

**Енергетична ефективність утилізації теплоти конденсату відпрацьованої в технології пари.**

Використання теплоти конденсату направлене на удосконалення системи комунально-побутового і технологічного теплопостачання підприємства. Виконано оцінку енергетичної ефективності утилізації теплоти конденсату відпрацьованої в технології пари стосовно шинного виробництва. Результати розрахунку показали високу енергетичну ефективність утилізації теплоти конденсату як для комунально-побутових, так і для технологічних потреб. Представлені результати розрахунку дають кількісну характеристику енергетичної ефективності і дозволяють підібрати устаткування для компоновки систем утилізації при їх проектуванні.

Ключові слова: утилізація, теплота конденсату, надлишковий тиск, розширювач, система тепlopостачання.

*Gichov Y.A., Chuvakin A.V.*

*Power efficiency of runback exhaust heat utilization in couple technology.*

The use of runback heat is directed to the improvement of the system of domestic and technological enterprise heat. Runback utilization power efficiency in couple technology has been estimated regarding tyre production. The computational results showed high runback heat utilization power efficiency both for communal, domestic and technological needs. The presented computational results give a quantitative characteristics to energy efficiency and allow to choose the equipment for utilization system assembling while designing.

Key words: utilization, runback heat, surplus pressure, dilator, system of heat supply.

УДК 66.045

*Губинский В.И., Губинский М.В., Воробьёва Л.А., Ерёмин А.О.,  
Сибирь А.В.*

*Теплоотдача в трубчатом регенеративном теплообменнике  
при совместном действии вынужденной и свободной конвекции.*

С. 77- 87.

Рус.

Библ.- 13 назв.

По результатам экспериментального исследования трубчатого регенеративного теплообменника определены значения коэффициентов теплоотдачи при нагреве и охлаждении трубной насадки регенератора. Экспериментально полученные, средние по длине трубы, значения чисел Нуссельта больше аналитически полученных значений, характерных для вязкостного стабилизированного режима движения газов, в 2,0 – 2,5 раза. На теплообмен в вертикальном многотрубном пучке оказывает совместное воздействие вынужденная и свободная конвекция, при этом процесс теплоотдачи почти по всей длине трубы происходит на начальном тепловом участке при развивающемся ламинарном режиме движения газа. Рекомендованы формулы для расчета коэффициентов теплоотдачи при проектировании трубчатых минирегенераторов.

Ключевые слова: регенератор, насадка, теплообмен, коэффициент теплоотдачи, конвекция

*Губинський В.Й., Губинський М.В., Воробйова Л.О., Єрьомін О.О.,  
Сибір А.В.*

*Тепловіддача в трубчастому регенеративному теплообміннику  
при спільній дії змушеної та вільної конвекції.*

За результатами експериментального дослідження трубчастого регенеративного теплообмінника визначені значення коефіцієнтів тепловіддачі при нагріві й охолодженні трубної насадки регенератора. Експериментально отримані, середні по довжині труби, значення чисел Нусельта більше аналітично набутих значень, характерних для в'язкісного стабілізованого режиму руху газів, в 2,0 – 2,5 рази. На теплообмін у вертикальному багатотрубному пучку спрямлює сумісну дію змушена та вільна конвекція, при цьому процес тепловіддачі майже по всій довжині труби відбувається на початковій тепловій ділянці при ламінарном режимі руху газу, який швидко розвивається. Рекомендовані формулі для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі при проектуванні трубчастих мінірегенераторів.

Ключові слова: регенератор, насадка, теплообмін, коефіцієнт тепловіддачі, конвекція.

*Gubinsky V.I., Gubinsky M.V., Vorobyova L.A., Yeromin A.O., Subir A.V.*

*Heat transfer in the tubular regenerative heat exchanger at the combined natural and forced convection.*

Resulting from the experimental testing of miniregenerator with the multi-tube checkerwork the numerical value of heat-transfer coefficient in regenerator checkerwork had been specified. The experimental value of heat-transfer coefficient in regenerator checkerwork is 2 (2.5) times as big as the analytical solution typical for viscous stabilized regime of gas flow. The heat exchange in the vertical multi-tube bunch is influenced both by forced and natural convection. Convective heat transfer takes place in the initial thermal section of the tube for the developing laminar gas flow regime. To design a miniregenerator with the multi-tube checkerwork recommended to use formulas for calculation of heat transfer coefficients for heat radiation between flue gases and tube wall, and from the wall to the air.

Key words: regenerator, multi-tube bunch, convective heat exchange, heat-transfer coefficient, convection.

УДК 539.19

**Дремов В.В., Недопекин Ф.В., Минакова О.А.**

**Влияние теплопроводности стенок изложницы на движение фронта затвердевания плоского слитка.**

С. 88-97.

Рос.

Бібл.- 7 назв.

Теоретически исследовано влияние теплопроводности стенок плоской клинообразной изложницы на скорость движения фронта затвердевания. Уравнения нестационарной теплопроводности в жидкой и твердой фазах записаны в цилиндрической системе координат. При-

ближенные нестационарные решения для температур получены вариационным методом с использованием локального термодинамического потенциала. Стыковка этих решений на фронте кристаллизации позволила найти закон движения фронта затвердевания. Влияние изложницы и окружающей среды учитывается линейной функцией, полученной из приравнивания потока тепла, текущего через стенку, и рассеивающегося в окружающую среду. Показано, что при уменьшении теплопроводности стенок изложницы движение фронта затвердевания замедляется.

Ключевые слова: изложница, фронт затвердевания, коэффициент теплопроводности, коэффициент теплоотдачи, функционал, вариация, поток тепла.

*Дръомов В.В., Недопъокін Ф.В., Мінакова О.А.*

*Вплив теплопровідності стінок виливниці на рух фронту твердиння плоского зливка.*

Теоретично досліджено вплив теплопровідності стінок плоскої клиноподібної виливниці на швидкість руху фронту твердиння. Рівняння нестационарної теплопровідності в рідкій і твердій фазах записані в циліндричній системі координат. Наближені нестационарні рішення для температур отримано варіаційним методом з використанням локального термодинамічного потенціалу. Стикування цих рішень на фронті кристалізації дозволили знайти закон руху фронту твердиння. Вплив виливниці і навколошнього середовища враховується лінійною функцією, отриманою із прирівнювання потоку тепла, який тече крізь стінку та розсіюється в навколошні середовище. Визначено, що при зменшенні теплопровідності стінок виливниці рух фронту твердиння уповільнюється.

Ключові слова: виливниця, фронт твердиння, коефіцієнт теплопровідності, коефіцієнт тепловіддачі, функціонал, варіація, струм тепла.

*Dremov V.V., Nedopjokin F.V., Minakova O.A.*

*Influence of heat conductivity of mould walls on the front movement of a flat ingot hardening.*

Influence of heat conductivity of flat wedge-shaped mould walls on hardening front movement speed is theoretically investigated. The equations of nonstationary heat conduction in liquid and solid phases are written into a cylindrical coordinate system. Approximate non-stationary solutions are obtained for temperatures by variational method using local thermodynamic potential. The docking of these decisions at the front of crystallization allowed to find the law of the front solidification motion. The effect of the mould and the environment is taken into account by a linear function derived from equating heat flow going through the wall and dissipating into the environment. It is shown that for reduction of heat conductivity of mould walls front hardening movement is slowed down.

Key words: mould, hardening front, heat conductivity factor, heat-transfer coefficient, functional, variation, heat flow.

УДК 669.041.001.24

**Дубина О.В., Тимошпольський В.І., Самойлович Ю.А., Трусова І.А.**

**Закономерності нагрівання сталі в кільцевих печах.**

С. 98-111.

Рус.

Библ. - 21.

Приведені результаты комплексних (експериментально-теоретических) исследований нагрева цилиндрических заготовок в кольцевых печах осепрокатного и трубопрокатного производства. Развиты положения о закономерностях нагрева заготовок в зависимости от состояния подины кольцевой печи, шага раскладки заготовок, кантования заготовок с целью управления процессом нагрева и обеспечения равномерности нагрева.

Ключевые слова: нагрев стали, кольцевая печь, экспериментальные исследования, математическое моделирование теплового и термоапрессированного состояния заготовок, допустимая скорость нагрева, кантование заготовок.

**Дубина О.В., Тимошпольський В.І., Самойлович Ю.А., Трусова І.О.**

**Закономірності нагрівання сталі в кільцевих печах.**

Наведено результати комплексних (експериментально-теоретических) досліджень нагрівання циліндрических заготівок в кільцевих печах вісепрокатного і трубопрокатного виробництва. Розвинені положення про закономірності нагрівання заготівок залежно від стану подини кільцевої печі, кроку розкладки заготівок, кантування заготівок з метою управління процесом нагрівання і забезпечення рівномірності нагріву.

Ключові слова: нагрівання сталі, кільцева піч, експериментальні дослідження, математичне моделювання теплового і термоапрессованого стану заготівок, допустима швидкість нагрівання, кантування заготівок.

*Dubina O.V., Timoshpolsky V.I., Samoylovich Y.A., Trusova I.A.*

*Patterns of steel heating in annular furnaces.*

The paper has provided the results of a full-scale investigation (experimental and theoretical) of cylindrical billets heating in annular furnaces of the axes and pipes rolling production. Standards of billets heating patterns subject to furnace bottom condition, billets pitch, billets tipping for the purpose of providing heating process control and its uniformity have been developed.

Key words: steel heating, annular furnace, experimental investigation, mathematical modeling of heat and thermostressed billet condition, permitted heating speed, billets tipping.

УДК 662.767.2

*Землянка О.О., Губинський М.В.*

*Вибір раціональних режимів роботи реактора біогазової установки.*

С. 112-120.

Укр.

Бібл. – 10 назв.

З метою визначення оптимальних параметрів (тривалості, періодичності, геометричних характеристик) перемішування та отримання раціонального режиму роботи біогазової установки проведено чисельне дослідження з використанням математичної моделі, з урахуванням явища флотації.

Оцінено вплив періодичності перемішування, радіуса та глибини перемішування на вихід біогазу в конкретних умовах протікання процесу. Проведено вибір раціонального режиму перемішування об'єму реактора біогазової установки: періодичність перемішування 3 – 4 рази на добу, радіус та глибина перемішування 0,4 – 0,5 R та 0,6 H відповідно. Збільшення виходу біогазу за рахунок оптимізації режиму перемішування складає до 15 %. Результати досліджень підтвердили, що перемішування впливає неоднозначно на процес метаногенерації, та надлишкова періодичність перемішування призводить до зменшення продуктивності реактора.

Ключові слова: біогаз, анаеробне бродіння, раціональний режим.

*Землянка А.А., Губинский М.В.*

*Выбор рациональных режимов работы реактора биогазовой установки.*

С целью определения оптимальных параметров (длительности, периодичности, геометрических характеристик) перемешивания и определения рационального режима работы биогазовой установки проведено численное исследование с использованием математической модели, с учетом явления флотации.

Оценено влияние периодичности перемешивания, радиуса и глубины перемешивания на выход биогаза в конкретных условиях протекания процесса. Проведен выбор рационального режима перемешивания объема реактора биогазовой установки: периодичность перемешивания 3 – 4 раза на сутки, радиус и глубина перемешивания 0,4 – 0,5 R и 0,6 H соответственно. Увеличение выхода биогаза за счет оптимизации режима перемешивания составляет до 15 %. Результаты исследований подтвердили, что перемешивание влияет неоднозначно

на процесс метаногенерации, и избыточная периодичность перемешивания приводит к уменьшению производительности реактора.

Ключевые слова: биогаз, анаэробное брожение, рациональный режим.

*Zemlianka A.A., Gubinsky M.V.*

*Choosing rational operational regime of biogas plant reactor operation.*

Digital research of rational fermenter's operation conditions have been carried out due to a mathematical model of anaerobic digestion subject to flotation process. The purpose of the investigation is definition of optimum mixing parameters (such as duration of mixing, geometrical parameters of mixing) and defining the rational fermenter's operation conditions.

Influence of mixing periodicity depth of mixing and radius of mixing on biogas yield have been researched. The rational mode of mixing have been found: number of mixing is 3 – 4 times a day, the radius of mixing 0,4 – 0,5 R and the depth of mixing is 0,6 H. Increasing of biogas yield at the cost of the rational mode of mixing makes a total of 15 %. Results of investigations have proved the fact of varied influence of mixing on methane generation and redundant number of mixing lead to reducing of biogas production.

Key words: biogas, anaerobic digestion, rational mode.

УДК 621.74:66.021.4:669.162.266.442

*Лейман Е.В., Лахманн С., Шеллер П.Р.*

*Исследование влияния процесса затвердевания синтетических шлаков на теплоперенос в кристаллизаторе.*

С. 121-128.

Рус.

Библ.- 9 назв.

Знание свойств шлака в кристаллизаторе важны для управления процессом непрерывной разливки стали и получения качественной продукции. Особенно перенос тепла от слитка к кристаллизатору зависит от процессов в литейном шлаке. Образование кристаллической структуры в шлаке между слитком и кристаллизатором уменьшает теплоотвод, что необходимо при литье перитектических сталей. Затвердевание шлака стекловидно напротив усиливает теплообмен. В данной работе представлены результаты лабораторных исследований процесса затвердевания синтетических шлаков CaO-SiO<sub>2</sub> с добавлением Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, Na<sub>2</sub>O, CaF<sub>2</sub>, TiO<sub>2</sub> в виде диаграмм температура-время-превращение. Температура кристаллизации шлаков зависит от скорости охлаждения. С повышением скорости охлаждения температура кристаллизации снижается. Температура кристаллизации шлаковых смесей, содержащих оксид алюминия и натрия, снижается с повыше-

нием содержания данных оксидов в смеси. DHTT (техника двух термоэлементов) была использована для качественного определения теплопереноса через шлаки.

Ключевые слова: затвердевание, шлак, перенос тепла, кристаллизатор, диаграмма температура-время-превращение.

*Лейман О.В., Лахманн С., Шеллер П.Р.*

*Дослідження впливу процесу твердиння синтетичних шлаків на теплоперенос в кристалізаторі.*

Знання властивостей шлаку в кристалізаторі важливі для управління процесом безперервного розливання стали і отримання якісної продукції. Особливо перенос теплоти від злитка до кристалізатора залежить від процесів в ливарному шлаку. Утворення кристалічної структури в шлаку між злитком і кристалізатором зменшує тепловідбід, що необхідне при літті перитектичних сталей. Твердиння шлаку скловидне навпроти посилює теплообмін. У даній роботі наведено результати лабораторних досліджень процесу твердиння синтетичних шлаків  $\text{CaO}-\text{SiO}_2$  з додаванням  $\text{Al}_2\text{O}_3$ ,  $\text{Na}_2\text{O}$ ,  $\text{CaF}_2$ ,  $\text{TiO}_2$  у вигляді діаграм температура-час-перетворення. Температура кристалізації шлаків залежить від швидкості охолодження. З підвищеннем швидкості охолодження температура кристалізації знижується. Температура кристалізації шлакових суміші, що містять оксид алюмінію і натрію, знижується з підвищеннем вмісту даних оксидів в суміші. DHTT (техніка двох термоелементів) була використана для якісного визначення теплопереносу через шлаки.

Ключові слова: твердиння, шлак, перенос теплоти, кристалізатор, діаграма температура-час-перетворення.

*Leyman E., Lachmann S., Scheller P.R.*

*Crystallization behaviour of synthetic slags and its effect on the heat transfer in the mould.*

The properties of mould slags largely control the continuous casting process and affect the steel quality. Especially the heat transfer from the strand into the mould depends on the behaviour of mould slags. The formation of crystals in the gap between mould and strand decreases the overall heat transfer rate which can be beneficial for the casting of peritectic steel grades. Solidification of the slag into glass increases the heat transfer. In this work the TTT-(temperature-time-transformation)-diagrams of  $\text{CaO}-\text{SiO}_2$ -slags with addition of  $\text{Al}_2\text{O}_3$ ,  $\text{Na}_2\text{O}$ ,  $\text{CaF}_2$ ,  $\text{TiO}_2$  have been developed. The cooling rate has a strong influence on the ability of slags to form crystals, its start temperature and the crystallization rate. The crystallization temperature decreases with increasing of the cooling rate. With increasing of  $\text{Al}_2\text{O}_3$ - and  $\text{Na}_2\text{O}$  – content in the slag the crystallization temperature decreases. DHTT (Double Hot Thermocouple Technique) mode was used to investigate the heat transfer through thin slag layers.

Key words: crystallization, slag, heat transfer, mould, Temperature-Time-Transition diagram.

УДК 662.61.747

**Майстренко А.Ю., Топал А.И., Крицкий А.В., Пацков В.П.,  
Бесценний И.В.**

**Влияние физико-химических характеристик золы на параметры жидкого шлакоудаления для угля Донецкого бассейна.**

С. 129-148.

Рус.

Библ. – 13 назв.

Проанализировано влияние физико-химических характеристик золы на параметры жидкого шлакоудаления. Рассчитаны по эмпирическим методам (Gauger; Estep, Seltz и сотр.; Ковицкого и сотр.; Majumdar, Banerjee и сотр.) характерные температуры плавкости золы ( $t_A$ ,  $t_B$ ,  $t_C$ ) угля Донецкого бассейна. Рассмотрены методы оценки температуры критической вязкости  $t_{cv}$  расплава шлака (Sage-McIlroy,) и истинно жидкого состояния шлака  $t_0$  (Маршак, Рыжаков;), нормального шлакоудаления, а также методы расчета вязкости шлака (Reid, Cohen; Hoy, Roberts, Wilkins; Watt, Fereday) от компонентного состава золы и температуры. Рассмотрено современное состояние исследований по математическому моделированию, химизму и макрокинетике процессов шлакования углей (в т. ч. модели Алексновича).

Ключевые слова: вязкость шлака, температура жидкого шлакоудаления, температура критической вязкости.

**Майстренко О.Ю., Топал О.І., Крицький А.В., Пацков В.П., Бесценний І.В.**

**Вплив фізико-хімічних характеристик золи на параметри рідкого шлаковидалення для вугілля Донецького басейну.**

Проаналізовано вплив фізико-хімічних характеристик золи на параметри рідкого шлаковидалення. Розраховано за емпіричними методами (Gauger; Estep, Seltz і спів.; Ковіцького і спів.; Majumdar, Banerjee і спів.) характерні температури плавкості золи ( $t_A$ ,  $t_B$ ,  $t_C$ ) вугілля Донецького басейну. Розглянуто методи оцінки температури критичної в'язкості  $t_{cv}$  розплаву шлаку (Sage-McIlroy) та істинно рідкого стану шлаку  $t_0$  (Маршак, Рижаков;), нормального шлаковидалення, а також методи розрахунку в'язкості шлаку (Reid, Cohen; Hoy, Roberts, Wilkins; Watt, Fereday) в залежності від компонентного складу золи та температури. Розглянуто сучасний стан досліджень з математичного моделювання, хімізму та макрокінетики процесів шлакування вугілля (у т. ч. моделі Алексновича).

Ключові слова: в'язкість шлаків, температура рідкого шлаковидалення, температура критичної в'язкості.

*Maystrenko A.Y., Topal A.I., Kritskiy A.V., Patskov V.P., Bezctny I.V.*

*The effect of physical and chemical properties of ash on the parameters of liquid slag removal operation for Donetsk coal.*

The effect of physical and chemical characteristics of coal ash on *the* parameters of liquid slag-removal has been analyzed. For Donetsk basin coal typical ash fusion temperatures ( $t_A$ ,  $t_B$ ,  $t_C$ ) were calculated by the known empirical methods (of Gauger; Estep, Seltz et al.; Kovitskiy et al.; Majumdar, Banerjee et al.). The methods to estimate the critical viscosity temperature  $t_{cv}$  of slag using Sage-McIlroy approach and the temperature of true liquid phase of slag  $t_0$  using Marshak-Ryzakov approach have been applied for the above coal. The temperature of normal slag removal and methods to calculate slag viscosity (Reid, Cohen; Hoy, Roberts, Wilkins; Watt, Fereday) have been used in regard to the process temperature and ash composition of the coal. The current status of investigations on mathematical modeling of coal-ash slag deposition, its chemical composition and kinetics have been considered (incl. Alekhnovich methods).

Key words: slag viscosity, temperature of liquid slag removal, critical viscosity temperature.

УДК 536.421.1+532.546:621.746

*Недопекін Ф.В., Меліхов В.М., Белоусов В.В.*

*Математичне моделювання гідродинаміки і теплопереноса при формуванні композитних слитков.*

С. 149-158.

Рус.

Библ.- 10 назв.

В работе представлено решение нелинейных дифференциальных уравнений теплопереноса и гидродинамики, которое реализовалось при помощи разностных методов. Вычислительный эксперимент по исследованию процесса формирования композитного слитка позволил получить следующую информацию: поля температуры, доли твердой фазы и поля скоростей в расплаве; изменение температуры в слитке и во внутреннем холодильнике; размеры кристаллов в многослойном и армированном слитках. Получено удовлетворительное согласование с результатами физического эксперимента и натурных экспериментов других авторов.

Ключевые слова: теплофизические процессы, теплоперенос, гидродинамика, многослойный слиток, армированный слиток, численное моделирование, затвердевание, кристаллизация.

*Недопьокін Ф.В., Меліхов В.М., Белоусов В.В.*

*Математичне моделювання гідродинаміки і теплопереносу при формуванні композитних зливків.*

У роботі представлена рішення нелінійних диференціальних рівнянь теплопереносу та гідродинаміки, яке реалізувалося за допомогою різницевих методів. Обчислювальний експеримент з дослідження процесу формування композитного зливка дозволив одержати наступну інформацію: поля температури, частки твердої фази й поля швидкостей у розплаві; зміна температури в зливку та у внутрішньому холодильнику; розміри кристалів у багатошаровому та армованому зливках. Отримано задовільне узгодження з результатами фізичного експерименту та натурних експериментів інших авторів.

Ключові слова: теплофізичні процеси, теплоперенос, гідродинаміка, багатошаровий зливок, армований зливок, чисельне моделювання, твердіння, кристалізація.

*Nedopekin F.V., Melikhov V.M., Belousov V.V.*

*Mathematical modelling of hydrodynamics and heat transfer when shaping composite ingots.*

The paper presents the decision of the nonlinear differential equations of heat transfer and hydrodynamics which was realised with the help of finite differences methods. Computational experiment on the research into the composite ingot formation process has allowed obtaining the following information: fields of temperature, fraction of a solid phase and a field of velocities in melt; change of temperature in an ingot and in an internal chill; the sizes of crystals in multilayered and reinforced ingots. The satisfactory coordination with the results of physical experiment and field experiments of other authors is obtained.

Key words: heat physical processes, heat transfer, hydrodynamics, multi layered ingot, reinforced ingot, numeral modeling, setting up, crystallization.

УДК 621.717:669.046

**Павленко А.М., Ялова К.М.**

**Дослідження впливу додаткових джерел теплоти, що використовуються в роботі дугових сталеплавильних печах.**

С. 159-167.

Укр.

Бібл.- 6 назв.

В роботі наведено результати аналізу процесів теплообміну в дугових сталеплавильних печах при використанні додаткових джерел теплоти. Визначено оптимальну масу завантаження при використанні залишку рідкого металу – «болота», в якості додаткового джерела теплоти. Теоретично обґрутовано ефективність використання паливно-кисневих пальників в умовах сьогодення з метою інтенсифікації процесів тепломасообміну. Представлено аналіз розрахункових даних

стосовно впливу використання додаткових джерел теплоти на тривалість процесу плавлення.

Ключові слова: дугова сталеплавильна піч, теплообмін, паливно-кисневі пальники.

*Павленко А.М., Яловая Е.Н.*

*Исследования влияния дополнительных источников теплоты, которые используются в работе дуговых сталеплавильных печей.*

В работе представлены результаты анализа процессов тепломасообмена в дуговых сталеплавильных печах при использовании дополнительных источников теплоты. Определена оптимальная масса завалок при использовании остатка жидкого металла – «болота», в качестве дополнительного источника теплоты. Теоретически обоснована эффективность использования топливно-кислородных горелок в сложившихся экономических условиях. Приведен анализ расчетных данных относительно влияния использования дополнительных источников теплоты на продолжительность процесса плавления.

Ключевые слова: дуговая сталеплавильная печь, теплообмен, топливно-кислородные горелки.

*Pavlenko A.M., Yalovaya E.N.*

*Research into the influence of additional heat sources used in the work of arc steel-making furnaces.*

The results of the analysis of heat exchange processes in arc steelmaking furnaces with the use of additional heat sources are given in the work. The optimum mass-ratio of the charge with the use of a remainder of liquid metal – «swamp», as the additional source of heat is determined. The efficiency of using the fuel burners in the present economic conditions is theoretically substantiated. The analysis of calculation data concerning the melting process duration under the influence of the additional sources of heat is presented.

Key words: arc steelmaking furnace, heat exchange, the fuel oxygen burners.

УДК 662.7

**Пацков В.П., Корнієнко О.В., Крицький А.В., Пацкова Т.В.**

**Вплив запиленості полідисперсного потоку на ефективність роботи циклона-сепаратора ЦКШ.**

С. 168-182.

Укр.

Бібл.- 14 назв.

Проведено аналіз існуючих методик оцінки пофракційної ефективності уловлювання твердих частинок в циклонах-сепараторах. На основі даних методик для проведення інженерних розрахунків на мові програмування FORTRAN POWER STATION (version 4.0) for Windows

ХР розроблене відповідне програмне забезпечення. Виконано розрахунки з впливу вхідної запиленості та навантаження котлоагрегата на ефективність уловлювання твердих частинок при спалюванні вугілля марки АШ у промисловому ЦКШ-котлоагрегаті типу «Лургі». В результаті розрахунків виявлено закономірність зменшення ефективності уловлювання частинок зі збільшенням значень вхідної запиленості газового потоку та зворотна тенденція при досягненні критичних розмірів частинок, близьких до діаметрів частинок, що осідають на стінці.

Ключові слова: прикладна програма, циклон-сепаратор, ЦКШ-котлоагрегат, пофракційна ефективність, вхідна запиленість.

*Пацков В.П., Корниенко А.В., Крицкий А.В., Пацкова Т.В.*

*Влияние запыленности полидисперсного потока на эффективность работы циклона-сепаратора ЦКС.*

Проведен анализ существующих методик оценки пофракционной эффективности улавливания твердых частиц в циклонах-сепараторах. На основе данных методик для проведения инженерных расчетов на языке программирования FORTRAN POWER STATION (version 4.0) for Windows XP разработано соответствующее программное обеспечение. Проведены расчеты по влиянию входной запыленности и нагрузки котлоагрегата на эффективность улавливания твердых частиц при сжигании угля марки АШ в промышленном ЦКС-котлоагрегате типа «Лурги». В результате расчетов выявлена закономерность снижения эффективности улавливания частиц с повышением значений входной запыленности газового потока и обратная тенденция при достижении критических размеров частиц, близких к диаметрам частиц, оседающих на стенке.

Ключевые слова: прикладная программа, циклон-сепаратор, ЦКС-котлоагрегат, пофракционная эффективность, входная запыленность.

*Patskov V.P., Kornienko O.V., Kryts'kyy A.V., Patskova T.V.*

*The influence of gas flow dust content on efficiency of cyclone-apparatus.*

The analysis of existing methods for calculation of fractional efficiency of solid particles trapping in separators is conducted. The software, based on the given methods and the use of the FORTRAN POWER STATION (version 4.0) for Windows XP programming language for engineering calculation is developed. The calculation results of input dust content influence and boiler load effect on fractional effectiveness factor of fuel fractional composition and particulate matters content in smoke fumes at anthracite fines combustion for «Lurgi» CFB-boiler are presented. The regularity of solid particles trapping efficiency decline has been detected for the increase of gas flow input dust content. The inverse tendency is de-

tected after obtaining the critical sizes of particles, close to diameters of those precipitating on the wall.

Key words: application program, cyclone-apparatus, CFB-boiler, fractional efficiency, input dust content.

УДК 621.746: 669.18

*Романько Я.В., Решетняк С.И.*

*Применение математической модели для расчета сушки семиручьевого промежуточного ковша.*

С. 183-192.

Рус.

Библ.- 5 назв.

Разработанная ранее комплексная математическая модель включает расчет внешнего теплообмена в рабочем пространстве сложной формы, а также перемещения и удаления влаги из бетонных стенок промежуточного ковша машины непрерывного литья заготовок. В настоящей работе эта модель была использована для изучения влияния формы промежуточного ковша на процесс его сушки. Для этого были выполнены сопоставительные расчеты сушки промежуточных ковшей двух различных типов. Полученные распределения температуры и давления в порах бетона для отдельных поверхностей показали влияние расположения горелочных устройств на равномерность и безопасность сушки монолитных стенок. Для принятых конструктивных параметров лучшие результаты были достигнуты для семиручьевого промежуточного ковша.

Ключевые слова: промежуточный ковш, монолитная футеровка, сушка, давление, математическая модель.

*Романько Я.В., Решетняк С.І.*

*Застосування математичної моделі для розрахунку сушиння семиструмкового проміжного ковша.*

Розроблена раніше комплексна математична модель містить в собі розрахунок зовнішнього теплообміну в робочому просторі складної форми, а також пересування та видалення вологи з бетонних стінок проміжного ковша машини безперервного лиття заготівок. В цій роботі модель була застосована для вивчення впливу форми проміжного ковша на процес його сушиння. Для цього були виконані порівняльні розрахунки проміжних ковшів двох різних типів. Отримані розподілення температури та тиску в порах бетону для окремих поверхонь показали вплив розташування пальникових пристройів на рівномірність та безпеку сушиння монолітних стінок. Для прийнятих конструктивних параметрів кращі результати були досягнуті для семиструмкового проміжного ковша.

Ключові слова: проміжний ковш, монолітна футерівка, сушіння, тиск, математична модель.

*Roman'ko J.V., Reshetnyak S.I.*

*Application of mathematical model for simulation of seven-strand tundish drying.*

The previously developed complex mathematical model includes calculation of external heat transfer in the working space of sophisticated configuration as well as motion and removal of moisture from the concrete walls of continuous casting machine tundish. In this work this model was used to study the influence of tundish shape upon the process of its drying. For this purpose the comparative calculations of two types of tundish drying were done. The obtained distribution of temperature and pressure in concretes pores for some surfaces shows the influence of burners position upon uniformity and safety of monolithic walls drying. For standard constructive parameters the best results were obtained for seven-strand tundish.

Key words: tundish, monolithic lining, drying, pressure, mathematical model.

УДК 681.536.5

**Толстых В.К., Недопекин Ф.В., Бодряга В.Е.**

**Ідентифікація теплофізических параметрів в виде поліномів, зависячих от температуры.**

С. 193-199.

Рус.

Библ.- 11 назв.

Решается задача идентификации эффективного коэффициента температуропроводности при непрерывной разливке металла. Коэффициент температуропроводности представлялся алгебраическими полиномами, зависящими от температуры двумя способами: традиционным полиномом и полиномом с весовым коэффициентом. Коэффициенты полинома образуют вектор, который необходимо идентифицировать. Для решения задачи в экстремальной постановке использовался прямой экстремальный подход. Минимизация осуществлялась методом сопряженных градиентов. Обосновывается невозможность решения задач в данной постановке с использованием традиционного полинома.

Ключевые слова: идентификация, эффективный коэффициент, непрерывное литье, температуропроводность, минимизация.

*Толстых В.К., Недопьокін Ф.В., Бодряга В.Є.*

*Ідентифікація теплофізических параметрів у вигляді поліномів, залежних від температури.*

Вирішується задача ідентифікації ефективного коефіцієнта температуропровідності у процесі безперервного розливання металу. Ко-

ефіцієнт температуропровідності представляється алгебраїчними поліномами, що залежать від температури двома способами: традиційним поліномом і поліномом з ваговим коефіцієнтом. Коефіцієнти полінома утворюють вектор, який необхідно ідентифікувати. Для вирішення задачі в екстремальній постановці використовувався прямий екстремальний підхід. Мінімізація здійснювалася методом спряжених градієнтів. Обґрунтовується неможливість вирішення задач в даній постановці з використанням традиційного полінома.

Ключові слова: ідентифікація, ефективний коефіцієнт, безперервне ліття, температуропровідність, мінімізація.

*Tolstykh V., Nedopokin F., Bodryaga V.*

*Identification of thermal physics parameters in the form of, temperature-dependent polynomials.*

The fash of identification of an effective temperature diffuseness coefficient for a continuous metallic casting is considered. The thermal diffuseness coefficient was presented by algebraic polynomials, temperature-dependent in two ways: by a traditional polynomial and a polynomial with a gravimetric coefficient. The coefficients of polynomial form a vector which must be identified. To solve this task in extreme statement, the direct extreme approach was used. Minimization was fulfilled by the method of conjugated gradients. The paper proves that it is impossible to solve the tasks in such statement with the use of traditional polynomial.

Key words: identification, effective coefficient, continuous casting, thermal diffuseness, minimization.

УДК 658.567.1

**Яковлєва І.Г., Барішенко О.М., Мних І.М.**

*Аналіз сучасного стану теплової обробки сталі в термічних печах з метою поліпшення їх якості роботи.*

С. 200-206.

Укр.

Бібл.- 7 назв.

Метою роботи є поліпшення якості теплової обробки металу і економія палива в термічній камерній печі. У статті наведено аналіз теплової обробки сталі в камерних термічних печах, досліджено виникнення недоліків при термічній обробці, які властиві печам такого типу. Розглянуто способи усунення цих недоліків та способи забезпечення вимог, що пред'являються до термічної обробки. Проаналізовано пристрой опалювальних систем печей, а також способи управління температурним полем в робочому просторі термічної печі. Надано рекомендації з усунення недоліків термообробки і намічено подальші напрями досліджень.

**Ключові слова:** термообробка, камерна піч, садка, топка, рециркуляція.

*Яковлева І.Г., Баріщенко Е.Н., Мных І.Н.*

*Аналіз современного состояния тепловой обработки стали в термических печах с целью улучшения их качества работы.*

Целью работы является улучшение качества тепловой обработки металла и экономия топлива в термической камерной печи. В данной статье проводится анализ тепловой обработки стали в камерных термических печах. Проведено исследование возникновения недостатков при термической обработке, которые присущи печам такого типа. Рассмотрены существующие способы устранения этих недостатков, а также способы для обеспечения предъявляемых к термической обработке требований. Проанализированы устройства отопительных систем печей, а также способы управления температурным полем в рабочем пространстве термической печи. Даны рекомендации по устранению недостатков термообработки и намечены дальнейшие направления исследований.

**Ключевые слова:** термический цех, садка, топка, рециркуляция.

*Yakovleva I.G., Barishenko E.N., Mnykh I.N.*

*Analysis of the modern state of steel thermal treatment in thermal furnaces with the purpose of improving their work quality.*

The purpose of the research is to improve the quality of metal thermal treatment and save fuel in a thermal chamber furnace. In this article the analysis of steel thermal treatment in chamber thermal furnaces is conducted. The reasons for failings in heat treatment, which are inherent the furnaces of such type, are determined. The existing methods of these failings elimination and also methods for meeting the requirements of heat treatment are considered. Heating systems of furnaces as well as temperature field control method in the operational space of a thermal furnace have been analysed. The paper suggests recommendations on elimination of heat treatment downsides and set further directions of research.

Key words: thermal workshop, furnace, circulation.

УДК 621.717:669.046

**Яловая К.М.**

*Дослідження конвективного теплообміну, що має місце під час плавлення металошахти в електродугових печах.*

С. 207-214.

Укр.

Бібл.- 5 назв.

Визначено вплив конвективного теплообміну між пічними газами та шихтою, тепловіддачі від стікаючого рідкого металу та конвективно-радіаційного теплообміну футеровки печі з навколошнім середо-

вищем, що показує доцільність врахування конвективної складової при математичному моделюванні теплої роботи дугових печей. Шляхом чисельних експериментів визначена величина розрахункової похибки, що виникає при відсутності складових частин конвективного теплообміну.

**Ключові слова:** дугова сталеплавильна піч, теплообмін, конвективний теплообмін, математична модель.

**Яловая Е.Н.**

*Исследования конвективного теплообмена, который имеет место во время плавления металлошахты в электродуговых печах.*

Определено влияние конвективного теплообмена между печными газами и шихтой, теплоотдачи от стекающего жидкого металла, а также конвективно-радиационного теплообмена футеровки печи с окружающей средой, которое показывает целесообразность учета конвективной составляющей при математическом моделировании тепловой работы дуговых печей. Путем численных экспериментов определена величина расчетной погрешности, которая возникает при отсутствии составных частей конвективного теплообмена.

**Ключевые слова:** дуговая сталеплавильная печь, теплообмен, конвективный теплообмен, математическая модель.

**Yalovaya E.N.**

*Investigations of convective heat exchange during melting of metal-charge in electric-arc furnaces.*

The influence of convective heat exchange between furnace gas and charge, heat transfer from the flowing liquid metal and the convective-radiation heat exchange of the brick lining of furnace with the surrounding medium is determined to show the expediency of the convective component calculation during the mathematical modelling of the arc furnaces thermal work. By way of numerical experiments the value of calculation error appearing in the absence of the convective heat exchange component parts is determined.

**Key words:** arc steelmaking furnace, heat exchange, convective heat exchange, mathematical model.

UDC 66.021.4:621.63

**Mikolaj D., Lazić L., Kizek J.**

**Flowmeter based on heat transfer fundamentals.**

P. 215-222.

English.

Bibl. – 6 papers.

The article deals with problem of flow measurement of ventilators for cooling purposes. Measurement method is based on calorimetric principle which is the measurement method of equipment called Thomas cylinder.

The whole measuring mode with description of individual elements of measuring equipment and process of measured data processing is introduced. In conclusion there is a list of measured values of tested ventilator and ventilator characteristic is created.

Key words: flowmeter, measurement method, measuring equipment, calorimetric principle, Thomas cylinder.

*Миколай Д., Лазич Л., Кизек Я.*

*Измерение движения газов на основе закономерностей теплообмена.*

В статье рассмотрена проблема измерения движения воздушного потока, создаваемого вентилятором, предназначенным для охлаждения. Метод измерения основан на калориметрическом принципе, который используется в измерительном оборудовании – цилиндре Томаса. Разработан полный режим измерения с описанием отдельных элементов измерительного оборудования и процесса обработки измеренных данных. В заключение приведен список измеренных значений опытного вентилятора и его характеристика.

Ключевые слова: расходомер, метод измерений, измерительное оборудование, калориметрический принцип, цилиндр Томаса.

*Міколай Д., Лазіч Л., Кизек Я.*

*Вимірювання руху на основі закономірностей теплообміну.*

В статті розглянуто проблему вимірювання витрати повітряного потоку, що створюється вентилятором, призначеним для охолоджування. Метод вимірювання засновано на калориметричному принципі, який використовується у вимірювальному устаткуванні – циліндрі Томаса. Розроблено повний режим вимірювання з описом окремих елементів вимірювального устаткування і процесу обробки вимірюваних даних. На закінчення наведено список вимірюваних значень дослідного вентилятора і його характеристика.

Ключові слова: витратомір, метод вимірювання, вимірювальне устаткування, калориметричний принцип, циліндр Томаса.

## ЗМІСТ

стор.	
Басок Б.І., Гоцуленко В.В. Проблема термоакустических колебаний и вибрационного горения. . . . .	5
Безродний М.К., Барабаш П.А., Назарова И.А., Костюк А.П. Тепловые характеристики проточного барботажного слоя контактных утилизаторов теплоты. . . . .	16
Безродний М.К., Варламов Г.Б., Тімакова Т.В., Шовкалюк Ю.В., Шовкалюк М.М. Навчально-експериментальний стенд для дослідження комбінованої схеми джерела теплопостачання з використанням твердопаливного та конденсаційного котла. . . . .	27
Безродний М.К., Голіяд М.Н., Барабаш П.О., Голубев О.Б., Назарова I.O., Костюк О.П. Тепло- і масовіддача при охолодженні парогазової суміші в проточному барботажному контактному апараті. . . . .	34
Волкова Е.И., Рябов Д.Ю., Шеллер П.Р. Образование газовой струи и разрыв шлакового слоя при продувке жидкой стали газом в ковше внепечной обработки. . . . .	46
Гичёв Ю.А., Бевз Л.С., Коваль К.М., Ступак М.Ю. Опытно-промышленные исследования пульсационного сжигания топлива при сушке и разогреве сталеразливочных ковшей. . . . .	54
Гичёв Ю.А. Чувакин А.В. Энергетическая эффективность утилизации теплоты конденсата отработавшего в технологии пара.	68
Губинский В.И., Губинский М.В., Воробьёва Л.А., Ерёмин А.О., Сибирь А.В. Теплоотдача в трубчатом регенеративном теплообменнике при совместном действии вынужденной и свободной конвекции. . . . .	77
Дремов В.В., Недопекин Ф.В., Минакова О.А. Влияние теплопроводности стенок изложницы на движение фронта затвердевания плоского слитка. . . . .	88
Дубина О.В., Тимошпольский В.И., Самойлович Ю.А., Трусова И.А. Закономерности нагрева стали в кольцевых печах. . . . .	98
Землянка О.О., Губинський М.В. Вибір раціональних режимів роботи реактора біогазової установки. . . . .	112

<i>Лейман Е.В., Лахманн С., Шеллер П.Р.</i> Исследование влияния процесса затвердевания синтетических шлаков на теплоперенос в кристаллизаторе . . . . .	121
<i>Майстренко А.Ю., Топал А.И., Крицкий А.В., Пацков В.П., Бессценный И.В.</i> Влияние физико-химических характеристик золы на параметры жидкого шлакоудаления для угля Донецкого бассейна. . . . .	129
<i>Недопекин Ф.В., Мелихов В.М., Белоусов В.В.</i> Математическое моделирование гидродинамики и теплопереноса при формировании композитных слитков. . . . .	149
<i>Павленко А.М., Ялова К.М.</i> Дослідження впливу додаткових джерел теплоти, що використовуються в роботі дугових сталеплавильних печах. . . . .	159
<i>Пацков В.П., Корнієнко О.В., Крицький А.В., Пацкова Т.В.</i> Вплив запиленості полідисперсного потоку на ефективність роботи циклона-сепаратора ЦКШ. . . . .	168
<i>Романько Я.В., Решетняк С.И.</i> Применение математической модели для расчета сушки семиручьевого промежуточного ковша. . . . .	183
<i>Толстых В.К., Недопекин Ф.В., Бодряга В.Е.</i> Идентификация теплофизических параметров в виде полиномов, зависящих от температуры. . . . .	193
<i>Яковлєва І.Г., Барішенко О.М., Мних І.М.</i> Аналіз сучасного стану теплової обробки сталі в термічних печах з метою поліпшення їх якості роботи. . . . .	200
<i>Ялова К.М.</i> Дослідження конвективного теплообміну, що має місце під час плавлення металошахти в електродугових печах.	207
<i>Mikolaj D., Lazić L., Kizek J.</i> Flowmeter based on heat transfer fundamentals. . . . .	215
<b>АНОТАЦІЙ</b> . . . . .	223

## НАУКОВЕ ВИДАННЯ

Збірник наукових праць  
Міністерство освіти і науки України  
Національна металургійна академія України

### ТЕХНІЧНА ТЕПЛОФІЗИКА ТА ПРОМИСЛОВА ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКА

Російською, українською та англійською мовами

Технічний редактор **Т.М. Шемет**  
Коректор **В.О. Гореленко**

Здано на складання 30.10.2009 р.

Рекомендовано до друку Вченою радою  
Національної металургійної академії України  
(протокол № 7 від 23.11.2009 р.)

Оригінал-макет наукового видання розроблено редакцією збірника «Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика» спільно з редакційно-видавничим відділом Національної металургійної академії України.

Підписано до друку 20.12.2009 р. Формат 84x108/32 Папір офсетний.  
Умовн. друк. арк. 14,8. Тираж 300 прим. Замов. №

Віддруковано у видавництві «Нова ідеологія» з оригінал-макета замовника.  
49044, м. Дніпропетровськ, вул. Гоголя, 15-а.  
Свідоцтво ДК № 191 від 20.09.2000 р.

T 38      **Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика : збірник наукових праць. – Випуск 1. – Дніпропетровськ: Нова ідеологія, 2009. – 252 с.**

**ISSN 2077-1134**

До збірника увійшли статті, в яких наведено результати досліджень з технічної теплофізики та промислової теплоенергетики.

УДК 621.1