#### МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ

#### НАЦИОНАЛЬНАЯ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКАЯ АКАДЕМИЯ УКРАИНЫ

# **МЕТАЛЛУРГИЧЕСКАЯ ТЕПЛОТЕХНИКА**

СБОРНИК НАУЧНЫХ ТРУДОВ

Выпуск 2 (17)

Днепропетровск «Новая идеология» 2010

УДК 669.1:621.1 ISSN 2075-0714

**Металлургическая теплотехника**: сборник научных трудов Национальной металлургической академии Украины. — Выпуск 2 (17). — Днепропетровск: Новая идеология, 2010. — 252 с.

Рекомендовано к печати Ученым советом Национальной металлургической академии Украины. Протокол № 14 от 2 декабря 2010 г.

Учредитель издания: Национальная металлургическая академия Украины. Главный редактор: Величко А.Г., чл.-корр. НАН Украины, д.т.н., проф. Заместитель главного редактора: Губинский М.В., д.т.н., проф. Редакционная коллегия: Иващенко В.П., д.т.н., проф.; Пройдак Ю.С., д.т.н., проф.; Губинский В.И., д.т.н., проф.; Грес Л.П., д.т.н., проф.; Ревун М.П., д.т.н., проф.; Павлюченков И.А., д.т.н., проф.; Тимошпольский В.И., д.т.н., проф.; Ерёмин А.О., к.т.н., доц.; Радченко Ю.Н., к.т.н., доц.; Гупало Е.В., к.т.н., доц.

Технический редактор: Шемет Т.Н.

В сборнике публикуются статьи украинских и зарубежных авторов по специальностям 05.16.02 — «Металлургия черных и цветных металлов и специальных сплавов», 05.14.06 — «Техническая теплофизика и промышленная теплоэнергетика». Периодичность издания — 1 раз в год.

**Адрес редакции:** Редакция сборника «Металлургическая теплотехника», кафедра ТЭМП, НМетАУ, пр. Гагарина, 4, г. Днепропетровск, 49600, Украина.

Тел./факс: (+380562) 46-24-73. E-mail: ktemp@ktemp.dp.ua

Web-сайт: http://mt.ktemp.dp.ua/index.html

Свидетельство о государственной регистрации печатного средства массовой информации: серия КВ № 15113-3685P от 21.04.2009 г.

Постановлением президиума ВАК Украины  $N_2$  01 — 05/2 от 10.03.2010 г. сборник научных трудов НМетАУ «Металлургическая теплотехника» включен в перечень изданий, в которых могут публиковаться результаты диссертационных работ на соискание научных степеней доктора и кандидата технических наук.

© Национальная металлургическая академия Украины, 2010

УДК 662.767:533:532.517.4

**Адаменко Д.С.** – к.т.н, доц., Національна металургійна академія України (НМетАУ)

**Кремнева К.В.** – асистент, НМетАУ

**Кремнев В. С.** – к.т.н, доц., НМетАУ

**Форись С.М.** – к.т.н, доц., НМетАУ

**Павлюк Л.Л.** — магістрант, НМетАУ

#### АНАЛІЗ ВПЛИВУ СІТЧАСТИХ СТАБІЛІЗАТОРІВ ПОЛУМ'Я НА ЕФЕКТИВНІСТЬ СПАЛЮВАННЯ ПРИРОДНОГО ГАЗУ В ФАКЕЛІ

Наведено результати аналізу впливу сітчастих стабілізаторів полум'я на ефективність спалювання природного газу в факелі. Виконані експериментальні дослідження структури та характеристик турбулентного дифузійного і кінетичного факелів при установці сіток на зрізі пальника. Досліджувалися сталеві сітчасті стабілізатори полум'я: сітки, що гасять турбулентність набігаючого потоку та генеруючі сітки. В значній мірі сітки вплинули на структуру факелу, яка найбільш інтенсивно відбулась в ядрі факелу. Встановлено вплив сіток на температуру по довжині факелу. Визначено, що сітки суттєво розширюють діапазон стійкої роботи пальника, що збільшує можливості використання пальників при зміні витрат палива внаслідок зміни теплових навантажень на паливовикористовуючий агрегат.

Ключові слова: сітчастий стабілізатор; пальник; природний газ; факел; ефективність спалювання.

#### Вступ

В умовах використання дорогого імпортного природного газу в Україні підвищення ефективності роботи котельних, які займають домінуюче положення серед джерел теплопостачання, є одним з пріоритетних завдань в енергозбереженні. Вирішення цих завдань можливе шляхом підвищення ефективності спалювання палива за рахунок удосконалення паливоспалюючих систем. Одним з напрямів в удосконаленні спалювання газу є встановлення сіток на зрізі пальника.

Основним результатом впливу сіток на процес спалювання палива в факелі  $\epsilon$  те, що під дією сітки, відбувається зміна процесу сумішоутворення. Причому ця зміна може проявитися як в інтенсифікації сумішоутворення, так і в його затягуванні.

<sup>©</sup> Адаменко Д.С., Кремнева К.В., Кремнев В.Є., Форись С.М., Павлюк Л.Л., 2010

Механізм впливу сіток на процес сумішоутворення в факелі пояснюється комбінованим підходом до описання структури турбулентного факела й характеру вигоряння палива, що базується на утворенні та трансформації вихорів [1-8]. Такий комбінований варіант теорії горіння передбачає, що вигоряння палива відбувається з поверхні вихору, при цьому характер горіння в цілому є об'ємним, тому що вихори запалюються й вигорають у повному об'ємі факелу. Чіткий фронт полум'я в потоці при цьому відсутній.

В роботах [5-8] стосовно впливу трансформації вихорів на процес вигоряння газоподібного палива зазначено наступне:

- характер вигоряння газу в об'ємі турбулентного факелу залежить від масштабу вихорів і відповідно від якості процесу сумішоутворення;
- зменшення масштабу турбулентних вихорів інтенсифікує процеси сумішоутворення в об'ємі факелу, а відповідно поліпшує якість вигоряння газу;
- при розвиненому турбулентному режимі горіння масштаб вихорів  $\epsilon$  єдиним показником, що ма $\epsilon$  істотний вплив на якість вигоряння газу.

Утворення вихорів в турбулентному потоці в більшості випадків пов'язують з характером витікання потоку і наявністю додаткових турбулізаторів, в якості яких можуть бути використані сітки, що встановлюються на шляху потоку [6]. У роботі [6] встановлена залежність і сформульована відповідність між розмірами вихорів, що утворюються, і діаметрами отворів сітки, через які витікає газ в потік повітря. Турбулентні вихори реєструються також і за відсутності сітки. Їх формування відбувається при відриві потоку з кромки сопла у вихідному перетині пальника, при цьому розмір вихорів, що утворюються, зіставим з діаметром вихідного перетину пальника, чи характерного розміру отвору в сітці (діаметр чи лінійний розмір).

В роботах [5-8] назначено, що розмір вихорів, що утворюються в потоці при витіканні через сітку, складає  $0,1 \div 0,2$  від характерного розміру отвору в сітці. Згодом, при русі вихорів в потоці, розміри вихорів збільшуються внаслідок їх асоціації до 2 характерних розмірів отвору в сітці.

Літературний аналіз показав також, що в практиці експериментальні дослідження спалювання газоподібного палива при установці сіток на зрізі пальника представлені недостатньо. Так, відсутні дані щодо впливу сіток на розподіл температур по довжині факелу та на його структуру [1-8]. З літературних джерел відомо, що для отримання малотурбулентного потоку у ряді випадків доводиться встановлювати в потоці детурбулізуючі сітки з великим аеродинамічним опором, що приводить до помітного збільшення енергетичних витрат на форму-

вання заданого режиму течії [5, 6]. Результати проведених досліджень в цьому напрямку можуть лише посередньо дати характеристику впливу сіток на процес спалювання газоподібного палива.

В цілому аналіз літературних джерел показав, що на цей час можна лише прогнозувати, що при установці сіток на зрізі пальника очікуватиметься підвищення ефективності спалювання палива.

Таким чином, широкому впровадженню сіток перешкоджає відсутність загальних науково-методичних основ цієї технології, а також конструктивних рішень для її реалізації.

Для досягнення поставленої мети в роботі вирішені наступні завдання:

- виконані експериментальні дослідження факела при установці сіток;
- досліджені структура і характеристики турбулентного дифузійного і кінетичного факела при установці сіток на зрізі пальника.

#### Методика досліджень та апаратурне забезпечення

Дослідження проводились в лабораторії кафедри промислової теплоенергетики НМетАУ. Схема експериментальної установки приведена на рис. 1.

Установка складається з пальника, що містить циліндровий змішувач 1 з конфузорною головкою 2. На вихідному перетині конфузорної головки 2, яка вважається носиком пальника, встановлюються досліджувані сітки 3 різної конфігурації. Діаметр вихідного перетину носика пальника дорівнює  $D_{\rm H}$ = 50 мм.

В центральній частині корпусу змішувача встановлене реверсивне газове сопло 4, яке може змінювати своє положення всередині змішувача впродовж його вісі, за допомогою гнучкої газової трубки 5. Діаметр вихідного перетину газового сопла дорівнює  $d_{\rm rc} = 10$  мм. Для створення умов кінетичного спалювання в корпусі пальника є лопатки 6, які закручують повітряний потік. Дифузійне спалювання організовується шляхом переміщення газового сопла 4 до вихідного перетину носика пальника. Витрата газу регулюється вентилем 7. Повітря до пальника подається вентилятором 8, через регулюючий вентиль 9. На газо- і повітропроводах встановлені лічильники 10 і 11, для вимірювання витрати газу і повітря.

Температура по вісі факелу вимірювалася термоелектричним термометром 12 типа XA (хромель-алюмель) з діаметром термоелектродів  $d_{\scriptscriptstyle E}$ = 1,2 мм. Термоелектричний термометр був закріплений в координатнику. Візуальна довжина факелу визначалася за допомогою координатної сітки 13.

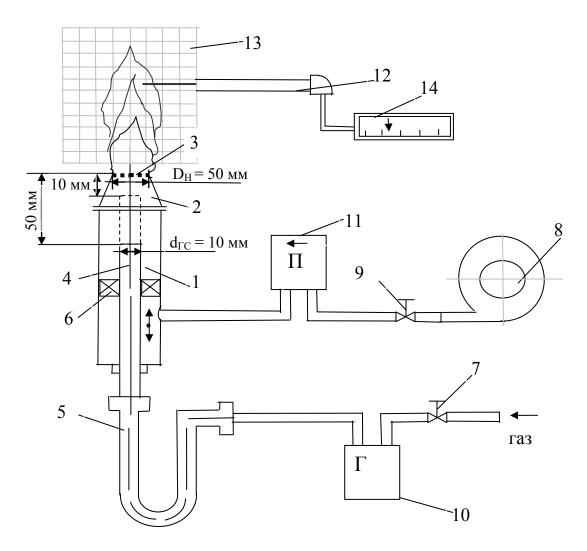


Рис. 1. Схема експериментальної установки по дослідженню процесу вигоряння природного газу в об'ємі турбулентного факела при установці сіток на зрізі пальника

Як вторинний прилад 14, при вимірюванні температур, використовувався програмно-апаратний комплекс, що дозволяє в режимі реального часу одночасно контролювати до 24 вхідних сигналів від термоелектричних термометрів. Клас точності комплексу  $\pm 0,4$  %. Діапазон вимірювання термо-е.р.с. і напруг комплексу  $0 \div 100$  мВ. Апаратна частина вимірювального комплексу містила в собі персональний комп'ютер на базі процесора Intel Celeron 733, промислового інтерфейсу RS 485, і трьох зовнішніх модулів IDAM 7018. Зв'язок з персональним комп'ютером здійснювалася через плату PCI-7520AR. Програмно-апаратний комплекс для вимірювання температур тарувався потенціометром ПП-63 із трьома межами виміру термо-е.р.с. і напруг  $0 \div 25, 0 \div 50$  і  $0 \div 100$  мВ. Основна похибка вимірювання потенціометра ПП-63 не перевищує для першої межі вимірів  $\pm 0,025$  %, а для другої

та третьої  $\pm 0,05$  % верхньої межі шкали (у цілому клас точності приладу 0,05 %). Перед початком вимірювання до програми з вимірювання температур уводилася поправка на температуру вільних кінців термопари.

Гранична відносна похибка вимірювання температури програмно-апаратним комплексом не перевищувала 5 % у діапазоні температур від 300 до 1300 °С. При оцінюванні похибки вимірювання температури у факелі відкритою, не екранованою термопарою, крім похибки вимірювальної апаратури на результати вимірів температури факелу впливають похибки за рахунок відводу тепла від робочого кінця термопари теплопровідністю, і за рахунок перетворення кінетичної енергії потоку в теплову енергію при зіткненні робочого кінця термопари й продуктів згоряння в об'ємі факелу.

Загальна оцінка похибки вимірювання температури не перевищує 10 %.

При дослідженнях прийняті комбіновані сталеві сітчасті стабілізатори полум'я (див. рис. 2): сітки, що гасять турбулентність набігаючого потоку та генеруючі сітки (профільовані). Основні конструктивні параметри сіток: діаметр сітки,  $\mathbf{d}_{\rm c}$  (для сіток, що гасять турбулентність); діаметр отвору в генеруючій сітці,  $\mathbf{d}_{\rm отв}$ ; лінійні розміри отвору в генеруючій сітці,  $\mathbf{l}_{\rm отв}$ , наведені на рис. 2, табл. 1 та 2.

### Експериментальні дослідження впливу сітчастих стабілізаторів полум'я на ефективність спалювання природного газу в факелі

Експериментальні дослідження проводилися в три етапи при двох режимах спалювання природного газу: кінетичному та дифузійному.

На першому етапі досліджень виконувалися вимірювання температури по вісі дифузійного та кінетичних факелів без установки сіток на зрізі пальника. Витрати газу при проведенні досліджень були  $V_{\Gamma} = 0{,}001\,\text{m}^3/\text{c}$  та  $V_{\Gamma} = 0{,}0005\,\text{m}^3/\text{c}$ , що обумовлювалося дозволеним діапазоном регулювання витрат газу на лабораторній установці. Витрати повітря при кінетичному режимі спалювання відповідно до витрат газу були  $V_{\Pi} = 0{,}0108\,\text{m}^3/\text{c}$  і  $V_{\Pi} = 0{,}0054\,\text{m}^3/\text{c}$ , що відповідає спалюванню природного газу з коефіцієнтом витрати повітря  $\alpha = 1{,}1$ .

На цьому етапі експериментальних досліджень аналізувався також вплив розміщення газового сопла всередині змішувача по відношенню до зрізу носика пальника.

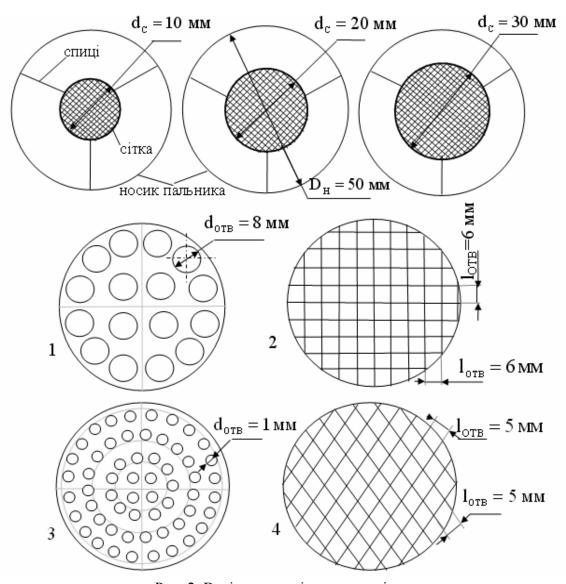


Рис. 2. Варіанти досліджуваних сіток

Дослідження проводилися при двох положеннях газового сопла усередині змішувача. Спочатку газове сопло зсувалося усередину змішувача на 50 мм, що дорівнювало діаметру носика пальника ( $D_H$ ) (див. рис. 1). Потім газове сопло зсувалося усередині змішувача на 10 мм, що дорівнювало діаметру газового сопла ( $d_{\Gamma C}$ ) (див. рис. 1).

На другому етапі досліджень виконувалися вимірювання температури по вісі дифузійного та кінетичного факелу при установці сіток, що гасять турбулентність набігаючого потоку, з діаметром сітки  $d_{\rm C}=30~{\rm mm}$ ,  $d_{\rm C}=20~{\rm mm}$ ,  $d_{\rm C}=10~{\rm mm}$  (див. рис. 2). Витрати газу та повітря, а також положення газового сопла всередині змішувача при проведенні цього етапу досліджень, приймались аналогічними першому етапу.

На третьому етапі досліджень виконувалися вимірювання температури по вісі дифузійного та кінетичного факелу при установці профільованих сіток № 1, 2, 3, 4 (див. рис. 2). На цьому етапі досліджень витрати газу та повітря, а також положення газового сопла всередині змішувача, приймались аналогічними першому етапу.

На кожному етапі досліджень, вимірювання температур по вісі факелу виконувалося шляхом переміщення термопари на координатнику по довжині факелу. Також виконувалося фотографування структури факелу на кожному з організованих режимів спалювання без сітки та з сіткою. Причому додатково фотографування структури факелу після установки сітки виконувалося поблизу сітки.

Для кожного режиму спалювання природного газу з різним положенням газового сопла всередині змішувача та для кожної з досліджуваних сіток, виконувалося по три серії вимірів температур. При обробці результатів досліджень значення температур приймались як середні в кожній серії вимірів.

#### Результати експериментальних досліджень

Результати експериментальних досліджень приведені на рис. 3 та 4, аналіз яких дозволив встановити наступне.

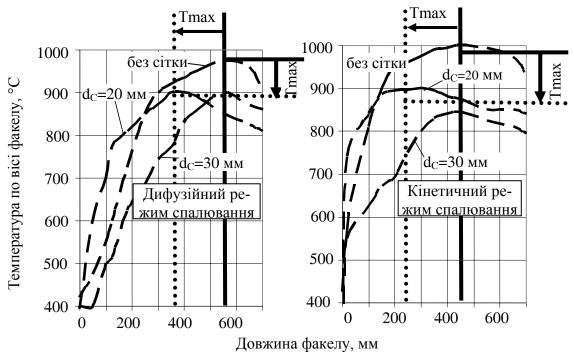


Рис. 3. Температура по вісі факелу при встановленні сіток, що гасять турбулентність потоку  $V_{\Gamma} = 0{,}001 \text{ m}^3/\text{c}$ 

Зниження витрати газу призводить до зниження загального температурного рівня в факелі без встановлення сіток, як при дифузійному, так і при кінетичному режимах спалювання природного газу.

Досліджувана сітка, що гасить турбулентність потоку з діаметром  $d_{\rm c}=30$  мм збільшила величину холодного ядра факелу при дифузійному режимі спалювання палива зі 100 мм до 160 мм (див. рис. 3). В свою чергу сітка, що гасить турбулентність потоку з діаметром  $d_{\rm c}=20$  мм навпаки зменшила величину холодного ядра факелу зі 100 мм до 50 мм.

Найбільш впливовими на структуру факелу є сітки з діаметром  $d_{\rm C}=30\,{\rm mm}$  та  $d_{\rm C}=20\,{\rm mm}$ , які практично виконують роль стабілізатора горіння (див. рис. 3). Сітка, що гасить турбулентність потоку з діаметром  $d_{\rm C}=10\,{\rm mm}$ , не впливає на структуру факелу, однак теж виконує роль стабілізатора горіння.

Порівнюючи кінетичний та дифузійний режими спалювання палива (див. рис. 3) слід відзначити вплив сітки, що гасить турбулентність потоку з діаметром  $d_{\rm C}=20~{\rm mm}$ . Установка сітки дозволила зсунути положення максимуму температур ( $T_{\rm max}$ ) в факелі ближче до вихідного перетину пальника (з 550 мм до 360 мм при дифузійному режимі спалювання, та з 450 мм до 310 мм при кінетичному режимі спалювання) та організувати більш стабільний температурний режим по довжині факелу. Установка сітки з діаметром  $d_{\rm C}=30~{\rm mm}$  не вплинула на положення максимуму температур в факелі в порівнянні зі спалюванням без встановлення сітки. При організації кінетичного режиму спалювання газу температурний рівень в факелі збільшується.

При всіх серіях досліджень сіток, що гасять турбулентність, відзначається збільшення загальної довжини факелу, він стає більш жорстким. При встановленні сіток на всіх режимах спалювання палива значення максимум температур ( $T_{max}$ ) знижується в середньому майже на  $100\,^{\circ}\text{C}$  (див. рис. 3). Загальний температурний рівень в факелі зменшується на  $75-125\,^{\circ}\text{C}$ , в залежності від режиму спалювання газу.

При проведенні експериментальних досліджень установка сіток, що гасять турбулентність потоку на зрізі пальника створювала додатковий акустичний ефект, який виявлявся в характерному шипінні факелу з звуковим ефектом в низькому діапазоні частот.

Дослідження профільованих сіток дозволило встановити, що профільовані сітки зменшили величину холодного ядра факелу.

При витратах газу  $V_\Gamma = 0,001 \text{ м}^3/\text{с}$  встановлення профільованих сіток приводить до зміни структури факелу, але не змінює температурний рівень в факелі. Положення максимуму температур в факелі переміщується ближче до вихідного перетину пальника. При цьому значення максимуму температур залишається на рівні  $940 - 980 \, ^{\circ}\text{C}$ , що аналогічно спалюванню газу без сіток.

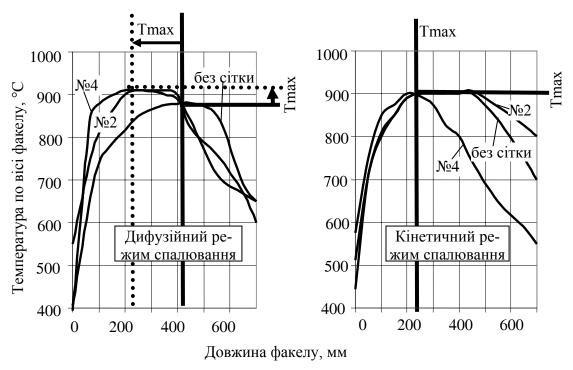


Рис.4. Температура по вісі факелу при встановленні профільованих сіток  $Vr = 0,0005 \text{ m}^3/\text{c}$ 

Більш помітною зміна структури факелу стає при зменшенні витрат газу до Vг = 0,0005 м³/с. При дифузійному режимі спалювання газу при зниженні витрат газу встановлення профільованих сіток збільшує загальний температурний рівень в факелі (див. рис. 4) в середньому на 80 °С. При цьому значення максимуму температур (Tmax) наближується до значення цього показника при витратах газу Vr = 0,001 м³/с. При кінетичному режимі спалювання при зниженні витрат газу встановлення профільованої сітки № 4 знижує загальний температурний рівень в факелі, при цьому значення максимуму температур в факелі (Тmax) залишається без змін, та не змінює свого положення по довжині факелу. Встановлення профільованої сітки № 2 призвело до збільшення загального температурного рівня в факелі, а значення максимуму температур в факелі (Тmax) залишилося без змін (див. рис.4).

Таким чином найбільш впливовими виявилися сітки № 2 та № 4 (див. рис. 4). Вплив сіток № 1 та № 3 є незначним. При цьому сітка № 3 має значний гідравлічний опір, що не дозволяє рекомендувати її для подальшого використання. Окремо слід відзначити вплив профільованих сіток № 2 та № 4 на структуру факелу по довжині. Загальна довжина факелу збільшується, факел стає жорстким.

Таким чином, результати експериментальних досліджень процесу спалювання природного газу в об'ємі факелу при установці сіток на зрізі пальника, дозволили встановити вплив геометричних характери-

стик сіток на температуру по довжині факелу і відповідно на процес сумішоутворення в об'ємі факелу.

Досліджувані сітки підтвердили загальні відомості про їх вплив на процес горіння. В значній мірі сітки вплинули на структуру факелу. Зміна структури факелу найбільш інтенсивно відбулась в ядрі факелу.

#### Висновки

Дослідження роботи газового пальника з встановленими на вихідному перетині сітчастими стабілізаторами полум'я дозволяє зробити наступні висновки.

Досліджувані сітки, що гасять турбулентність потоку, збільшили величину холодного ядра факелу. При використанні таких сіток загальна довжина факелу збільшується, а факел стає більш жорстким. Найбільш впливовою на факел є сітка з діаметром  $d_{\rm c}=30\,{\rm mm}$ . При встановленні цієї сітки загальний температурний рівень в факелі зменшується майже на  $100\,{}^{\circ}{\rm C}$ . Максимальна температура факелу зменшується, але середня температура по довжині факелу залишається на одному рівні. Таким чином сумарна тепловіддача від факелу збільшується, що дозволяє рекомендувати встановлення цих сіток в протяжних камерах спалювання з метою підвищення ефективності паливовикористання в паливоспалюючих агрегатах, за рахунок організації жорсткого та протяжного факелу.

Дослідження профільованих сіток дозволило встановити, що профільовані сітки зменшили величину холодного ядра факелу. Найбільш впливовими виявилися сітки № 2 та № 4. При установці профільованих сіток збільшується температурний рівень по довжині факелу, навіть при зменшенні витрат палива. Встановлення цих сіток можна рекомендувати для практичного застосування в коротких камерах спалювання.

Крім того, встановлення сіток суттєво розширює діапазон стійкої роботи пальникового пристрою, що збільшує можливості використання пальників при зміні витрат палива внаслідок зміні теплових навантажень на паливовикористовуючий агрегат.

#### Список літератури

- 1. Вулис Л. А. Аэродинамика факела / Вулис Л. А., Ярин Л. П. Л.: Энергия, 1978. 216 с.
- 2. Панченко Н. Н. Взаимодействие колебаний давления с процессом горения //Физика горения и взрыва. 1990. № 6. С. 83—85.
- 3. Белоцерковский С. М. Моделирование влияния диффузии вихрей на турбулентные характеристики струй / Белоцерковский С. М., Хлапов Н. В. // Изв. вузов. Нелинейная механика. 1995. Т. 3, № 2. С. 94—103.

- 4. Белоцерковский С. М. Моделирование круглой турбулентной струи методом дискретных вихрей / Белоцерковский С. М., Гиневский А. С., Хлапов Н. В. // ДАН. 1995. Т. 345, № 4. С. 479–482.
- 5. Власов Е.В. Влияние начальных условий истечения на аэродинамические характеристики турбулентных струй / Власов Е. В., Гиневский А. С., Каравосов Р. К. // Сборник научных трудов «Механика неоднородных турбулентных потоков». М.: Наука, 1989. С. 27–34.
- 6. Дербунович Г. И., Оптимальные условия управления интенсивностью турбулентности потока с помощью сеток / Дербунович Г. И., Земская А. С., Репик Е. У., Соседко Ю. П. // Учен. Зап. ЦАГИ. 1980. Т. 11, № 2. С. 35—44.
- 7. Хзмалян Д. М. Теория горения и топочные устройства / Хзмалян Д. М., Каган Я. А. М.: Энергия, 1977. 432 с.
- 8. Гичёв Ю. А. Моделирование процесса выгорания газообразного топлива в объеме турбулентного факела / Гичёв Ю. А., Адаменко Д. С., Коваль К. М. // Металургійна теплотехніка: Збірник наукових праць Національної металургійної академії України. У двох книгах. Книга друга. Дніпропетровськ: Пороги, 2005. С. 42 50.

Рукопис надійшов 04.10.2010 р.

УДК 621.771.22.016

**Бровкин В.Л**. — к.т.н., доц., Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ)

**Анурова Т.В.** – аспирант, НМетАУ

**Радченко Ю.Н.** – к.т.н., доц., НМетАУ

**Коваленко В.В.** – к.т.н., с.н.с., НМетАУ

**Лазич**  $\mathbf{J.}$  — доктор наук, проф., Загребский университет, г. Сисак, Хорватия

#### АНАЛИЗ СУЩЕСТВУЮЩИХ ТЕХНОЛОГИЙ УСКОРЕННОГО ОХЛАЖДЕНИЯ СОРТОВОГО ПРОКАТА И ЕГО ВЛИЯНИЕ НА СТРУКТУРУ И МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА МЕТАЛЛА

В статье выполнен анализ влияния ускоренного охлаждения на микроструктуру и механические свойства сортового проката, рассмотрены различные способы охлаждения, а также конструкции устройств для камерного охлаждения. Сформулированы основные задачи исследований, направленные на экономию расхода энергии в технологическом процессе, совмещающем ускоренное охлаждение проката и дальнейшую термообработку металла в термических печах.

Ключевые слова: прокат; ускоренное охлаждение; термообработка; термическая печь.

#### Введение

В современных масштабах производства металла основной задачей является повышение качества металлопродукции, а также резкое снижение отходов металла при его производстве и обработке [1]. В осуществлении программы экономии черных металлов важное место занимает внедрение технологий термомеханической обработки, которые улучшают механические свойства проката. На металлургических заводах страны термомеханическая обработка проката в термических печах имеет большое распространение, а для многих видов профилей является обязательной операцией. Операция ускоренного охлаждения проката представляет собой термомеханическую обработку, которая позволяет исключить или сократить термическую обработку металла со специального нагрева в термических печах. Поэтому эта операция приобретает важное значение [2].

© Бровкин В.Л., Анурова Т.В., Радченко Ю.Н., Коваленко В.В., Лазич Л., 2010

\_\_\_

#### Постановка задачи

**Целью работы** является определение энергоэффективных способов обработки сортового проката.

Для достижения этой цели рассмотрены различные способы термомеханической обработки проката, выполнен анализ влияния ускоренного охлаждения на механические свойства металла, сформулированы основные задачи дальнейших исследований, направленных на снижение энергоресурсов.

#### Термомеханическая обработка проката

Как известно, основным требованием к низколегированным конструкционным сталям является получение достаточно высокого уровня механических свойств, которые определяются ее структурным состоянием. Структурное состояние стали, в основном зависит от режимов термомеханической обработки и определяется химическим составом [3, 4, 5].

Термомеханическая обработка (ТМО) проката является наиболее эффективным способом повышения его механических свойств. ТМО представляет собой совокупность операций деформации, нагрева и охлаждения в различной последовательности, в результате которых формируется структура стали. Формирование окончательной структуры стали происходит в условиях повышенной плотности несовершенств строения, созданных пластической деформацией. В настоящее время известно несколько разновидностей ТМО: высокотемпературная (ВТМО), низкотемпературная (НТМО), механико-термическая (МТО), предварительная термомеханическая обработка (ПТМО) и другие. Получившую распространение в последнее время контролируемую прокатку также считают разновидностью ТМО [4].

При ВТМО сталь нагревают и подвергают деформации. Сразу после деформации сталь подвергается закалке в устройствах ускоренного охлаждения с последующим низким отпуском. При НТМО сталь нагревается и охлаждается, после чего её деформируют. После деформации следует закалка, а далее — низкий отпуск. Низкотемпературная обработка получила незначительное применение [6].

Наиболее часто применяют высокотемпературную обработку. Её преимущество в том, что заготовки сразу после окончания горячей деформационной обработки могут подвергаться закалке без специального нагрева, используя только теплоту металла после горячего деформирования. Таким образом, достигается экономия топлива, сокращается время получения готовой продукции, повышаются механические свойства, а также увеличиваются прочность, пластичность, вязкость и жаропрочность стали [4, 6].

Контролируемая прокатка является одним из перспективных видов термомеханической обработки низколегированных сталей и представляет собой горячую прокатку по заданному режиму, включающему запрограммированные температуры начала и окончания деформации, обжатия и скорости охлаждения на различных стадиях пластической обработки [6]. При контролируемой прокатке, за счет снижения температуры деформации в установках ускоренного межклетьевого охлаждения в сочетании с ускоренным охлаждением готового проката, структура стали формируется с мелким зерном феррита, как следствие повышается предел текучести, снижается температура и улучшается свариваемость [5]. Контролируемая прокатка позволяет получить зерно перлита диаметром 5 – 10 мкм и менее, что приводит к упрочнению стали на 10 – 30 % при сохранении высокой пластичности и вязкости [4].

#### Влияния ускоренного охлаждения на микроструктуру проката

В настоящее время, ускоренное охлаждение металла стало важной частью технологического процесса во многих прокатных цехах, и применяется, в основном, для производства конструкционных сталей. Эта технология может использоваться как самостоятельная операция, а также как составная часть других технологических процессов. В основном, ускоренное охлаждение применяется тогда, когда необходимо получение стальной продукции со структурой мелкодисперсного перлита (сорбита), которому присущи высокая прочность и пластичность [5].

Технология ускоренного охлаждения металла применяется на разных участках производства проката, в частности, между клетями прокатного стана (межклетьевое охлаждение), непосредственно после выхода проката из чистовой клети, а также при закалке металла после специального нагрева в различных нагревательных устройствах. В частности, межклетьевое охлаждение наиболее применимо на полосопрокатных станах. Такое охлаждение расширяет возможности управления температурой металла, тем самым способствует повышению производительности стана и качества проката. Управление межклетьевым охлаждением базируется на измерении скорости прокатки и температуры раската на входе и выходе из стана. Охлаждение между клетями прокатного стана в сочетании с ускоренным охлаждением проката приводит к снижению температуры металла на выходе из последней клети прокатного стана, что повышает уровень пластических свойств стали при незначительном повышении прочностных свойств за счет образования мелкозернистой структуры стали. Это создает предпосылки по снижению энергоресурсов при дальнейшей обработке проката в термических печах [7, 2].

В результате ускоренного охлаждения, в структуре стального проката, происходят фазовые превращения аустенита с образованием мелкодисперсных частиц карбидов, замедляющих процессы динамической рекристаллизации. С увеличением скорости охлаждения и степени переохлаждения растет число зародышей карбидов, а их размеры и расстояние между ними уменьшаются.

По технологии ведения процесса, ускоренное охлаждение можно разделить на одностадийное и двухстадийное. Одностадийное охлаждение осуществляется в устройствах, в которых прокат охлаждается водой, например, в проводящих трубах. Одностадийное охлаждение уменьшает окалинообразование, но недостатком такого охлаждения, в частности, является то, что при последующем охлаждении в бунтах происходит значительный разброс механических свойств по длине и разнородная структура по сечению, что отрицательно сказывается на качестве продукции [8].

Двухстадийная технология состоит из водяного и интенсивного воздушного охлаждений. Одним из первых внедренных в промышленности способов двухстадийного охлаждения является способ "Стилмор". Такой способ особенно пригоден для производства проволоки из высокоуглеродистых сталей. При водяном охлаждении сохраняется достигнутая при горячей прокатке мелкозернистая структура. Заключительный, интенсивный обдув воздухом приводит к образованию очень мелкозернистой перлитной структуры, которая исключает необходимость использования применяемого обычно патентирования катанки перед волочением [8].

Основными недостатками способа "Стилмор" являются большие конструкционные размеры линии охлаждения и некоторая неравномерность механических свойств по длине проката за счет различных скоростей воздушного охлаждения [8, 11, 12].

#### Способы охлаждения проката

В настоящее время известны различные способы охлаждения проката, они характеризуются видом охлаждающей среды, организацией подачи ее на охлаждаемую поверхность проката и отвода отработанного охладителя. Известны такие способы: охлаждение металла в баках со спокойной водой, спрейерное (струйное) охлаждение, охлаждение водовоздушной смесью, охлаждение в сплошном потоке воды в устройствах камерного типа (камерное охлаждение) [10].

Способ охлаждения сортового металла в баках со спокойной или проточной водой не получил широкого применения из-за ряда недостатков, основными из которых являются невысокие скорости охлаждения, а также неоднородность структуры и, как следствие, низкие механические свойства.

Широко известен и изучен способ спрейерного или струйного охлаждения проката, сущность которого заключается в подаче струй охлаждающей воды на поверхность профиля. Такой способ охлаждения позволяет создать компактные установки, в которых происходит ускоренное охлаждение проката водой. Интенсивность охлаждения зависит от плотности орошения, скорости выхода воды из сопла, расстояния между соплом и охлаждаемой поверхностью. Скорость охлаждения проката в среднем по сечению может достигать 100 °С/с. Главными недостатками такого способа охлаждения являются необходимость строгой фиксации охлаждаемого профиля относительно струй воды, затруднения с обеспечением сплошного охлаждения всей поверхности, низкий коэффициент использования воды, а также необходимость очистки воды, чтобы не засорять отверстия спрейеров [10].

Эффективным способом снижения температуры проката является охлаждение его водовоздушной смесью [8]. При введении жидкости в поток воздуха возникает мелкодисперсная струя водяного тумана. На поверхность охлаждаемого проката водовоздушная смесь может подаваться перпендикулярно, параллельно или под углом в открытом пространстве или в закрытых камерах. Для ускоренного охлаждения сортового и фасонного проката смесью воды с воздухом разработаны устройства коллекторного типа. Достоинствами водовоздушного способа охлаждения являются возможность регулирования интенсивности охлаждения изменением соотношения расходов воды и воздуха в смеси, а также равномерное охлаждение металла по сечению струи в сравнении с водяными струями [10].

Камерный способ охлаждения достаточно широко применяется в производстве металлопродукции и чаще всего используется для термического упрочнения крупных фасонных профилей и длинномерных изделий. Одним из главных преимуществ такого способа охлаждения является возможность применения противоточной подачи воды, благодаря чему повышается интенсивность теплообмена [8].

#### Конструкции устройств для камерного охлаждения

Участок ускоренного охлаждения может состоять из отделения водоподготовки, устройств пред- и последеформационного охлаждения проката в линии прокатного стана. К камерам охлаждения вода подается по отдельному трубопроводу. Давление воды в охлаждающих устройствах регулируется задвижками и, как правило, в среднем достигает 10-20 атмосфер, в зависимости от конструкции охлаждающих устройств [9].

В зависимости от взаимного направления движения проката и воды различают два типа камер: прямоточные и противоточные. В прямоточных камерах движение воды направлено в сторону моталок

или холодильника, поэтому для сбора отработанной воды применяются специальные устройства механического дробления струи. Это приводит к удлинению участка охлаждения и повышению стоимости установки. Так как охлаждение проката на участках дробления часто носит неупорядоченный характер, то нарушается равномерность отбора теплоты от поверхности металла и, соответственно, происходит ухудшение свойств проката по периметру и длине [8,10]. Преимуществом прямоточных камер, особенно при охлаждении длинномерного проката перед холодильником, является наличие гидротранспортирования проката.

Противоточный способ охлаждения является более эффективным, с точки зрения теплообмена. В процессе эксплуатации промышленных противоточных охлаждающих устройств выявились их некоторые технологические и теплотехнические преимущества [5]. Скорость охлаждения поверхности металла в противоточных устройствах приблизительно в 4-5 раз выше, чем в прямоточных, при одном и том же расходе воды [8]. Длина камеры охлаждения значительно меньше, что создает предпочтение при размещении этих устройств на действующих прокатных станах [10].

Недостатком такого способа являются трудности со сбором отработанной воды, особенно в случае многоступенчатого охлаждения, но проблема частично может быть снята при размещении камеры возле клети, когда струя воды из камеры бьет в калибр клети.

Также применяется смешанный прямо-противоточный режим в одном устройстве, где встречные потоки воды взаимопоглощаются. Общий расход воды при этом увеличивается, причем половину его потребляет менее эффективный прямоточный участок из-за необходимости соблюдать равенство кинетических энергий встречных потоков [8]. Нарушение этого условия может привести к преобладанию прямо- или противотока и вытеканию воды в обратном направлении. В некоторых прямо-противоточных устройствах из-за наличия взаимного подпора воды возрастает гидравлическое сопротивление охлаждающих камер, что приводит к увеличению энергетических затрат, уменьшению скорости воды и, как следствие, снижению охлаждающей способности устройства [10].

Охлаждающие установки могут быть как односекционными, так и многосекционными. Применение многосекционных установок является более эффективным, так как охлаждение проката в каждой из отдельных секций ведется с собственной для нее интенсивностью, что обеспечивает переход от прерванной к прерывистой закалки. Еще одно преимущество многосекционных установок термического упрочнения заключается в более гибком управлении процессом упрочнения [13].

#### Постановка задач исследований, направленных на снижение энергоресурсов

Несмотря на достигнутые успехи в изучении эффектов термомеханической обработки проката на базе установок ускоренного охлаждения, продолжаются исследования, направленные на совершенствование данного технологического процесса. В частности, недостаточно изучено влияние конструкционных и технологических параметров работы устройств ускоренного охлаждения на температурное состояние охлаждаемого металла и его микроструктуру. При этом возникает ряд оптимизационных задач, связанных с рациональным использованием охлаждающей воды и энергоресурсов. Также малоизученным является вопрос о глубине и качестве охлаждения проката при необходимости последующей термообработки проката в термических печах. С одной стороны, качественная подготовка микроструктуры металла в устройствах межклетьевого и ускоренного охлаждения сокращает длительность сфероидизирующего отжига и расход топлива в термической печи, но, с другой стороны, приводит к увеличению расхода электроэнергии на привод водяных насосов в условиях неизбежного повышения расхода и давления воды.

При дальнейшем изучении технологий устройств ускоренного охлаждения планируется решение следующих задач:

- исследование влияние технологических и конструкционных параметров охлаждающих устройств (диаметр, длина и число камер охлаждения и др.) на уровень температур проката с выбором оптимальных расходов воды на охлаждение;
- разработка температурных режимов обработки проката при комбинировании межклетьевого и последеформационного ускоренного охлаждения;
- разработка температурно-временных режимов термообработки готового проката в термической печи с учетом начального структурного состояния металла, сформулированного в результате межклетьевого и ускоренного охлаждения проката.

#### Выводы

- 1. Выполнен анализ влияния ускоренного охлаждения на микроструктуру и механические свойства проката. Из проведенного анализа следует, что структурное состояние готового проката определяется режимом термомеханической обработки и последующей термообработки в термических печах. Показана возможность сокращения или исключения цикла сфероидизирующего отжига со специального нагрева.
- 2. Рассмотрены различные способы охлаждения и конструкции устройств для сортового проката. Наиболее эффективным способом

является охлаждение сортового проката в камерных устройствах сплошным потоком воды.

3. Сформулированы основные задачи по исследованию влияния технологических и конструктивных параметров работы устройств ускоренного охлаждения, а также температурных режимов прокатки и последующей термообработки в термических печах на расход энергии в процессе обработки металла.

#### Список литературы

- 1. Fujibayashi Akio. JFE Steel's advanced manufacturing technologies for high performance steel plates / Fujibayashi Akio, Omata Kazuo // JFE Technical Report. 2005. № 5. S. 68–72.
- 2. Бровкин В. Л. Исследование тепловых процессов контролируемой прокатки на стане 250 / Бровкин В. Л. // Металлургическая и горнорудная промышленность. -2007. -№ 3 C. 110–114.
- 3. Узлов И. Г. Термическая обработка проката / Узлов И. Г., Савенков В. Я., Поляков С. Н. К. : Техніка, 1981. 159 с.
- 4. Большаков В. И. Термическая обработка стали и металлопроката: учеб. [для студ. высш. техн. учеб. зав.] / Большаков В. И., Долженков И. Е., Долженков В. И. Днепропетровск: Gaudeamus, 2002. 271 с.
- 5. Коваленко В. В Исследование структуры и свойств горячекатаного металла после термомеханической обработки / В. В. Коваленко, В. Л. Бровкин, Ю. Н. Радченко // Теория и практика металлургии. − 2007. − № 1. − С. 39–42.
- 6. Большаков В. И. Термическая и термомеханическая обработка строительных сталей / Большаков В. И., Рычагов В. Н., Флоров В. К. Днепропетровск : Січ, 1994. 232 с.
- 7. Генкин А.Л. Алгоритм и система управления показателями качества полосы при горячей прокатке с межклетьевым охлаждением раската / А.Л. Генкин, А.Р. Куделин, Р.Л. Шаталов // Производство проката. 2007. № 9. С. 34-37.
- 8. Губинский В. И. Уменьшение окалинообразования при производстве проката / Губинский В. И., Минаев А. Н., Гончаров Ю. В. К. : Техніка, 1981. 135 с.
- 9. Евсеев С. Л. Совершенствование технологии ускоренного охлаждение проката / С. Л. Евсеев, П. В. Гулов, А. С. Попов, А. А. Паршин // Сталь. -2009. -№ 12. C. 39–41.
- 10. Минаев А. А. Совмещенные металлургические процессы : Монография / Минаев А. А. Донецк : Технопарк ДонГТУ УНИТЕХ, 2008. 552 с.
- 11. Контролируемое охлаждение по способу "Стилмор". Обозрение // Черные металлы. 1977. № 24. С. 29.

- 12. Луценко В. А. Окалинообразование при термомеханической обработке катанки в потоке высокоскоростного стана / В. А. Луценко // Черная металлургия. -2006. -№ 12. -C. 54–57.
- 13. Эффективность применения многосекционных установок термического упрочнения арматурного проката / И. Г Узлов., О. Г. Сидоренко, И. П. Федорова, А. П. Сухой [и др.] // Металлургическая и горнорудная промышленность. 2010. № 3. С. 79–81.

Рукопись поступила 15.10.2010 г.

УДК 536.2:539.3

**Веселовский В.Б.** – к.т.н, доц., Днепропетровский национальный университет (ДНУ)

**Колесник И.А.** — д.т.н., проф., Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ)

**Клим В.Ю.** – м.н.с., ДНУ

#### ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЕ В СТЕРЖНЕВЫХ ЭЛЕМЕНТАХ КОНСТРУКЦИЙ ПРИ ЦИКЛИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ

Предложен подход к определению температуры стержневых элементов конструкций при исследовании процесса тепловыделения — диссипации энергии деформирования — вследствие циклического нагружения с учетом нестационарных условий теплообмена с окружающей средой и зависимости теплофизических и механических характеристик материала и источников тепла от температуры. Приведены результаты вычислительного эксперимента.

Ключевые слова: температурное поле; нестационарные условия теплообмена; диссипативный разогрев; циклическое нагружение.

#### Введение

Высокая интенсивность механического нагружения одновременно с нестационарным теплообменом с окружающей средой часто определяют современные эксплуатационные режимы работы устройств и конструктивных элементов оборудования. Циклическое нагружение элементов конструкций сопровождается рассеянием (диссипацией) энергии деформирования, часть которой переходит в тепло.

В последние годы с появлением исследований, посвященных изучению поведения материалов в широком диапазоне чисел циклов (от  $10^9$  циклов нагружения), более актуальной стала проблема гигациклового нагружения [1 – 4]. Для многоциклового нагружения характерны невысокие переменные напряжения, которые существенно ниже предела текучести, высокие частоты нагружения, большое число циклов нагружения. Это связано, в первую очередь, с тем, что требуемая долговечность элементов конструкций различных отраслей техники превышает долговечность, принятую в стандартах ( $10^6$  циклов). В диапазоне гигациклового нагружения с низкими эксплуатационными циклическими напряжениями связана работа компрессоров, вращающихся элементов оборудования химических заводов, предприятий атом-

\_\_\_

<sup>©</sup> Веселовский В.Б., Колесник И.А., Клим В.Ю., 2010

ной энергетики, компонентов двигателей авиационной техники и различных транспортных систем.

Интенсивное изучение проблемы разрушения при ультравысоком числе циклов показывает определяющее значение факторов, влиянием которых пренебрегалось ранее. Проведенные испытания различных материалов на базе  $10^8-10^9$  циклов [1-3] свидетельствуют о том, что температура является одним из основных факторов, вызывающих изменение циклического предела текучести, наряду с частотой нагружения, структурными превращениями, упрочнениями поверхности, амплитудой напряжения и др.

Целью работы является построение алгоритма расчета температурных полей диссипативного разогрева стержневых элементов конструкций при циклическом нагружении в рамках математической модели нестационарных тепловых процессов с внутренним источником тепла с нестационарными условиями теплообмена с окружающей средой и зависимостью от температуры теплофизических, механических характеристик материала и источников тепла.

#### Постановка задачи

Нелинейная задача нестационарной теплопроводности для однородного стержня длиной l в физических переменных имеет вид:

$$c(T)\rho(T)\frac{\partial T(x,\tau)}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x} \left[ \lambda(T)\frac{\partial T(x,\tau)}{\partial x} \right] - \frac{\alpha(T)}{h} \left[ T(x,\tau) - T_c \right] + q(T),$$

$$0 \le x \le 1, \quad \tau > 0; \qquad (1)$$

$$T(x,0) = \varphi(x); \qquad (2)$$

$$\frac{\partial T(x,\tau)}{\partial x} \bigg|_{x=0} = 0;$$

$$\varepsilon_1 \lambda(T)\frac{\partial T(x,\tau)}{\partial x} \bigg|_{x=1} = \varepsilon_2 \alpha_2(T) \left[ f(\tau) - \varepsilon_3 T(x,\tau) \right]_{x=1}, \qquad (3)$$

где  $T(x,\tau)$  – температура стержня, зависящая от координаты x и времени  $\tau$ ;  $T_c$  – температура окружающей среды; c (T),  $\lambda$  (T) и  $\rho$  (T) – коэффициенты удельной теплоемкости, теплопроводности и плотность материала стержня;  $\alpha(T)$ ,  $\alpha_2(T)$  – коэффициенты теплоотдачи c боковой поверхности и торцов внешних (граничных) частей стержня;  $\phi(x)$  – начальное распределение температуры;  $\epsilon_1$ ,  $\epsilon_2$ ,  $\epsilon_3$  – коэффициенты, принимающие значения  $\pm$  1,0 (в зависимости от сочетания значений  $\epsilon_i$  на торце стержня задаются граничные условия 1, 2 и 3 рода, а функция  $f(\tau)$  при этом принимает значения температуры поверхности торца стержня, теплового потока или температуры окружающей

среды); h – отношение площади сечения стержня к периметру сечения.

Нелинейная задача в соответствии с методом последовательных интервалов и пространственно-временных квадрантов сводится к последовательности решения линейных задач [5-8]. При разбиении на интервалы всего времени циклического нагружения t и длины стержня l следующим образом:

$$\begin{split} 0 &\leq \tau \leq \Delta \tau_{j}, & \sum_{j=1}^{M} \Delta \tau_{j} = t, & j = 1, 2..M; \\ 0 &\leq x_{i} \leq \Delta l_{i}, & \sum_{i=1}^{N} \Delta l_{i} = 1, & i = 1, 2..N, \end{split}$$

линейные задачи теплопроводности позволяют перейти к безразмерным переменным:

$$z_{i} = x_{i} / \Delta l_{i}; \quad Fo_{i}^{j} = \frac{a_{0}^{i}}{(\Delta l_{0}^{i})^{2}} \tau_{j},$$

где  $a_0^i$ ,  $\Delta l_0^i$  – некоторые характерные параметры: коэффициент температуропроводности, линейный размер (длина интервала по координате). В качестве характерных параметров можно взять конкретные параметры, соответствующие любой части стержня.

В предположении о том, что количество разбиений на интервалы не ограничено  $(M, N \in [1, \infty))$ , сами интервалы могут быть сколь угодно малыми. Тогда нелинейная задача (1)-(3) сводится к совокупности  $M \times N$  линейных задач. Между интервалами по координате выполняются условия идеального теплового контакта на стыках частей, функции температуры и тепловых потоков считаются непрерывными. Связь между интервалами по времени выполняется со следующим условием:

$$\varphi_i^{j+1}(z_i) = T_i^j(z_i, \Delta F o_i^j)$$
.

Тогда решение M x N линейных задач нестационарной теплопроводности сводится к решению задачи для кусочно-однородного стержня при циклическом нагружении в унифицированной постановке и имеет вид [7-8]:

$$\begin{split} &T_{i}^{j}(z_{i},Fo_{i}) = \sum_{l=1}^{2N} \left\{ \sum_{n=0}^{\infty} \Omega_{n,i}^{l} \left[ \mu_{n,i}^{l}(z_{i}),\phi_{n,i} \right] g_{l,i}^{(n)}(Fo_{i}) + \right. \\ &\left. + \sum_{k=1}^{\infty} E_{l,i}^{j}(z_{i},p_{k}) \cdot \exp(p_{k}Fo_{i}) \right\} + \\ &\left. + \Gamma_{i}^{*j}(z_{i},Fo_{i}) \right. , \end{split} \tag{4}$$

где

$$\begin{split} E_{l,i}^{j}(z_{i},p_{k}) &= E_{l,i}^{j-1}(z_{i},p_{k}) \cdot exp(p_{k} \cdot \Delta Fo_{i}^{j-1}) + \frac{g_{l,i}^{j}(p_{k})}{\psi_{N,j}'(p_{k})} \cdot Q_{l,i}^{j}(z_{i},p_{k}) \,; \\ \Gamma_{i,j}^{*}(z_{i},Fo_{i}) &= \sum_{n=0}^{\infty} \beta_{i}^{n} \frac{Fo_{i}^{n}}{n!} \phi_{i}^{j}^{(2n)}(z_{i}) + \beta_{i}^{*} \sum_{n=0}^{\infty} \beta_{i}^{n} \frac{Fo_{i}^{n}}{n!} w_{i}^{j}^{(2n)}(z_{i}) \,; \\ \mu_{i,i+1} &= \frac{\lambda_{i+1}}{\lambda_{i}} \frac{(\Delta l_{i})}{(\Delta l_{i+1})} \,; \quad \beta_{i} &= \frac{a_{i}}{a_{0}^{i}} \frac{(\Delta l_{0}^{i})^{2}}{(\Delta l_{i})^{2}} \,; \quad \beta_{i}^{*} &= \beta_{i} \frac{(\Delta l_{i})^{2}}{\lambda_{i}} \,; \\ Bi_{1}^{j} &= \frac{\alpha_{1}^{j}}{\lambda_{l}^{j}} \Delta l_{1} \;; \quad Bi_{2}^{j} &= \frac{\alpha_{2}^{j}}{\lambda_{N}^{j}} \Delta l_{N} \;; \\ \phi_{i}^{j}(z_{i}) &= \Gamma_{i}^{*j-1}(z_{i}, \Delta Fo_{i}^{j-1}) + \sum_{l=1}^{2N} \left\{ \sum_{n=0}^{\infty} \Omega_{n,j-1}^{l} \left[ \mu_{n,l}(z_{i}), \phi_{n} \right] \times \right. \\ &\times g_{l,i}^{j-l(n)}(Fo_{i}) \mid_{Fo_{i} = \Delta Fo_{i}^{j} - 1} \right\} \,; \\ g_{1,l}^{j}(Fo_{1}) &= \Gamma_{1,j}^{*}(0, Fo_{1}) \,; \\ g_{2N,2N}^{j}(Fo_{N}) &= f_{j}(Fo_{N}) \epsilon_{2} Bi_{2,N}^{j} - \epsilon_{2} \epsilon_{3} Bi_{2,N}^{j} \Gamma_{N}^{*j}(1, Fo_{N}) \,; \\ g_{3,i}^{j}(Fo_{i}) &= \frac{d\Gamma_{i}^{*}(z_{i}, Fo_{i})}{dz_{i}} \bigg|_{z_{i} = l} - \mu_{i,i+1} \frac{d\Gamma_{i+1}^{*}(z_{i+1}, Fo_{i+1})}{dz_{i+1}} \bigg|_{z_{i+1} = 0} \end{split}$$

ит. д.

Для безразмерного времени на каждом интервале по координате используется выражение

$$Fo = \frac{a_0^i}{(\Delta l_0^i)^2} \tau .$$

Связь между безразмерным временем на интервалах по координате с безразмерным временем при решении нелинейной задачи для однородного стержня определяется соотношением:

$$Fo = Fo^{j} \left( \frac{\Delta l_0^i}{l} \right)^2 \frac{a_0^i}{(a_0^i)^j}.$$

Предложена методика определения температурных полей стержневых элементов конструкций при циклическом нагружении [7 – 8]. Стержневые элементы конструкций могут быть представлены в виде однородных и кусочно-однородных стержней, с различными видами

теплового контакта в местах стыка и условиями теплообмена с окружающей средой.

Температура диссипативного разогрева стержня при циклическом нагружении определяется по следующему алгоритму.

Все время циклического нагружения t разбивается на M конечных временных интервалов  $\left[\tau_{j-1},\tau_{j}\right]$ , j=1,2..M.

По длине l стержень разбивается на N конечных интервалов по координате  $[x_{i-1}, x_i]$ , i = 1, 2... N .

Для интервала времени  $\left[\tau_{j-1},\tau_{j}\right]$  на каждом интервале по координате  $\left[x_{i-1},x_{i}\right]$  выполняется последовательность действий:

1. Для получения значений теплофизических и механических характеристик материала (c(T),  $\lambda$ (T), a(T),  $\rho$ (T), E(T),  $\sigma$ <sub>T</sub>(T) — теплоемкость, теплопроводность и температуропроводность, плотность, модуль упругости и предел текучести соответственно) принята зависимость:

char(T) = 
$$\left( \text{char } (T(x_{i-1}, \tau_{j-1})) + \text{char } (T(x_i, \tau_{j-1})) \right) / 2$$
.

- 2. Решается задача вынужденных колебаний [9]. При этом рассматриваются моногармонические колебания в резонансной зоне, в предположении выполнения правила Видлера: рассеяние механической энергии не влияет на форму колебаний системы. Определяются формы колебаний, деформации и напряжения по длине стержня для любого момента времени  $\tau \in [\tau_{i-1}, \tau_i]$ .
- 3. Проверяется условие для амплитудных напряжений в опасном сечении, то есть максимальное значение амплитудных напряжений по длине стержня сравнивается с заданным значением предела текучести  $\sigma_{max}^a(x,\tau_-) < \sigma_T^-$  (T).
  - 4. Определяется количество циклов нагружения  $N^*$ .
- 5. Определяется распределение интенсивности внутренних источников тепла по длине стержня по известным зависимостям [8].
- 6. Решается линейная задача теплопроводности для определения температурного поля  $T(x,\tau)$ .
- 7. Распределение температуры по длине стержня в конце текущего интервала времени  $T(x, \tau_j)$  является начальным для следующего интервала времени.

Для последующего интервала времени на каждом интервале по координате повторяются предыдущие шаги алгоритма.

Для проведения вычислительного эксперимента в качестве расчетной модели образца взят сплошной стержень круглого поперечно-

го сечения из аустенитной стали *XI8H10T*. Для анализа результатов расчета были использованы данные экспериментальных усталостных испытаний образцов из аустенитной хромоникелевой стали, которые были проведены на установке фирмы «Шенк» [10].

Диапазон амплитуд напряжений при испытаниях 70 – 190 МПа.

В расчетах используются температурные зависимости теплофизических и механических свойств материала, принятые из работ [10, 11].

На рис. 1 изображены зависимости температуры при разных амплитудах колебаний  $A_0$ .

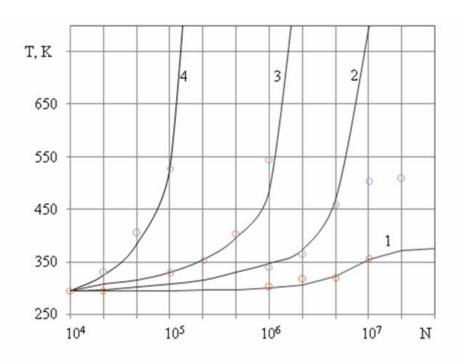


Рис. 1. Зависимость температуры T в сечении образца от количества циклов N при различных значениях  $A_0$ :  $1-A_0=2,25$  мкм;  $2-A_0=3,75$  мкм;  $3-A_0=5,25$  мкм;  $4-A_0=6,45$  мкм; 0- экспериментальные данные

Анализ полученных результатов показал, что только при  $A_0 = 3,75$  мкм расчетное изменение температуры происходит интенсивнее, чем это было замерено при испытаниях. Из рис. 1 видно, что в зависимости от режима нагружения (значения  $A_0$ ) температура в исследуемой точке образца может устанавливаться или повышаться с нарастающей скоростью, что подтверждает возможность использования расчетного метода для оценки разогрева циклически нагружаемого элемента.

На рис. 2, 3 представлено температурное поле стержня при изменяющихся параметрах циклического нагружения: количества циклов N и амплитуды колебаний  $A_0$ .

На рис. 2 изображено распределение температуры по длине стержня в различные моменты времени при значении амплитуды напряжений 160 МПа. Точками на рис. 2 показаны результаты экспериментальных данных измерений температуры в образце, соответствующие N=750 циклам нагружения.

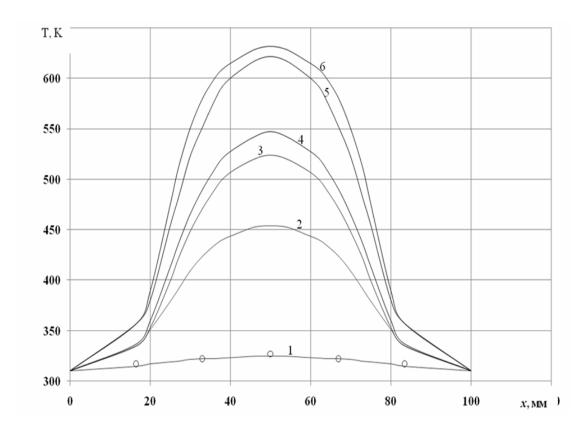


Рис. 2. Распределение температуры T по рабочей длине образца в зависимости от количества циклов N:  $1-N=750;\ 2-N=6\cdot 10^3;\ 3-N=8\cdot 10^3;\ 4-N=9\cdot 10^3;$   $5-N=2\cdot 10^4;\ 6-N=2\cdot 10^6;$  о – экспериментальные данные

По распределению температуры по рабочей длине образца, представленному на рис. 2, можно оценить характер изменения температуры во времени (для центрального сечения): в начале нагружения (приблизительно до  $10^3$  циклов) происходит незначительное изменение температуры, затем с увеличением числа циклов нагружения температура значительно возрастает и после  $10^4$  циклов нагружения рост температуры снижается.

На рис. 3 в виде поверхности приведены результаты расчетных исследований изменения температуры во времени по рабочей длине образца. Циклическое нагружение соответствует амплитуде колебаний  $A_0 = 5,25$  мкм.

Как видно из рис. 3, в каждом регистрируемом сечении рабочей части образца имеет место повышение температуры с увеличением числа циклов нагружения.

Распределение температуры по длине образца вблизи его центра имеет максимум. Существенное повышение температуры образца происходит в его центральной части.

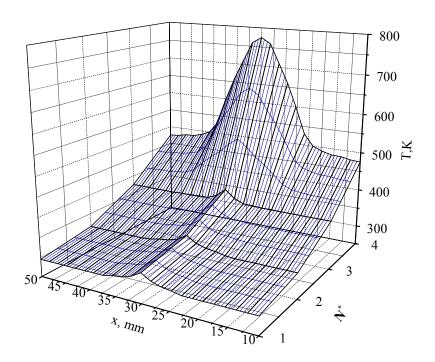


Рис. 3. Распределение температуры T по рабочей длине образца в зависимости от количества циклов  $N^*$  (1 =  $10^4$ ; 2 =  $10^5$ ; 3 =  $10^6$ ; 4 =  $10^7$ ) при  $A_0$  = 5,25 мкм

Результаты вычислительного эксперимента на примере однородных стержней показывают существенное влияние температуры диссипативного разогрева при определении температурного поля элементов конструкций при циклическом нагружении и работоспособность алгоритма расчета в части количественной оценки температуры диссипативного разогрева и сравнения с известными экспериментальными данными.

#### Выводы

Предложенный подход, основанный на приближенном аналитическом методе решения нелинейных задач для стержней, позволяет расширить область применения методов теории теплопроводности при изучении развития процесса усталостного разрушения элементов конструкций, разогревающихся вследствие циклического нагружения и может использоваться как в теоретических исследованиях, так и в

инженерных расчетах для определения температурных полей диссипативного разогрева стержневых элементов конструкций.

#### Список литературы

- 1. Ботвина Л. Р. Разрушение: кинетика, механизмы, общие закономерности / Л. Р. Ботвина. М. : Наука, 2008. 334c.
- 2. Bathias C. Designing components against gigacycle fatigue / C. Bathias // Proc. Of Intern. Conf. Of Fatigue in Very High Cycle Regime, 2–4 July, 2001 / Eds S. Stanzl–Tschegg and H.Mayer. Vienna, 2001. P. 97–109.
- 3. Трощенко В. Т. Рассеянное усталостное повреждение металлов и сплавов. Сообщение 1. Неупругость, методы и результаты исследования / В. Т. Трощенко // Пробл. прочности. -2005. -№ 4. C. 5–32.
- 4. Веселовский В. Б. Оценка усталостной долговечности элементов конструкций, разогревающихся вследствие циклического нагружения / В. Б. Веселовский, И. А. Колесник, В. Ю. Клим // Вісті Академії інженерних наук України. Машинобудування. Дніпропетровськ, 2002. № 4 (17). С. 34—43.
- 5. Лыков А. В. Методы решения нелинейных уравнений нестационарной теплопроводности / А. В. Лыков // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. -1970. -№ 5. -С. 109–150.
- 6. Меерович И. Г. Температурное поле в многослойных системах с переменными теплофизическими свойствами / И. Г. Меерович // Инж.-физ. журнал. -1967. -12, No 4. C. 362-367.
- 7. Веселовский В. Б. Разогрев ограниченного стержня при высокочастотном нагружении / В. Б. Веселовский, В. Ю. Клим // Вісник Дніпропетровського національного університету. Механіка. Вып. 6. Т. 2.—2002. С. 27—34.
- 8. Клим В. Ю. Математическая модель диссипативного разогрева стержней при циклическом деформировании / В. Ю. Клим // Системні технології. Регіональний міжвузівський зб. наук. праць. Д., 2010. Вип. 2 (67). С. 100–106.
- 9. Веселовский В. Б. Решение задачи о колебаниях при диссипативном разогреве элементов конструкций / В. Б. Веселовский, В. Ю. Клим // Диференціальні рівняння та їх застосування : зб. наук. праць. Дніпропетровськ : РВВ ДНУ, 2008. С. 56–65.
- 10. Писаренко  $\Gamma$ . С. Протекание пластических деформаций в сталях 12XI8HI0T при циклическом симметричном изгибе образцов различной длины /  $\Gamma$ . С. Писаренко, В. А. Леонец, Н. Д. Бега // Пробл. прочности. 1983.  $\mathbb{N}$ 2 8. С. 20—23.
- 11. Теплофизические свойства веществ: Справочник / Под ред. Н. Б. Варгафтика. М.-Л.: Госэнергоиздат, 1956. 367 с.

УДК 669.184

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

## ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ НАГРЕВА МЕТАЛЛОЛОМА В ЗАГРУЗОЧНОМ СОВКЕ ДЛЯ КИСЛОРОДНО-КОНВЕРТЕРНОЙ ПЛАВКИ

Представлены результаты экспериментального исследования нагрева металлолома в загрузочном совке для кислородноконвертерной плавки. Нагрев металлолома в загрузочном совке обеспечивает достаточно высокую температуру лома при всех вариантах подачи и отвода газа, а также возможность регулирования температуры нагрева путем изменения расхода газа. При одних и тех же расходах газа температура нагрева лома в различных вариантах подачи и отвода газа для условий данной экспериментальной установки имеет сравнительно близкие значения. Тем не менее, более эффективной представляется торцевая подача газа, а менее эффективной – верхняя. Среди способов отвода газа более эффективным показал себя торцевой отвод газа по сравнению с верхним. Величина теплового к.п.д. нагрева в значительной степени зависит от температуры нагрева лома, с повышением которой тепловой к.п.д. уменьшается.

Ключевые слова: нагрев; металлолом; загрузочный совок; кислородно-конвертерная плавка.

#### Введение

Данная работа касается использования конвертерного газа для нагрева металлолома. Нагрев металлолома связан с большими грузопотоками в конвертерном цехе и громоздкими погрузо-разгрузочными операциями при обслуживании подогревателей. В связи с этим целесообразно осуществлять нагрев непосредственно в загрузочных совках, что практически исключает изменение общепринятой схемы подачи лома в конвертер и потерю времени, связанную с загрузочными операциями [1].

Газ отводится из газоотводящего тракта конвертера инжекцией. В зависимости от способа подачи греющего газа в совок с ломом можно выделить три основных варианта, включающие, соответственно, верхнюю, торцевую и нижнюю подачи газа (см. рисунок 1).

<sup>©</sup> Гичёв Ю.А., 2010

#### Постановка задачи

Задача исследований состояла в экспериментальной оценке эффективности нагрева металлолома в загрузочном совке при различных вариантах подачи и отвода газа-теплоносителя.

Необходимость исследований обусловлена новизной задачи и отсутствием экспериментальных работ по нагреву металлолома в загрузочных совках. Известные работы относятся в основном к нагреву лома в конвертере [2, 3], что ведет к увеличению продолжительности плавки и к снижению стойкости футеровки конвертера.

Исследования различных вариантов подачи и отвода газа при нагреве металлолома в совке необходимы для определения наиболее эффективного варианта нагрева и выбора компоновочных решений при размещении подогревателя в кислородно-конвертерном цехе.

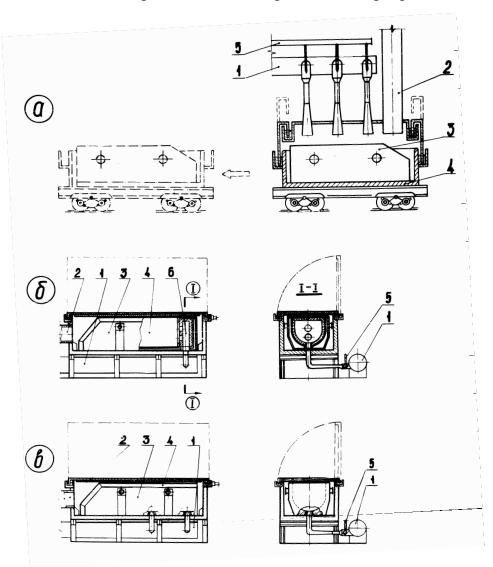


Рис. 1. Устройства для нагрева металлолома в загрузочных совках при верхней (а), торцевой (б) и нижней (в) подачах греющего газа: 1 – подача газа; 2 – выход продуктов сгорания; 3 – совок с нагреваемым ломом; 4 – камера нагрева; 5 – подача окислителя; 6 – форкамера

#### Экспериментальная установка и методика проведения опытов

Для решения поставленной задачи создана экспериментальная установка, общий вид и принципиальная схема которой приведены на рисунках 2 и 3.

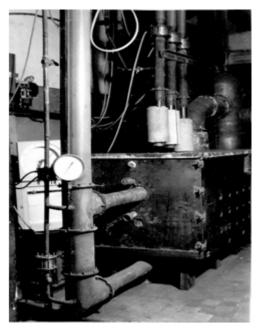


Рис. 2. Общий вид экспериментальной установки для нагрева металлолома

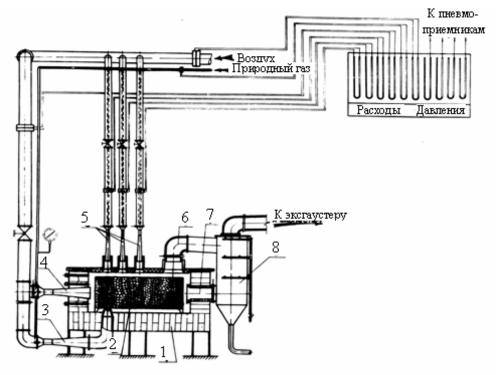


Рис. 3. Принципиальная схема экспериментальной установки для нагрева металлолома: 1 – корпус подогревателя; 2 – совок с нагреваемым ломом; 3, 4, 5 – газоходы нижней, торцевой и верхней подачи газа-теплоносителя; 6, 7 – газоходы верхнего и торцевого отводов газа-теплоносителя; 8 – скруббер

Подогреватель экспериментальной установки выполнен в виде футерованной камеры, заключенной снаружи в стальной корпус (см. рис. 3). В корпусе подогревателя размещены газоходы для подачи и отвода газа-теплоносителя. В качестве газа-теплоносителя использовали продукты сгорания природного газа.

Совок с нагреваемым ломом, моделирующий загрузочный совок кислородно-конвертерного цеха, установлен на подине камеры подогревателя. В верхней части подогреватель оборудован съемной крышкой с отверстиями для верхнего подвода и отвода газа-теплоносителя.

Одновременно с укладкой лома производили установку термопар. Продолжительность каждого опыта (время нагрева лома  $\tau_{\rm H}$ ) в соответствии с продолжительностью продувки конвертера и временем выхода конвертерного газа принята 15 мин.

По способу подачи газа опыты сгруппированы в три серии, включающие, соответственно, верхнюю (опыты  $1 \div 6$ ), торцевую (опыты  $7 \div 12$ ) и нижнюю (опыты  $13 \div 18$ ) подачи газа. В каждой серии опытов исследовали два варианта отвода газа: верхний (B) и торцевой (T).

Характеристика режимов опытов представлена в таблицах 1 - 3.

Таблица 1 Характеристика режимов опытов при верхней подаче газа-теплоносителя

1 1	1	1				
Показатели режимов	№№ опытов					
	1	2	3	4	5	6
Масса нагреваемого лома, кг	132,4	135,3	134,8	135,0	136,2	131,8
Варианты отвода газа-	В	В	В	T	T	T
теплоносителя						
Расход природного газа, м <sup>3</sup> /ч	41,7	21,1	10,7	43,7	21,9	10,9
Расход воздуха, м <sup>3</sup> /ч	439,3	222,4	112,8	460,7	230,9	114,9
Расход газа-теплоносителя, $M^3/\Psi$	497,6	251,8	127,7	521,4	261,3	130,1
Температура газа-теплоносителя на входе в слой лома, °C	1475	1460	1455	1450	1445	1455

 Таблица 2

 Характеристика режимов опытов при торцевой подаче газа-теплоносителя

Показатели режимов	№№ опытов					
	7	8	9	10	11	12
Масса нагреваемого лома, кг	137,4	129,9	132,3	129,8	127,8	128,5
Варианты отвода газа-	В	В	В	T	T	T
теплоносителя						
Расход природного газа, м <sup>3</sup> /ч	47,1	23,8	11,8	48,4	25,3	11,4
Расход воздуха, м <sup>3</sup> /ч	487,1	245,7	122,0	500,5	262,0	117,9
Расход газа-теплоносителя, $M^3/\Psi$	552,5	279,2	138,4	567,8	296,8	133,7
Температура газа-теплоносителя на входе в слой лома, °C	1500	1545	1505	1503	1465	1497

 Таблица 3

 Характеристика режимов опытов при нижней подаче газа-теплоносителя

Показатели режимов	№№ опытов					
	13	14	15	16	17	18
Масса нагреваемого лома, кг	139,2	137,3	137,5	132,5	128,6	129,6
Варианты отвода газа-	В	В	В	T	T	T
теплоносителя						
Расход природного газа, м <sup>3</sup> /ч	44,1	21,8	11,0	45,4	23,2	11,5
Расход воздуха, м <sup>3</sup> /ч	475,9	235,3	118,7	490,0	250,4	124,1
Расход газа-теплоносителя, м <sup>3</sup> /ч	537,3	265,6	134,0	553,1	282,6	140,1
Температура газа-теплоносителя на входе в слой лома, <sup>О</sup> С	1435	1445	1435	1440	1445	1435

#### Обработка экспериментальных данных

Разнообразие форм и размеров кусков лома, а также беспорядочность их укладки в совке, исключают возможность определения среднемассовой температуры нагретого лома непосредственным измерением. В связи с этим определение температуры нагрева лома выполнено методом обратного теплового баланса.

Приходная часть теплового баланса включала следующие статьи: физическую теплоту воздуха и газа ( $Q_{\text{гвф}}$ ), участвующих в горении, теплоту сгорания природного газа ( $Q_{\text{пгх}}$ ) и теплоту экзотермических реакций окисления металла в процессе нагрева лома ( $Q_{\text{экз}}$ ). Тепловой эффект от реакции окисления металла вычислялся по количеству и составу окалины.

В целом по всем опытам доля отдельных статей в приходной части теплового баланса составила:

$$Q_{\Gamma B \varphi} = 0.7 \div 0.9 \; \% \; , \; \; Q_{\Pi \Gamma X} = 88.8 \div 98.4 \; \% \; , \; \; Q_{9K3} = 0.8 \div 10.9 \; \% \; .$$

Расходная часть теплового баланса включала: потери теплоты при сжигании природного газа  $(Q_{cж})$ , теплоту, аккумулированную ломом в процессе нагрева  $(Q_{\pi})$ , потери теплоты от теплоаккумуляции совка  $(Q_c)$ , потери теплоты с нагретой окалиной  $(Q_{ok})$ , потери теплоты от теплоаккумуляции ограждений камеры подогревателя и передачи теплоты через ограждения в окружающую среду  $(Q_{orp})$ , потери теплоты с отходящим из подогревателя газом  $(Q_{orx})$ .

Калориметрическая температура горения природного газа, необходимая для расчета потери теплоты при сжигании, определялась по методике, приведенной в работе [4]. Температура газа-теплоносителя на выходе из подогревателя вычислялась как средняя величина по результатам измерений за период нагрева лома. Теплота, аккумулированная элементами ограждения подогревателя (кладкой, крышкой, корпусом), определялась по их среднемассовым температурам в конце

нагрева, полученным в результате расчета теплопередачи через ограждения с использованием результатов измерений температур внутренней поверхности ограждений, как это предусмотрено методикой, изложенной в работе [5]. Средние значения тепловых потоков через ограждения вычислялись отдельно для стен, крышки и подины подогревателя с учетом их многослойности по значениям измеренных температур элементов ограждения за период нагрева, при этом период нагрева делился на три интервала по 5 мин. Теплофизические свойства (теплоемкость и теплопроводность) материалов, из которых изготовлены элементы конструкций подогревателя и совка, приняты по данным работ [4, 5].

В целом по всем опытам доля отдельных статей расходной части теплового баланса составила:

$$Q_{\text{CK}} = 21.0 \div 25.4 \%;$$
  $Q_{\text{c}} = 3.3 \div 7.8 \%;$   $Q_{\text{OK}} = 0.2 \div 3.6 \%;$   $Q_{\text{OFP}} = 2.0 \div 10.5 \%;$   $Q_{\text{OTX}} = 17.6 \div 39.1 \%.$ 

Теплота  $Q_{\pi}$ , аккумулированная ломом, вычислялась как разность между суммой статей прихода теплоты в процессе нагрева и суммой расходных статей теплового баланса за исключением величины искомой теплоты  $Q_{\pi}$ .

Среднемассовая температура лома в совке вычислялась методом последовательных приближений из выражения:

$$\mathbf{t}''_{\pi} = \mathbf{Q}_{\pi} / \mathbf{M}''_{\pi} \mathbf{c}''_{\pi} + (\mathbf{c}'_{\pi} \mathbf{t}'_{\pi}) / \mathbf{c}''_{\pi}, \tag{1}$$

где  $M_{\pi}''$  – масса лома в конце нагрева (с учетом угара металла);  $t_{\pi}', t_{\pi}'', c_{\pi}', c_{\pi}''$  – среднемассовые температуры лома до и после нагрева и соответствующие им теплоемкости, вычисленные по данным для теплоемкости углеродистой стали (C < 1%) [4].

Тепловой к.п.д. нагрева определялся из соотношения:

$$\eta_{\rm H} = Q_{\rm II}/(Q_{\rm \Gamma B \phi} + Q_{\rm \Pi \Gamma X}). \tag{2}$$

Экспериментальные данные позволили также вычислить интенсивность угара металла, отнесенную к площади поверхности нагреваемого лома [6].

# Анализ экспериментальных данных

Основные показатели нагрева при различных вариантах подачи газа-теплоносителя в совок с нагреваемым ломом представлены в табл. 4-6.

Данные, представленные в табл. 4-6, позволяют оценить эффективность нагрева металлолома по значениям среднемассовых температур лома и тепловых к.п.д. нагрева путем сравнения вариантов подачи и отвода газа при различных его расходах в совок с нагреваемым ломом.

Таблица 4 Показатели нагрева при верхней подаче газа-теплоносителя в слой металлолома

Наименование показателей	№№ опытов					
	1	2	3	4	5	6
Количество теплоты, аккумулированной ломом в процессе нагрева, МДж	99,3	74,3	45,5	104,0	79,9	48,6
Среднемассовая температура нагрева лома, °C	1073	815	598	1125	860	650
Тепловой к.п.д. нагрева, %	25,5	37,8	45,6	25,6	39,2	47,8

 Таблица 5

 Показатели нагрева при торцевой подаче газа-теплоносителя в слой металлолома

Наименование показателей	№№ опытов					
	7	8	9	10	11	12
Количество теплоты, аккумулированной ломом в процессе нагрева, МДж	125,7	85,5	51,3	128,1	94,2	53,9
Среднемассовая температура нагрева лома, °C	1345	932	658	1373	1012	658
Тепловой к.п.д. нагрева, %	28,6	38,5	46,7	28,4	39,9	50,7

Таблица 6 Показатели нагрева при нижней подаче газа-теплоносителя в слой металлолома

Наименование показателей	№№ опытов					
	13	14	15	16	17	18
Количество теплоты, аккумулированной ломом в процессе нагрева, МДж	109,6	79,2	47,2	112,8	85,1	52,0
Среднемассовая температура нагрева лома, °C	1175	863	635	1208	925	668
Тепловой к.п.д. нагрева, %	26,7	38,9	45,9	26,6	39,4	47,8

При максимальных расходах газа (см. табл. 1-3), соответствующих полному использованию объема выделяющегося конвертерного газа, температура нагрева лома в зависимости от способа подачи и отвода газа составила  $1073 \div 1373$  °C, а при 50- и 25-процентном использовании конвертерного газа, соответственно,  $-815 \div 1012$  °C и  $598 \div 685$  °C, что показывает в целом достаточно высокую эффективность нагрева металлолома в загрузочном совке.

Наиболее высокие температуры нагрева получены при торцевой подаче газа и составили в зависимости от расхода газа  $658 \div 1345$  °C (при верхнем отводе газа) и  $685 \div 1373$  °C (при торцевом отводе). Максимальные значения температур, полученные при верхней подаче газа, составили:  $598 \div 1073$  °C (при верхнем отводе газа) и  $650 \div 1125$  °C (при торцевом отводе). Температуры нагрева лома при

нижней подаче газа находятся в промежутке между температурами лома при верхней и торцевой подачах и в зависимости от расхода газа составили:  $635 \div 1175$  °C (при верхнем отводе газа) и  $668 \div 1208$  °C (при торцевом отводе).

Во всех вариантах подачи газа несколько более высокие температуры нагрева лома получены при торцевом отводе газа по сравнению с верхним отводом.

Таким образом, по температурам нагрева лома наиболее эффективным представляется вариант с торцевой подачей и торцевым отводом газа, а менее эффективным — вариант с верхней подачей и верхним отводом газа-теплоносителя. В целом же температуры нагрева лома в различных вариантах подачи и отвода газа при прочих одинаковых условиях имеют сравнительно близкие значения, особенно это касается температур нагрева лома при минимальных расходах газа.

Аналогичные выводы об эффективности нагрева лома можно сделать, сравнивая величины теплового к.п.д. нагрева.

При верхней подаче газа, в зависимости от его расхода, тепловой к.п.д. составил  $25,5 \div 45,6$  % (при верхнем отводе газа) и  $25,6 \div 47,8$  % (при торцевом отводе). Соответственно, при торцевой подаче газа тепловой к.п.д. составил  $28,6 \div 46,7$  % и  $28,4 \div 50,7$  %, а при нижней подаче  $28,7 \div 45,9$  % и  $26,6 \div 47,8$  %, то есть так же, как и по температурам нагрева лома, более эффективным оказался вариант с торцевой подачей газа.

По результатам опытов величина теплового к.п.д. в значительной степени зависит от температуры нагрева лома. При максимальных температурах нагрева, соответствующих полному использованию выделяющегося конвертерного газа, тепловой к.п.д. нагрева в зависимости от способов подачи и отвода газа составил  $25,5 \div 28,6 \%$ , а при средних и минимальных расходах, соответственно,  $37,8 \div 39,9 \%$  и  $45,6 \div 50,7 \%$ , то есть с повышением температуры нагрева лома тепловой к.п.д. уменьшается.

Среднемассовые температуры нагрева лома в целом по всему объему совка не дают вполне определенной картины нагрева. Для углубления анализа особенности и эффективности нагрева лома в загрузочном совке аналогично вычислению среднемассовых температур лома по всему объему совка вычислены температуры лома в отдельных его зонах.

Приходная часть зонального теплового баланса складывалась из разности энтальпий газа на входе и выходе из зон подогревателя. При определении энтальпий газа измеренные в граничных сечениях зон температуры вначале усреднялись в определенные моменты времени нагрева по площади сечения в виде среднеинтегральных величин, а затем – по всему периоду нагрева.

При вычислении расходной части зонального теплового баланса потери теплоты, связанные с аккумуляцией теплоты кладкой, совком и окалиной, а также потери теплоты в окружающую среду через ограждения, принимали по значениям статей общего теплового баланса подогревателя пропорционально длинам зон совка.

Результаты вычисления зональных температур нагрева лома представлены на рисунке 4.

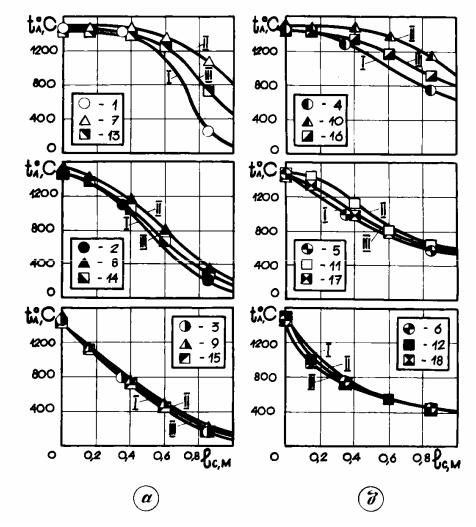


Рис. 4. Сравнение распределений температур лома при различных вариантах подачи газа: верхней (I), торцевой (II) и нижней (III); а — при максимальном, среднем и минимальном расходах газа (графики расположены соответственно сверху вниз) для вариантов с верхним отводом газа; б — то же для вариантов с торцевым отводом газа; 1...18 — номера опытов

Наибольшая неравномерность нагрева лома установлена в варианте с верхней подачей и верхним отводом газа-теплоносителя, что обусловлено недостаточно глубоким проникновением газа в слой нагреваемого лома. Это подтверждается результатами наблюдений во

время опытов за температурами в совке, а также сравнением данных по нагреву лома при переходе от верхнего к торцевому отводу газа, стимулирующего углубление потока газа в слой лома и обеспечивающего этим выравнивание температуры лома по длине совка. Причем, наибольший эффект торцевого отвода газа на равномерность нагрева лома достигается здесь при максимальном расходе газа.

Наиболее равномерный нагрев лома установлен в варианте с торцевой подачей газа. Кроме того, здесь так же, как и в варианте с верхней подачей, более равномерный нагрев лома обеспечивает торцевой отвод газа по сравнению с верхним отводом.

Нижняя подача газа по степени равномерности нагрева лома занимает промежуточное положение между вариантами с верхней и торцевой подачами. Это можно объяснить тем, что нижний подвод газа, в сочетании, например, с торцевым отводом газа, по характеру движения газа аналогичен как верхней подаче газа в сочетании с торцевым отводом, так и торцевой подаче газа в сочетании с верхним отводом.

При нижней подаче газа так же, как и в других вариантах подачи, более равномерный нагрев лома обеспечивает торцевой отвод газа.

Независимо от способов подачи и отвода газа весьма ощутимое влияние на равномерность нагрева лома оказывает расход газа теплоносителя.

При снижении расхода газа степень неравномерности нагрева по длине совка возрастает. В этом случае большая часть теплоты газа аккумулируется в первых по ходу газа участках слоя лома, создавая дефицит теплоты в отдаленных от входа газа участках, что приводит к их недогреву.

Значительный перепад температур вследствие неравномерного нагрева лома в совке позволяет условно разделить рабочий объем совка на две части. Со стороны входа газа образуется область интенсивного нагрева лома с максимальными температурами нагрева, а со стороны выхода газа — низкотемпературная область, в которой происходит рекуперация теплоты отходящего из высокотемпературных зон газа.

С повышением расхода газа область высокотемпературного нагрева расширяется, вытесняя рекуперативную область, и наоборот, с уменьшением расхода газа расширяется низкотемпературная область нагрева, обеспечивая более глубокое охлаждение отходящего газа.

Такое представление о характере нагрева лома в совке согласуется со значениями теплового к.п.д. нагрева, представленных на рис. 5 в виде зависимости теплового к.п.д. от температур нагрева лома.

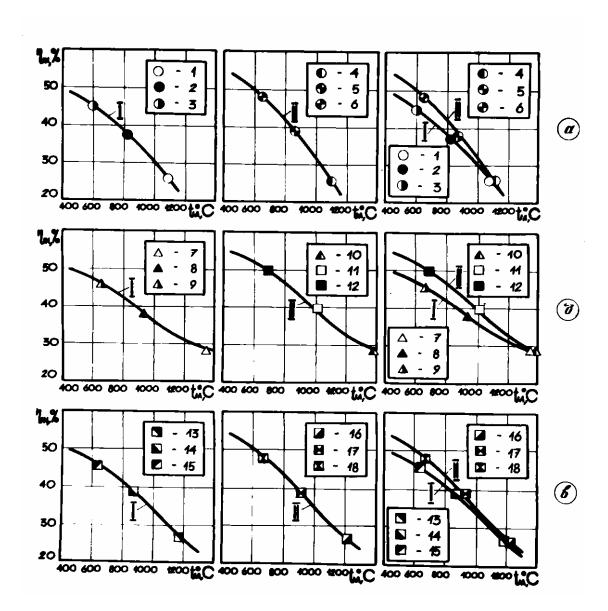


Рис. 5. Зависимость теплового к.п.д. от температуры нагрева лома при различных вариантах подачи и отвода газа: а, б, в – соответственно, при верхней, торцевой и нижней подачах газа; I, II – соответственно, при верхнем и торцевом отводах газа; в – сравнение вариантов с верхним и торцевым отводами газа; 1...18 – номера опытов

Как было отмечено выше, во всех вариантах подачи и отвода газа с повышением температуры нагрева лома величина теплового к.п.д. снижается, однако влияние способов подачи и отвода газа на величину теплового к.п.д. нагрева неоднозначно.

При наиболее высоких температурах нагрева, соответствующих максимальному расходу газа, величина теплового к.п.д. практически не зависит от способа отвода газа (см. рис. 5, графики справа). Это объясняется минимальным объемом рекуперативных зон при высоких

температурах нагрева лома, что исключает практически при любом варианте отвода газа теплоутилизирующее влияние этих зон на величину теплового к.п.д. нагрева.

Влияние способа подачи газа на степень использования его теплоты раскрывается сравнением кривых на рис. 6.

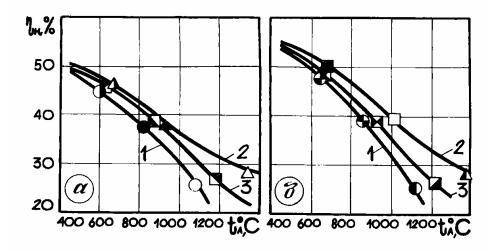


Рис. 6. Сравнение теплового к.п.д. нагрева лома при верхней (1), торцевой (2) и нижней (3) подачах газа: а – верхний отвод газа; б – торцевой отвод газа

Более высокую степень рекуперации теплоты и, соответственно, более высокий тепловой к.п.д. нагрева обеспечивает торцевая подача газа, менее эффективна верхняя подача, а нижняя подача газа занимает между ними промежуточное положение. При этом влияние способа подачи газа на эффективность использования теплоты газа проявляется достаточно очевидно только лишь при высоких температурах нагрева лома, а при минимальных температурах нагрева влияние способа подачи газа на величину теплового к.п.д. нагрева незначительно.

Это объясняется тем, что низкотемпературный нагрев лома, независимо от способа подачи газа, образует достаточно обширную рекуперативную зону в совке, обеспечивающую глубокую рекуперацию теплоты газа независимо от способа подачи газа в совок.

Таким образом, приведенные результаты анализа позволяют уточнить характер влияния на эффективность нагрева лома в совке способов подачи и отвода газа.

При интенсивном нагреве лома большими расходами газа более значительно влияние способа подачи газа, определяющего обширность охвата газовым потоком основной части рабочего объема совка. При небольших расходах газа значение приобретает способ отвода газа, определяющий характер движения газа в рекуперативной зоне и, соответственно, степень рекуперации теплоты газа в совке.

### Выводы

- 1. Нагрев металлолома в загрузочном совке обеспечивает достаточно высокую температуру лома при всех вариантах подачи и отвода газа, а также возможность регулирования температуры нагрева путем изменения расхода газа.
- 2. При одних и тех же расходах газа температура нагрева лома в различных вариантах подачи и отвода газа для условий данной экспериментальной установки имеет сравнительно близкие значения. Тем не менее более эффективной представляется торцевая подача газа, а менее эффективной верхняя. Среди способов отвода газа более эффективным показал себя торцевой отвод газа по сравнению с верхним.
- 3. Величина теплового к.п.д. нагрева в значительной степени зависит от температуры нагрева лома, с повышением которой тепловой к.п.д. уменьшается. При высоких температурах нагрева лома на величину теплового к.п.д. более ощутимо влияние способа подачи газа, а при низких температурах способа его отвода.

# Библиографический список

- 1. Гичёв Ю. А. Результаты исследования и проектно-конструкторские решения по использованию конвертерного газа для нагрева металлолома / Ю. А. Гичёв // Восточно-европейский журнал передовых технологий. 2004. № 2 (8). С. 36–43.
- 2. Баптизманский В. И. Тепловая работа кислородных конвертеров / Баптизманский В. И., Бойченко Б. М., Черевко В. П. М. : Металлургия. 1988.-174 с.
- 3. Баптизманский В. И. Металлолом в шихте кислородных конвертеров / Баптизманский В. И., Бойченко Б. М., Третьяков Е. В. М. : Металлургия. 1982. 136 с.
- 4. Металлургические печи. Теория и расчеты: в 2 т./ [В. И. Губинский, В. И. Тимошпольский, В. М. Ольшанский и др.]; под общ. ред. В. И. Тимошпольского, В. И. Губинского. Минск: Белорус. наука, 2007. . Т. 2. 2007. 832 с.
- 5. Справ очник конструктора печей прокатного производства: в 2 т. / [А. Л. Бергауз, В. Л. Гусовский, Н. И. Иванова и др.]; под ред. В. М. Тымчака. М.: Металлургия. 1970. .–Т. 1. 1970. 576 с.
- 6. Гичёв Ю. А. Интенсивность угара металла в процессе нагрева металлолома / Ю. А. Гичёв // Матеріали VIII Міжнародної науковопрактичної конференції «Наука і освіта 2005». Т. 58 : Техніка. Дніпропетровськ : Наука і освіта. 2005. С. 3—4.

Рукопись поступила 26.05.2010 г.

УДК 621.175:658.2

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

# ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ОБЖИГА ИЗВЕСТНЯКА ПРИ ПЕРИОДИЧЕСКОЙ ПОДАЧЕ ГАЗА-ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

По результатам экспериментального исследования периодическая подача газа, как и непрерывная, обеспечивает достаточно высокую степень обжига. Влияние на обжиг увеличения расхода газа и продолжительности его подачи аналогично непрерывному обжигу, то есть с увеличением продолжительности подачи газа (количества продувок) и расхода газа степень обжига возрастает. Периодический обжиг дает по сравнению с непрерывным обжигом некоторое улучшение показателей процесса в низкотемпературной части слоя за счет притока в нее теплоты в паузы между продувками из высокотемпературных участков.

Ключевые слова: обжиг; известняк; периодическая подача; газтеплоноситель; продувка.

### Введение

Необходимость исследования процесса с периодической подачей газа-теплоносителя обусловлена спецификой обжига известняка при использовании конвертерного газа [1].

Периодическая подача газа по сравнению с непрерывной подачей может внести заметные коррективы в ход процесса за счет влияния пауз межпродувочных периодов, что необходимо учесть при разработке системы использования конвертерного газа для обжига известняка [2]. Сведения об экспериментальных исследованиях обжига с периодической подачей газа в литературе отсутствуют.

# Постановка задачи исследования

В задачу данного исследования входило изучение особенностей обжига при периодической подаче газа-теплоносителя в слой известняка с использованием в опытах природного известняка при условиях обжига, максимально приближенных к промышленным, что в значительной степени повышает практическое значение результатов работы по сравнению с мелкомасштабным лабораторным экспериментом.

<sup>©</sup> Гичёв Ю.А., 2010

# Экспериментальная установка и методика проведения опытов

Для исследования создана экспериментальная установка, общий вид и принципиальная схема которой приведены на рисунке 1.

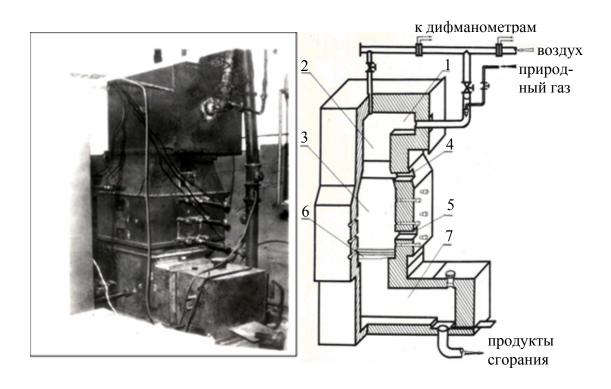


Рис. 1. Общий вид и принципиальная схема экспериментальной установки для исследования процессов обжига известняка:

1 – камера сгорания; 2 – камера подготовки газа-теплоносителя; 3 – шахта; 4, 5 – окна для загрузки и выгрузки материала; 6 – колосниковая решетка; 7 – отводящий газоход.

Обжиг известняка на экспериментальной установке производился продуктами сгорания природного газа, предварительно охлажденными до температуры 1185 ÷ 1275 °C путем смешивания их со вторичным воздухом. Слой известняка размещался на колосниковой решетке, продувка слоя осуществлялась сверху вниз.

При проведении опытов измеряли температуры отдельных частиц известняка, равномерно размещенных при закладке слоя в вертикальной плоскости симметрии шахты. Схема размещения измеряемых частиц в слое представлена в работе [3].

В качестве измеряемых частиц использовали куски известняка, предварительно обработанные в форму шаров, диаметры которых соответствовали средним эквивалентным диаметрам загружаемых в печь фракций известняка. Спаи хромель-алюмелевых термопар диа-

метрам 0,3 и 0,5 мм вводили в центр частиц, на расстоянии половины радиуса от центра, а также закрепляли на поверхности частиц. Для этого в шарах высверливали каналы, а спаи термопар фиксировали в них замазкой из известкового порошка.

Для исследования была отобрана партия известняка Еленовского месторождения со следующим химическим составом (% по массе): CaO = 53,76 %, MgO = 0,75 %,  $SiO_2 = 1,6$  %,  $Al_2O_3 = 0,65$  %,  $Fe_2O_3 = 0,7$  %, P = 0,01 %, S = 0,12 %, потери при прокаливании 42,37 %.

Время одной продувки во всех опытах с периодической подачей газа составило 15 минут, продолжительность пауз 15 и 30 минут. Для сравнения результатов периодического обжига производился также обжиг при непрерывной подаче продуктов сгорания.

Для оценки влияния количества продувок на показатели обжига опыты проведены в три серии, включающие, соответственно, режимы, состоящие из 9, 7 и 5 продувок.

В целом при проведении опытов варьировались расходы газатеплоносителя, количество продувок, продолжительность межпродувочных пауз и размеры фракций обжигаемого известняка.

Пробы продукта обжига извлекались из рабочего объема шахты после естественного охлаждения слоя. Отбор производился на различных уровнях шахты (верхнем, среднем и нижнем), положение которых определялось уровнями размещения измеряемых частиц в слое. Устройство пробоотборника и операции, связанные с отбором проб, приведены в работе [3].

# Обсуждение результатов опытов

Результаты опытов позволяют путем сравнения отдельных режимов установить особенности периодического обжига.

На рисунке 2 представлены результаты непрерывного (режим 1) и периодического (режимы 2 и 3) обжига фракции известняка  $10 \div 30$  мм (первая серия опытов, 9 продувок). На рисунке 2 и в последующих рисунках штрихпунктирными линиями показаны режимы обжига при непрерывной подаче газа.

Режимы 2 и 3 отличаются между собой продолжительностью пауз межпродувочных периодов, которые составили в этих режимах, соответственно, 15 и 30 мин. В обоих режимах получена достаточно высокая степень обжига — 92,5 и 91,7 % (в среднем по высоте слоя). При этом практически отсутствует влияние продолжительности паузы на результаты обжига.

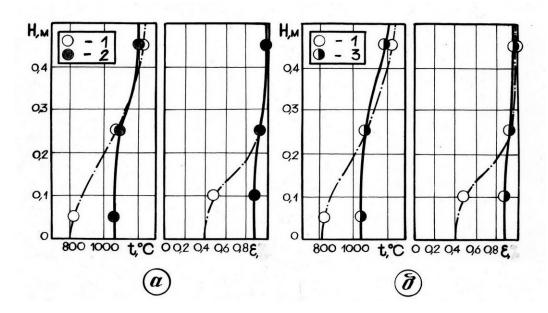


Рис. 2. Сравнение результатов обжига в первой серии опытов для фракции известняка  $10 \div 30$  мм: 1...3 – номера режимов; а, б – варианты сравнения

На верхнем и среднем уровнях слоя степень обжига при периодических подачах газа практически совпадает со степенью обжига при непрерывной подаче. На нижнем уровне в отдаленных от входа газа участках слоя (продувка слоя производилась в направлении сверху вниз) температуры частиц и степень обжига заметно выше при периодической подаче газа.

Наблюдения во время опытов за изменением температур слоя и частиц позволяют дать этому следующее объяснение.

При периодической подаче газа в паузы между продувками происходит перераспределение теплоты по высоте слоя в направлении от более нагретых его участков к менее нагретым путем теплопроводности слоя. Перераспределение теплоты в паузы способствует улучшению обжига по всему объему слоя. Так, отток теплоты от верхних участков снижает температуру поверхности частиц на этих участках и интенсифицирует теплоотдачу от газа к слою во время последующей продувки за счет увеличения градиента температур.

Для фракций известняка  $20 \div 40$  мм сравнение результатов обжига в первой серии опытов представлено на рисунке 3.

Здесь также при периодической подаче газа установлены более высокие температуры и степени обжига в нижней части слоя.

В первой серии опытов влияние продолжительности паузы на результаты обжига известняка фракции 20÷40 мм можно оценить, сравнивая режимы 8 и 9, в которых при прочих одинаковых условиях, продолжительности пауз составили, соответственно, 15 и 30 мин. Ре-

жим 9 дает более равномерное распределение степени обжига по высоте слоя (при 30-минутной паузе) по сравнению с 15-минутной паузой в режиме 8.

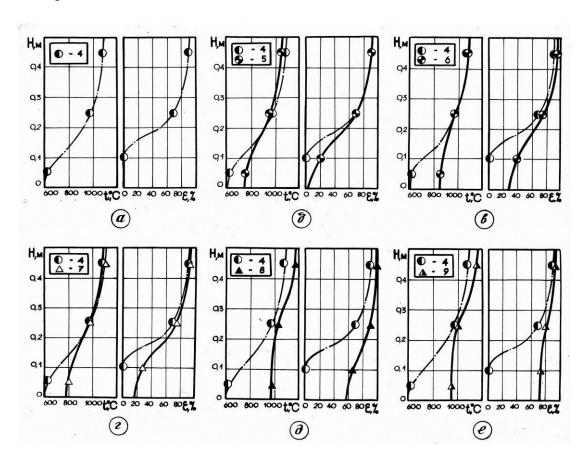


Рис. 3. Сравнение результатов обжига в первой серии опытов для фракций известняка 20÷40 м: 4...9 – номера режимов; а – е – варианты сравнения

Вместе с этим из результатов первой серии опытов следует, что увеличение продолжительности паузы с 15 до 30 мин. не оказывает существенного влияния на обжиг. Причем, для фракции известняка  $10 \div 30$  мм это влияние практически отсутствует, а для фракции  $20 \div 40$  мм наблюдается некоторое выравнивание степени обжига по высоте слоя.

На рис. 4 приведено сравнение режимов обжига при 7 продувках слоя (вторая серия опытов).

В режимах при 7 продувках также, как и при 9 продувках, установлено увеличение температур частиц и степени обжига в нижней части слоя (режимы 11, 12) по сравнению с непрерывной подачей газа (режим 10). Однако по мере снижения расхода газа выравнивание температур в межпродувочный период менее заметно (режимы 13, 14) и при минимальных расходах газа отсутствует (режимы 15, 16).

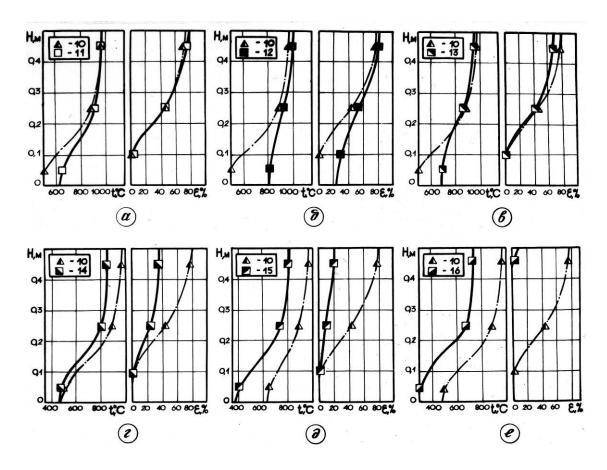


Рис. 4. Сравнение результатов обжига во второй серии опытов: 10...16 – номера режимов; а – е – варианты сравнения

Режимы 12 – 16 при прочих одинаковых условиях выполнены с постепенным снижением расхода газа, что позволяет оценить влияние расхода на периодический обжиг. Так, снижение расходов в режимах 13 – 16 относительно режима 12, который принят для сравнения в качестве базового, составило (в порядке номеров режимов) 4, 15, 21 и 39 %. При этом снижение средней степени обжига по высоте слоя составило, соответственно: 17,9, 33,8, 43,7 и 52,0 %.

Сравнение режимов третьей серии опытов (при 5 продувках) представлено на рис. 5.

Сокращение количества продувок приводит к дальнейшему снижению температур слоя и степени обжига известняка, причем в режимах 21 и 22 (с минимальными расходами газа) диссоциация известняка практически отсутствует. Снижение степени обжига можно оценить, сравнивая аналогичные по расходу газа режимы при 5 и 7 продувках, например, такие, как режим 18 с режимом 11 и режим 20 с режимом 14. Снижение средней по высоте степени обжига составило при сокращении количества продувок с 7 до 5, соответственно, 29,3 и 18,3 %.

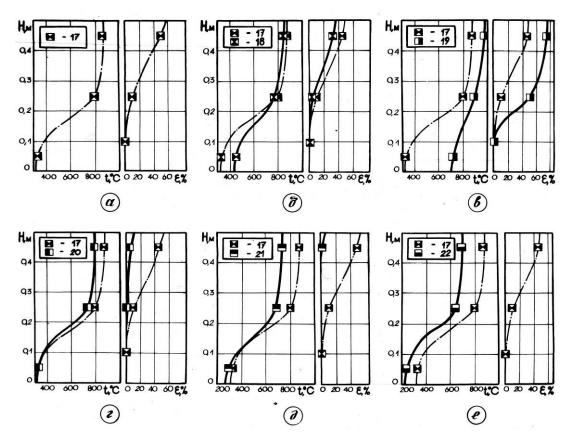


Рис. 5. Сравнение результатов в третьей серии опытов: 17...22 – номера режимов; а – е – варианты сравнения.

В серии опытов при 5 продувках также, как и при 7 продувках, увеличение температуры и степени обжига в нижней части слоя наиболее заметно при максимальных расходах газа (режимы 18, 19) и практически отсутствует при минимальных расходах (режимы 21, 22).

Это связано с тем, что уменьшение расхода газа снижает температурный напор между верхними и нижними участками слоя, что в свою очередь уменьшает интенсивность перераспределения теплоты во время пауз. Кроме того, в опытах с минимальными расходами газа из-за отсутствия диссоциации в верхних участках слоя температуры газа, поступающего в нижние участки, сравнительно более высокие, что способствует в целом более равномерному нагреву по высоте слоя во время продувок.

Анализ проведенных серий опытов показывает, что при периодическом обжиге также, как и при непрерывном, в числе основных характеристик режимов, определяющих степень обжига, являются время обжига (продолжительность подачи газа) и расход газатеплоносителя. В связи с этим целесообразно представить общую картину результатов обжига в зависимости от этих параметров.

На рис. 6 приведено сравнение одинаковых по расходу газа режимов обжига при различных количествах продувок слоя. Здесь же

для сравнения представлены результаты обжига при непрерывной подаче газа (рис. 6а).

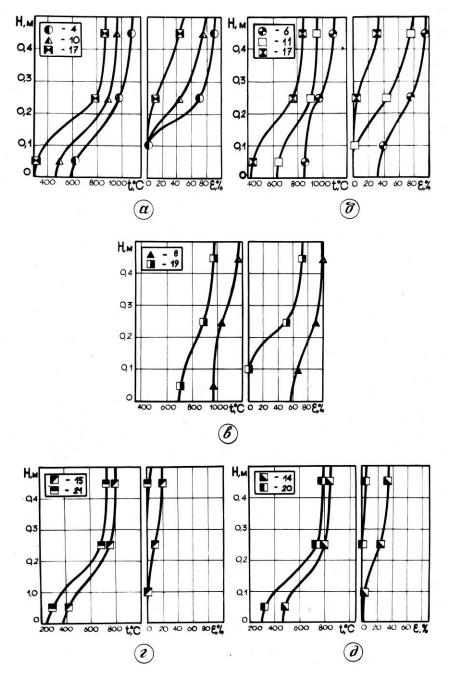


Рис. 6. Сравнение результатов обжига при различных продолжительностях подачи газа в слой известняка: а – при непрерывной подаче газа в течение 135, 105 и 75 мин (соответственно режимы 4, 10 и 17); б – при периодической подаче газа в течение 5, 7 и 9 продувок (18, 11 и 9); в – при периодической подаче газа в течение 7 и 9 продувок (19 и 8); г, д – при периодической подаче газа в течение 5 и 7 продувок (20, 21 и 14, 15)

В целом для всех вариантов сравнения характерна однозначность в зависимости температур и степени обжига от продолжительности подачи газа (количества продувок). С увеличением количества продувок температуры частиц и степень обжига возрастают, а с уменьшением их значения, соответственно, падают.

Интерес представляет влияние продолжительности подачи газа на результаты обжига при сравнении периодической и непрерывной продувок слоя (см. рис. 6а, б).

Отношение продолжительностей подачи газа в режимах непрерывного и периодического обжига в соответствии с методикой проведения опытов тождественны и составляют 1,8:1,4:1 (135:105:75 мин). По результатам опытов совпадают также отношения средних ПО высоте слоя температур частиц ЭТИХ режимах: В 1,4(4,6): 1,2(10,11): 1(17,18). Расхождение в соотношениях параметров условленно при сравнении степеней обжига.

При непрерывной подаче газа отношение средних по высоте слоя степеней обжига составляет 2,9 (4): 2,2 (10): 1 (17), а при периодической – 5,8 (6): 3,9 (11): 1 (18). Из этого следует, что увеличение продолжительности подачи газа при периодической продувке в 1,8 – 2,0 раза эффективнее по сравнению с непрерывной. Однако общий эффект достигается только лишь за счет более высокой степени обжига в нижней части слоя. В верхней части слоя соотношение степеней обжига в режимах с непрерывной и периодической подачами практически тождественны 2,1: 1,7: 1.

Следовательно, преимущество периодической подачи газа по сравнению с непрерывной проявляется только лишь при неполном обжиге, а при завершении обжига различия в этих режимах отсутствуют.

На рис. 7 приведено сравнение режимов обжига при различных расходах газа-теплоносителя.

Варианты сравнения режимов сгруппированы по количеству продувок, по мере увеличения которых степень обжига возрастает, что позволяет оценить влияние расхода газа на различных стадиях обжига.

В режимах с максимальной степенью обжига (при 9 продувках слоя) отношение расходов газа составляет 1,20 (8): 1,08 (6): 1 (7). При этом соотношение средних температур частиц слоя и степеней обжига по результатам опытов, соответственно, составляют: 1,08: 1,02: 1 и 1,31: 1,09: 1. Из сравнения этих соотношений следует, что дополнительный подвод теплоты при увеличении расхода газа в завершающей стадии обжига в большей степени расходуется на разложение известняка и покрытие соответствующих теплопоглощений,

связанных с его диссоциацией. Температуры частиц слоя при этом сохраняются на относительно постоянном уровне.

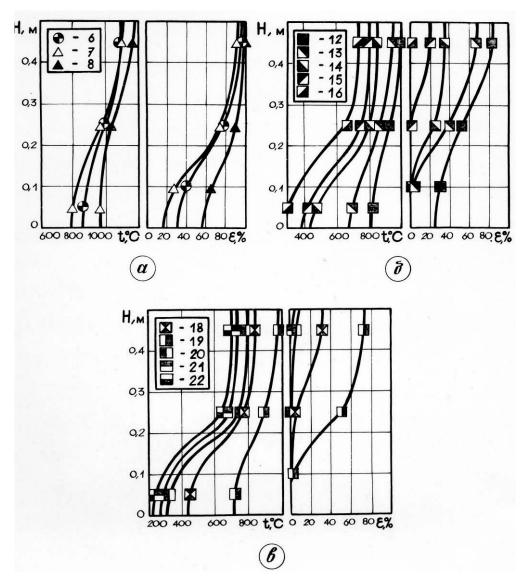


Рис. 7. Сравнение результатов обжига при различных расходах газа-теплоносителя:

а, б, в – в циклах обжига, соответственно, при 9, 7 и 5 продувках слоя

В режимах при 5 и 7 продувках целесообразно только лишь сопоставление соотношений температур, т.к. для ряда режимов в этих вариантах сравнения диссоциация известняка отсутствует или находится в незначительной стадии развития, что исключает смысл сравнения по соотношению степеней обжига.

При 7 продувках а режимах 12-16 отношения расходов газа (в порядке номеров режимов) составляет 1,63:1,56:1,36:1,12:1, что дает, соответственно, соотношения температур частиц слоя 1,61:1,44:1,25:1,11:1. Из этого следует, что увеличение расхода газа приводит к пропорциональному увеличению температуры слоя.

В режимах при 5 продувках слоя, где соотношения расходов газа составляет 1,56 (19): 1,41(18): 1,10 (21): 1 (22), отношение температур частиц слоя составляет 3,05: 1, 91: 1, 39: 1, 26: 1. В данном случае дополнительный подвод теплоты, связанный с увеличением расхода газа, в значительной степени идет на повышение температуры слоя.

Таким образом, в зависимости от степени завершенности процесса можно выделить три отличающиеся характером теплопоглощения стадии периодического обжига. В начальной стадии аккумулированная слоем теплота практически полностью расходуется на повышение температуры слоя. В завершающей стадии основная часть аккумулированной слоем теплоты идет на компенсацию теплопоглощений при диссоциации. В промежуточной стадии между долей теплоты, идущей на повышение температуры слоя, и долей, компенсирующей теплопоглощение при диссоциации, складывается относительное равновесие.

#### Выводы

Выполненный на основе экспериментальных данных анализ периодического обжига известняка дал следующие результаты.

Периодическая подача газа, как и непрерывная, обеспечивает достаточно высокую степень обжига. Влияние на обжиг увеличения расхода газа и продолжительности его подачи аналогично непрерывному обжигу, то есть с увеличением продолжительности подачи газа (количества продувок) и расхода газа степень обжига возрастает. Периодический обжиг в течение процесса дает по сравнению с непрерывным обжигом некоторое улучшение показателей в низкотемпературной части слоя за счет притока в нее теплоты в паузы между продувками из высокотемпературных участков. Влияние продолжительности пауз между продувками по мере приближения процесса к завершению снижается.

# Список литературы

- 1. Гичёв Ю. А. Взгляд на проблему использования отходящих газов сталеплавильных конверторов / Гичёв Ю. А. // Восточно-европейский журнал передовых технологий. 2004. № 2(8). С. 30–36.
- 2. Гичёв Ю. А. Влияние теплоаккумуляции слоя обжимого известняка на ход периодического процесса обжига / Гичёв Ю. А. Металлургическая теплотехника: сб. научн. трудов НМетАУ. Том 8. Днепропетровск: НМетАУ, 2002. С. 3 7.
- 3. Гичёв Ю. А. Экспериментальное исследование слоевого процесса обжига известняка / Гичёв Ю. А. Металлургическая теплотехника: сб. научн. трудов НМетАУ. Том 9. Днепропетровск: НМетАУ, 2003. С. 38 43.

Рукопись поступила 10.10.2010 г.

УДК 536.24

**Горбунов А.Д.** – д.т.н., проф., Днепродзержинский государственный технический Университет (ДГТУ)

# АНАЛИТИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ НАГРЕВА (ОХЛАЖДЕНИЯ) ПРОСТЫХ ТЕЛ, ПОКРЫТЫХ ТОНКОЙ ОБОЛОЧКОЙ

Получены приближенные аналитические решения для расчёта конвективного нагрева (охлаждения) тел простой геометрической формы, покрытых тонкой оболочкой.

Ключевые слова: нагрев; охлаждение; аналитический расчет; пластина; цилиндр; шар; покрытые тонкой оболочкой.

# Состояние вопроса

На практике часто встречаются случаи тепловой обработки многослойных тел, например, металлических слитков со слоем окалины на его поверхностях, тел, покрытых конденсатной пленкой, водоэмульсионных и т.д. Точные аналитические решения задач нестационарной теплопроводности при граничных условиях IV рода практически отсутствуют, а если и имеются, то носят весьма сложный и громоздкий вид. Например, решение для случая конвективного нагрева бесконечного цилиндра, покрытого тонкой, считающейся плоской, оболочкой занимает почти всю страницу текста [1, с. 384] и сопряжено с математическими трудностями при определении корней характеристического уравнения, зависящих от четырех параметров, бесселевых и тригонометрических функций и не доступно рядовому инженеру в связи со слабой освещенностью данного вопроса в теплотехнической литературе.

**Цель данной статьи** – разработка инженерной методики расчета конвективного нагрева (охлаждения) тел, покрытых тонкой оболочкой.

## Постановка задачи

Пусть требуется рассчитать процесс конвективного нагрева водяной сферической капли радиусом  $R_1$ , покрытой тонким слоем масла толщиной  $\delta$  (рис. 1). Начальная температура воды и масла  $t_0$ , температура греющей среды  $t_{\rm w}\!>\!t_0$ , коэффициент теплоотдачи  $\alpha$ ; полный размер тела  $d_2=d_1+2\cdot\delta$  или радиус  $R_2=R_1+\delta$ .

В работе [2] приведено приближенное аналитическое решение поставленной задачи в случае нагрева сферических тел. Получим обобщенное решение данной задачи для тел простой геометрической формы в виде бесконечной пластины, цилиндра и шара.

<sup>©</sup> Горбунов А.Д., 2010

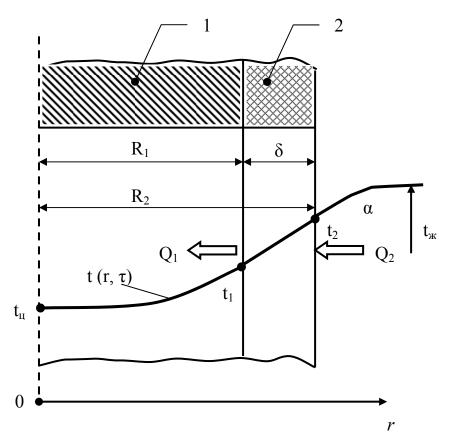


Рис. 1. К расчёту процесса нагрева двухслойного тела: 1 – основное тело; 2 – покрытие

# Изложение основных материалов исследования

Сначала подробно покажем методику расчета нагрева (охлаждения) двухслойного сферического тела.

Сведём двухслойное тело к однослойному следующим образом. Из теории теплопроводности известно, что при отношении диаметров  $d_2/d_1$  или радиусов  $R_2/R_1 < 1,2$  стенку, с точностью до 4 %, можно считать плоской [3]. Примем, что температура в тонком слое покрытия изменяется по линейному закону. Тогда удельный тепловой поток через такую плоскую стенку составит:

$$q_n = \lambda_2 \cdot \Delta t / \delta, B_T / M^2, \qquad (1)$$

где  $\Delta t = t_2 - t_1$ ;  $t_1$  и  $t_2$  — температуры поверхностей в месте идеального теплового контакта двух тел и на горячей стороне покрытия соответственно, °C;  $\lambda_2$  — коэффициент теплопроводности покрытия,  $Bt/(M\cdot K)$ .

Полный тепловой поток для шаровых тел со стороны греющей среды (рис. 1):

$$Q_2 = q_2 \cdot \pi \cdot d_2^2, B_T, \tag{2}$$

где  $q_2 = \alpha \cdot (t_w - t_2)$  – удельный тепловой поток,  $B_T/M^2$ .

С другой стороны, согласно формулам стационарной теплопроводности [3] тепловой поток через сферическую стенку от  $r = R_2$  до  $r = R_1$  определится уравнением:

$$Q_1 = 2 \cdot \pi \cdot \lambda_2 \cdot \Delta t / [1/d_1 - 1/d_2] = q_n \cdot \pi \cdot d_1 \cdot d_2.$$
 (3)

Из условия равенства тепловых потоков  $Q_2 = Q_1$  будем иметь:

$$\mathbf{q}_2 \cdot \pi \cdot \mathbf{d}_2^2 = \mathbf{q}_n \cdot \pi \cdot \mathbf{d}_1 \cdot \mathbf{d}_2 \quad \text{или} \quad \mathbf{q}_2 \cdot \zeta = \mathbf{q}_n \,. \tag{4}$$

Откуда отношение удельных тепловых потоков:

$$\zeta = q_n / q_2 = d_2 / d_1 = (1 + \delta / R_1).$$
 (5)

Из соотношения (4) можно получить уравнение связи между температурами поверхности на концах покрытия, которые в процессе нагрева могут изменяться во времени:

$$t_2(\tau) = \frac{t_1(\tau) + Bi_2 \cdot t_{\mathcal{K}}}{1 + Bi_2},$$
 (6)

где  $\text{Bi}_2 = \alpha_2 \cdot \delta/\lambda_2$  — число Био для покрытия;  $\alpha_2 = \zeta \cdot \alpha$  — коэффициент теплоотдачи, учитывающий кривизну поверхности покрытия,  $\text{Bt}/(\text{M}^2 \cdot \text{K})$ .

Составим граничное условие III рода для первого (основного) тела при  $r = R_1$  с учётом уравнений (4) и (6):

$$\lambda_1 \frac{\partial t}{\partial r} \Big|_{r=R_1} = q_n = q_2 \cdot \zeta = \alpha \cdot \zeta \cdot (t_{\mathfrak{K}} - t_2) = \alpha_{\mathfrak{F}} \cdot (t_{\mathfrak{K}} - t_1), \qquad (7)$$

где  $\alpha_3 = \zeta \cdot \alpha/(1 + \text{Bi}_2)$  — эквивалентный коэффициент теплоотдачи, учитывающий наличие тонкого покрытия на поверхности тела.

Решения для расчёта процессов конвективного нагрева сферических тел при граничных условиях (7) известны и имеют, например, согласно [4] следующий вид:

$$\theta(X, Fo) = \sum_{n=1}^{\infty} P_n(\mu_n) \cdot U_n(X) \cdot e^{-\mu_n^2 Fo}, \qquad (8)$$

где  $X = r/R_1$  – относительная координата;  $\theta = (t(r, \tau) - t_{x})/(t_0 - t_{x})$ ;

координатная функция  $U(X)=B_3 \cdot \sin(\mu_n X)/\mu_n X;$   $B_3=\frac{\mu_n}{\sin \mu_n};$ 

Fo = 
$$a \cdot \tau / R_1^2$$
 – число Фурье;  $P_n (\mu_n) = \frac{2 \cdot Bi}{Bi^2 - Bi + \mu_n^2}$ ;

 $\mu_n$  – корни трансцендентного уравнения:

$$\operatorname{ctg}\mu_{n} = \frac{1 - \operatorname{Bi}}{\mu_{n}}.$$
(9)

Согласно уравнению (7) под числом Био следует понимать эквивалентное число Био:

$$Bi = Bi_{3} = \alpha_{3} \cdot R_{1}/\lambda_{1}. \tag{10}$$

Среднемассовая температура шара:

$$\theta_{\rm cp} = \sum_{\rm n=1}^{\infty} M_{\rm n} (\mu_{\rm n}) e^{-\mu_{\rm n}^2 \cdot \rm Fo}, \qquad (11)$$

где  $M_n(\mu_n) = P_n(\mu_n) \cdot 3 \cdot Bi/\mu_n^2$ .

Полагая последовательно в уравнении (8) X = 1 и X = 0, получим: температуру на поверхности

$$\theta_{n}(Fo) = \sum_{n=1}^{\infty} P_{n} \cdot e^{-\mu_{n}^{2} \cdot Fo}$$
(12)

и в центре шара

$$\theta_{II}(Fo) = \sum_{n=1}^{\infty} A_n(\mu_n) \cdot e^{-\mu_n^2 \cdot Fo}, \qquad (13)$$

где  $A_n(\mu_n) = B_3 P_n(\mu_n)$ 

При числах Фурье Fo > 0,3 наступает регулярный режим нагрева (PPH) и в формулах (8)...(13) можно ограничиться одним членом ряда. В работе [4] получены решения для расчёта корней уравнения (9). Первый корень

$$\mu_1^2 = D/\gamma \approx 3 \cdot Bi/\widetilde{m}, \qquad (14)$$

где  $\widetilde{m}=m(1+\rho)$ :  $m=\left(1+Bi/5\right)$  — коэффициент термической массивности тела:  $\gamma=\left(1+\sqrt{1+4\cdot\rho}\right)\!\!/2\approx 1+\rho$ ;  $D=3\cdot Bi/m$ ;  $\rho=D^2/525$ . При малых значениях  $\rho$  и учете разложения функции под корнем величина  $\gamma\approx 1+\rho$ .

Время нагрева тела  $\tau_{\rm H}$  до заданной температуры на поверхности  $t_{\rm п.з.}$  (например,  $t_{\rm п.з.}$  = 100 °C — начало кипения) можно найти из уравнения (12) после логарифмирования:

$$Fo_{H} = \frac{1}{\mu_{1}^{2}} ln \frac{P_{1}}{\theta_{\Pi.3.}},$$
(15)

где  $\theta_{\Pi.3.} = (t_{\Pi.3.} - t_{\mathcal{K}}) / (t_0 - t_{\mathcal{K}}).$ 

Температура в центре шара в момент времени Fo<sub>н</sub>:

$$\theta_{II}(Fo_{II}) = P_1 \cdot \frac{\mu_1}{\sin \mu_1} \cdot e^{-\mu_1^2 \cdot Fo} = \theta_n \cdot \frac{\mu_1}{\sin \mu_1} \equiv \theta_{II.3.} \cdot \frac{\mu_1}{\sin \mu_1}. \tag{16}$$

Размерные температуры:  $t_n = t_{\mathfrak{K}} + (t_0 - t_{\mathfrak{K}}) \cdot \theta_{\Pi}$  и  $t_{\mathfrak{U}} = t_{\mathfrak{K}} + (t_0 - t_{\mathfrak{K}}) \cdot \theta_{\mathfrak{U}}$ , °C.

Наружная температура поверхности покрытия в любой момент времени определяется по уравнению (6) при известной температуре поверхности основного тела  $t_1(\tau) = t_n(\tau)$ , а в момент  $\tau_H$ :

$$t_2(\tau_H) = \frac{t_{\Pi.3.} + Bi_2 \cdot t_{\mathcal{K}}}{1 + Bi_2}.$$
 (17)

Относительный тепловой поток при известной из уравнения (12) температуре поверхности  $t_1(\tau)$  получим из граничного условия (7), а именно:

$$Q(Fo) = q_n \cdot R_1 / (\lambda_1 (t_{\kappa} - t_0)) = Bi \cdot \theta_n (Fo).$$
 (18)

Теперь получим расчетные соотношения для остальных тел.

**Плоское тело.** В случае отсутствия кривизны в уравнениях (5)...(10) следует положить  $\zeta = 1$ . Координатная функция в формуле (8) станет

$$U(X) = B_1 \cos \mu_n X, \tag{19}$$

где  $B_1 = \frac{1}{\cos \mu_n}$ ;  $P_n = \frac{2Bi}{\left(Bi(Bi+1) + \mu_n^2\right)}$ ;  $\mu_n$  — корни характеристическо-

го уравнения:

$$\operatorname{ctg}\mu_{n} = \frac{\mu_{n}}{\operatorname{Bi}}.$$
 (20)

Уравнения (11)...(18) остаются теми же, в которых

$$M_n(\mu_n) = P_n(\mu_n) \cdot \frac{Bi}{\mu_n^2}; \quad A_n(\mu_n) = B_1 \cdot P_n(\mu_n).$$

Основную трудность, как известно, представляет собой определение бесконечного множества корней трансцендентного уравнения (20). В работе [5] получены точные и приближенные решения для расчета корней этого уравнения. Например, для первого корня, дающего основной вклад в температурное поле (8) и особенно в стадии РРН:

$$\mu_1^2 = \frac{Bi}{\widetilde{m}},$$
где  $\widetilde{m} = m(1+\rho); \ m = 1 + \frac{Bi}{3}; \ \rho = \frac{D^2}{45}; \ D = \frac{Bi}{m}.$ 

Аналогично получим расчетные соотношения для цилиндрических тел.

**Цилиндрическое тело.** Для цилиндрических тел высотой 1 уравнения (2) и (3) запишутся следующим образом:

$$Q_2 = q_2 \pi d_2 l$$
 и  $Q_1 = \frac{2\pi \lambda_2 \Delta t}{\ln \left(\frac{d_2}{d_1}\right)}$ . (22)

Из условия равенства тепловых потоков  $Q_2=Q_1$ , с учетом соотношения (1) и двух членов разложения логарифмической функции  $\ln(1+x)\cong x-\frac{x}{2}$  при малом аргументе  $x=\frac{\delta}{R_1}$ , будем иметь для цилиндрических тел:

$$\zeta = \frac{q_n}{q_2} = \frac{d_2}{d_1} \left( 1 - \frac{\delta}{d_1} \right) = \left( 1 + \frac{\delta}{R_1} \right) \left( 1 - \frac{\delta}{d_1} \right) \cong 1 + \frac{\delta}{d_1}$$
 (23)

Теперь данных достаточно, чтобы рассчитать эквивалентное число Био по уравнению (10).

Расчетные формулы температурного поля (8)...(18) для цилиндра примут вид:

$$U(X) = B_2 J_0(\mu_n X), \tag{24}$$

где  $B_2 = \frac{1}{J_o(\mu_n)}; \quad P_n(\mu_n) = \frac{2Bi}{\left(Bi^2 + \mu_n^2\right)}; \quad J_o(\mu)$  — функция Бесселя;

 $\mu_n$  – корни уравнения

$$\frac{J_o(\mu)}{J_1(\mu_n)} = \frac{\mu_n}{Bi};$$
(25)

$$M_n(\mu_n) = P_n(\mu_n) \frac{2Bi}{\mu_n^2}; A_n(\mu_n) = B_2 P_n(\mu_n).$$

Квадрат первого корня для цилиндрического тела согласно данным работы [6]:

$$\mu_1^2 = \frac{2Bi}{\widetilde{m}},$$
где  $\widetilde{m} = m(1+\rho); \quad m = 1 + \frac{Bi}{4}; \quad \rho = \frac{D^2}{192}; \quad D = \frac{2Bi}{m}.$ 

Обобщим полученные результаты.

**Объединенное решение.** Анализируя уравнения для расчета коэффициента отношения тепловых потоков (5), (23) и  $\zeta = 1$  для пластины, получим общую формулу:

$$\zeta = 1 + \frac{(k-1) \cdot \delta}{d_1},\tag{27}$$

где k – коэффициент геометрической формы, равный 1, 2 и 3 соответственно для бесконечной пластины, цилиндра и шара.

В соответствии с данными работы [7]: обобщенная тепловая

$$P_{n}(\mu_{n}) = \frac{2Bi}{Bi(Bi + 2 - k) + \mu_{n}^{2}}$$
 (28)

и среднемассовая амплитуда

$$M_{n}(\mu_{n}) = P_{n}(\mu_{n}) \cdot \frac{kBi}{\mu_{n}^{2}}.$$
 (29)

Соответственно объединение формул (14), (21) и (26) для квадрата первого корня дает:

$$\mu_1^2 = \frac{kBi}{\widetilde{m}}, \tag{30}$$
 где  $\widetilde{m} = m(1+\rho); \ m = 1 + \frac{Bi}{\left(k+2\right)}; \ \rho = \frac{D^2}{\left[k(k+2)^2\cdot\left(k+4\right)\right]}; \ D = \frac{kBi}{m}.$ 

Следует отметить, что полученные решения справедливы не только для расчета процесса нагрева двухслойных тел, но и при их охлаждении.

#### Выводы

Разработана инженерная методика расчета конвективного нагрева (охлаждения) тел, покрытых тонкой оболочкой. Получены достаточно простые и эффективные приближенные аналитические решения по расчету температурных полей отдельно пластины, цилиндра и шара, а также объединенное уравнение, обобщающее через фактор геометрической формы указанные решения.

# Список литературы

- 1. Лыков А. В. Теория теплопроводности / А. В. Лыков. М. : Высшая школа, 1967. 600 с.
- 2. Горбунов А. Д. Аналитический расчёт нагрева (охлаждения) двухслойного шара / А. Д. Горбунов, Е. Л. Глущенко // Металлургическая теплотехника: сб. научн. трудов НМетАУ. Днепропетровск: ПП Грек О.С., 2007. С. 105–108.
- 3. Исаченко В. П. Теплопередача / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. М. : Энергия, 1975. 488 с.
- 4. Горбунов А. Д. Нахождение корней трансцендентных уравнений в задачах теплопроводности шара при неоднородных граничных условиях / А. Д. Горбунов, Э. М. Гольдфарб // Изв. вузов. Чёрная металлургия.  $1984. \mathbb{N} 2. \mathbb{C}.$  79–83.
- 5. Горбунов А. Д. Нахождение корней трансцендентных уравнений в задачах теплопроводности пластины при неоднородных граничных условиях /А. Д. Горбунов, Э. М. Гольдфарб // Изв. вузов. Черная металлургия. 1983. № 8. C. 104–108.
- 6. Горбунов А. Д. Нахождение корней трансцендентных уравнений в задачах теплопроводности цилиндра при неоднородных граничных условиях /А. Д. Горбунов, Э. М. Гольдфарб // Изв. вузов. Черная металлургия. − 1983. № 12. С. 94–97.
- 7. Гольдфарб Э.М. Определение корней трансцендентных уравнений при нагреве тел в прямотоке и противотоке / Э. М. Гольдфарб, А. Д. Горбунов // ИФЖ. 1984. Т. 46, № 5. С. 870–871.

Рукопись поступила 05.04.2010 г.

УДК 66.045

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

**Воробьева Л.А.** – мл.н.с., НМетАУ

# МИНИМИЗАЦИЯ МАТЕРИАЛОЕМКОСТИ НАСАДКИ ТРУБЧАТОГО РЕГЕНЕРАТОРА ПУТЕМ ВЫБОРА ОПТИМАЛЬНОГО РАССТОЯНИЯ МЕЖДУ ОСЯМИ ТРУБ

С целью минимизации материалоемкости регенеративного теплообменника предложен способ компоновки труб в насадке с оптимальным расстоянием между их осями по критерию максимальной теплоотдачи на единицу массы насадки. Показано, что для обеспечения максимальной теплоотдачи распределение расходов теплоносителя по каналам внутри и снаружи труб должно быть пропорционально площади поверхности теплообмена. Получено уравнение для расчета оптимального расстояния между осями труб в зависимости от наружного и внутреннего диаметров. Выполнен расчет массы насадки при различном шаге между осями труб, обеспечивающей подогрев воздуха до одной и той же температуры.

Ключевые слова: регенератор; трубная насадка; теплообмен; оптимальный шаг.

#### Введение

Малогабаритные регенеративные теплообменники применяются в нагревательных печах для утилизации теплоты уходящих в атмосферу продуктов горения топлива [1]. В настоящей статье рассматривается насадка регенератора в виде пучка труб, которая попеременно омывается то горячим теплоносителем (дымовыми газами), то холодным (воздухом). Теплота, аккумулированная трубами в период их нагрева, передается воздуху в период охлаждения насадки. Чем лучше условия теплообмена между пучком труб и газообразными теплоносителями при одной и той же массе насадки, тем эффективнее утилизируется теплота уходящих из печи газов и меньше выброс теплоты в атмосферу. При размещении труб в насадке вплотную друг к другу расход газов в межтрубных каналах существенно меньше, чем внутри труб, и поэтому теплообмен снаружи труб менее интенсивен, чем внутри [2].

В связи с этим недостатком насадки с такой компоновкой труб является неэффективное использование наружной поверхности труб для теплообмена с газами.

<sup>©</sup> Губинский В.И., Воробьева Л.А., 2010

#### Постановка задачи

Для минимизации массы насадки регенератора G (кг) необходимо стремиться к максимальному количеству теплоты, которое аккумулирует и отдает единица массы насадки Q/G (Дж/кг), путем наиболее эффективного использования наружной и внутренней поверхностей труб. Представляет практический интерес определение оптимального расстояния между осями труб в насадке, которое обеспечивает максимум величины Q/G.

# Решение поставленной задачи

Сделаем предположение о том, что максимальное значение  $(Q/G)_{max}$  будет иметь место, когда газы нагреются или охладятся до одной и той же температуры как внутри труб, так и в межтрубном пространстве. Изменение температуры газов в теплообмене со стенкой является функцией безразмерного комплекса величин, аналога числа Стентона (St) [3]:

$$St_{BH} = \frac{\alpha_{\Gamma}^{BH} \cdot F_{BH}}{V_{\Gamma}^{BH} \cdot c_{\Gamma}}; \qquad St_{Hap} = \frac{\alpha_{\Gamma}^{Hap} \cdot F_{Hap}}{V_{\Gamma}^{Hap} \cdot c_{\Gamma}},$$

где  $\alpha_{\Gamma}^{BH}$ ,  $\alpha_{\Gamma}^{Hap}$  — коэффициенты теплоотдачи в дымовом и в воздушном периодах внутри и снаружи труб,  $Bt/(M^2\cdot K)$ ;  $F_{BH}$  и  $F_{Hap}$  — площади поверхности теплообмена внутри и снаружи труб,  $M^2$ ;  $V_{\Gamma}^{BH}$ ,  $V_{\Gamma}^{Hap}$  — расходы газа внутри и снаружи труб,  $M^3/c$  (при н.у.);  $c_{\Gamma}$  — удельная теплоемкость теплоносителя,  $\mathcal{L}_{\mathcal{K}}/(M^3\cdot K)$ .

Для одинаковых условий нагрева и охлаждения газов внутри и снаружи труб необходимо, чтобы  $St_{\rm BH}\!=\!St_{\rm Hap}$ , т.е.:

$$\frac{\alpha_{\Gamma}^{\text{BH}} \cdot F_{\text{BH}}}{V_{\Gamma}^{\text{BH}} \cdot c_{\Gamma}} = \frac{\alpha_{\Gamma}^{\text{Hap}} \cdot F_{\text{Hap}}}{V_{\Gamma}^{\text{Hap}} \cdot c_{\Gamma}}.$$
 (1)

Допуская в равенстве (1), что  $\alpha_{\Gamma}^{\text{вн}} \approx \alpha_{\Gamma}^{\text{нар}}$ , приходим к условию:

$$\frac{V_{\Gamma}^{\text{Hap}}}{V_{\Gamma}^{\text{BH}}} = \frac{F_{\text{Hap}}}{F_{\text{BH}}},\tag{2}$$

т.е. распределение расходов газа по каналам внутри и снаружи труб должно быть пропорционально площади теплообменной поверхности.

Если учесть, что  $F_{\text{нар}} = \pi \cdot d_{\text{нар}} \cdot \ell$  и  $F_{\text{вн}} = \pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot \ell$ , где  $d_{\text{нар}}$  и  $d_{\text{вн}} - d_{\text{нар}}$  и  $d_{\text{вн}} - d_{\text{вн}} \cdot \ell$ , где  $d_{\text{нар}}$  и  $d_{\text{вн}} - d_{\text{нар}}$  и  $d_{\text{вн}} - d_{\text{пина}}$  трубы, м, то из условия (2) следует, что отношение расхода теплоносителей в межтрубных каналах к их расходу внутри труб должно быть равно отношению наружного диаметра труб к внутреннему:

$$\frac{V_{\Gamma}^{\text{Hap}}}{V_{\Gamma}^{\text{BH}}} = \frac{d_{\text{Hap}}}{d_{\text{BH}}}.$$
 (3)

Условие (3) можно обеспечить выбором расстояния между осями труб  $\gamma$ >d <sub>нар</sub> (рис. 1).



Рис. 1. Элемент поперечного сечения насадки с шагом между осями труб  $\gamma > d_{\text{нар}}$ 

Найдем выражение для отношения  $V_{\Gamma}^{\text{нар}}/V_{\Gamma}^{\text{вн}}$  с помощью следующих преобразований.

Расход газов равен:

$$V_{\Gamma}^{BH} = f_{BH} \cdot \overline{W}_{\Gamma}^{BH}; \qquad V_{\Gamma}^{Hap} = f_{Hap} \cdot \overline{W}_{\Gamma}^{Hap};$$

$$\frac{V_{\Gamma}^{Hap}}{V_{\Gamma}^{BH}} = \frac{f_{Hap} \cdot \overline{W}_{\Gamma}^{Hap}}{f_{BH} \cdot \overline{W}_{\Gamma}^{BH}}, \qquad (4)$$

где  $f_{\text{вн}}$ ,  $f_{\text{нар}}$  – площади поперечного сечения каналов внутри и снаружи труб, м²;  $\overline{W}_{\Gamma}^{\text{вн}}$ ,  $\overline{W}_{\Gamma}^{\text{нар}}$  – средние скорости газообразного теплоносителя внутри и снаружи труб соответственно, м/с (при н.у.).

Отношение  $f_{\text{нар}}/f_{\text{вн}}$  при фиксированных диаметрах труб  $d_{\text{нар}}$  и  $d_{\text{вн}}$  определяется шагом между осями труб  $\gamma$ , а именно из рис. 1 слетует, ито  $f_{\text{вн}} = \gamma^2 - \frac{\pi}{2} \cdot d^2$   $f_{\text{вн}} = \frac{\pi}{2} \cdot d^2$  тогла

дует, что 
$$f_{\text{нар}} = \gamma^2 - \frac{\pi}{4} \cdot d_{\text{нар}}^2$$
,  $f_{\text{вн}} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{\text{вн}}^2$ , тогда

$$\frac{f_{\text{Hap}}}{f_{\text{BH}}} = \frac{\gamma^2 - \frac{\pi}{4} \cdot d_{\text{Hap}}^2}{\frac{\pi}{4} \cdot d_{\text{BH}}^2}.$$
 (5)

Отношение  $\overline{W}^{\text{нар}}_{\Gamma}/\overline{W}^{\text{вн}}_{\Gamma}$  вычисляется из условия равенства перепада давлений по длине наружных и внутренних каналов при ламинарном движении газов:

$$\frac{C_{BH}}{Re_{BH}} \cdot \frac{\ell}{d_{BH}} \cdot \frac{\rho_{\Gamma} \cdot (\overline{W}_{\Gamma}^{BH})^{2}}{2} = \frac{C_{Hap}}{Re_{Hap}} \cdot \frac{\ell}{d_{\Gamma \mu J p. Hap}} \cdot \frac{\rho_{\Gamma} \cdot (\overline{W}_{\Gamma}^{Hap})^{2}}{2}, \quad (6)$$

где  $Re_{BH} = \frac{\overline{W}_{\Gamma}^{BH} \cdot d_{BH}}{v_{\Gamma}}$ ;  $Re_{Hap} = \frac{\overline{W}_{\Gamma}^{Hap} \cdot d_{Hap}}{v_{\Gamma}}$ ;  $C_{BH} = 64$  – для каналов круглого сечения;  $C_{Hap} = 57$  – для квадратной формы сечения [4]. Из рис. 1 видно, что каналы внутри труб имеют круглую форму сечения с диаметром  $d_{BH}$ , а каналы межтрубного пространства с гидравлическим диаметром  $d_{\Gamma U J D, Hap}$  приближенно отнесены нами к квадратной форме сечения. Значения плотности  $\rho_{\Gamma}$  и вязкости  $v_{\Gamma}$  газообразных теплоносителей внутри и снаружи труб одинаковы, так как средняя по высоте температура обоих потоков из условия (1) должна быть одинаковой.

Из выражения (6) находим: 
$$\frac{\overline{W}_{\Gamma}^{\text{нар}}}{\overline{W}_{\Gamma}^{\text{вн}}} = \frac{64}{57} \cdot \left(\frac{d_{\text{гидр.нар}}}{d_{\text{вн}}}\right)^2$$
.

Как следует из рис. 1,

$$d_{_{\Gamma \text{ИДР. Hap}}} = \frac{4 \cdot f_{_{\text{Hap}}}}{\pi \cdot d_{_{\text{Hap}}} + 4 \cdot \left(\gamma - d_{_{\text{Hap}}}\right)} = \frac{4 \cdot \left(\gamma^2 - \frac{\pi}{4} \cdot d_{_{\text{Hap}}}^2\right)}{\pi \cdot d_{_{\text{Hap}}} + 4 \cdot \left(\gamma - d_{_{\text{Hap}}}\right)} = \frac{\gamma^2 - \frac{\pi}{4} \cdot d_{_{\text{Hap}}}^2}{d_{_{\text{Hap}}}\left(\frac{\pi}{4} - 1\right) + \gamma}.$$

Тогда

$$\frac{\overline{W}_{\Gamma}^{\text{Hap}}}{\overline{W}_{\Gamma}^{\text{BH}}} = \frac{64}{57} \cdot \frac{\left(\gamma^2 - \frac{\pi}{4} \cdot d_{\text{Hap}}^2\right)^2}{d_{\text{BH}}^2 \cdot \left[d_{\text{Hap}}\left(\frac{\pi}{4} - 1\right) + \gamma\right]^2}.$$
(7)

После подстановки выражений (5) и (7) в (4) условие (1) принимает вид:

$$\frac{V_{\Gamma}^{\text{Hap}}}{V_{\Gamma}^{\text{BH}}} = \frac{1,431 \cdot \left(\gamma^2 - 0,785 \cdot d_{\text{Hap}}^2\right)^3}{d_{\text{BH}}^4 \cdot (\gamma - 0,215 \cdot d_{\text{Hap}})^2} = \frac{d_{\text{Hap}}}{d_{\text{BH}}}.$$
 (8)

Сделав преобразование выражения (8), получим уравнение (9):

$$\frac{1,431\cdot(\gamma^2 - 0,785\cdot d_{\text{Hap}}^2)^3}{d_{\text{BH}}^3\cdot d_{\text{Hap}}\cdot(\gamma - 0,215\cdot d_{\text{Hap}})^2} = 1.$$
 (9)

Таким образом, при заданных диаметрах труб  $d_{\text{нар}}$  и  $d_{\text{вн}}$  выполнение условия (3) обеспечивается выбором шага между осями труб в рядах путем решения уравнения (9).

# Анализ полученных результатов

Ниже представлены результаты расчета величин G и Q/G при различном шаге между осями труб. Расчеты проводились по адаптированной методике [5] для труб с наружным диаметром  $d_{\text{нар}}=6$  мм и внутренним –  $d_{\text{вн}}=4$  мм, выполненных из стали X18H10T и расположенных в камере регенератора рядами с шагом, рассчитанным из уравнения (9) и равным  $\gamma=7$  мм, а также при величине шага между осями труб 6; 6,5; 7,5; 8 мм.

В расчете были приняты следующие исходные данные: дымовые газы и воздух подавались в регенеративную камеру с постоянным расходом, равным 72 м³/ч, при скорости теплоносителя в поперечном сечении камеры минирегенератора 0,5 м/с при н.у. Количество и длину труб рассчитывали из условия получения одинаковой средней за период температуры воздуха на выходе из насадки 850 °C. Температура дыма перед регенератором 1000 °C, воздуха — 20 °C, начальная температура насадки — 20 °C. Длительность дымового и воздушного периодов по 60 с.

В таблице 1 представлены параметры насадок с различной величиной шага при  $\delta_{\rm cr}$  =1 мм.

Таблица 1 Параметры насадок с различным шагом между осями труб

	Величина шага				
Параметры	$\gamma = d_{\text{Hap}} = 6 \text{ MM}$	γ=7 мм	ү=8 мм		
Удельная поверхность нагрева, м2/м3	844,9	649,5	500,8		
Порозность	0,576	0,675	0,75		
Гидравлический диаметр межтрубного пространства, мм	1,64	3,63	5,32		

На рис. 2 представлена зависимость массы труб G и количества теплоты Q/G, которое аккумулирует и отдает единица массы насад-

ки, от шага между осями труб при одинаковой скорости теплоносителя в свободном сечении камеры.

Трубы, размещенные в насадке рядами с шагом  $\gamma$ =7 мм имеют минимальную массу насадки G=22,3 кг, которая аккумулирует и отдает наибольшее количество теплоты, равное 991 Дж/кг (см. рис. 2). Насадка с шагом  $\gamma$ =6 мм получает от дымовых газов и отдает воздуху количество теплоты, равное 597 Дж/кг, которое на 40 % меньше, чем при  $\gamma$ =7 мм. Масса труб с  $\gamma$ =d  $_{\rm hap}$ =6 мм повышается на 66 % по сравнению с  $\gamma$ =7 за счет увеличения количества труб и их длины. Масса насадки с шагами 6,5; 7,5 и 8 мм занимает промежуточное положение.

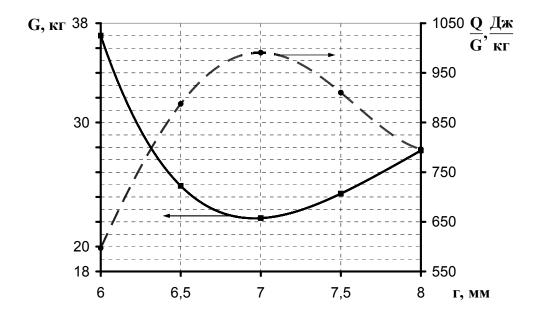


Рис. 2. Зависимость величин G и Q/G от шага между осями труб  $\gamma$  при  $\overline{W}_{B0}$  =  $\overline{W}_{\pi0}$  = 0,5 м/с (при н.у.)

Основная часть расхода теплоносителя при  $\gamma = d_{\text{нар}}$  проходит внутри труб и составляет 87,5 % общего расхода, а при шаге  $\gamma$ =7 мм расход газов в межтрубном пространстве составляет 61,5 %, т.е. выполняется условие (3). В случае  $\gamma$ =8 мм основная часть газообразного теплоносителя пойдет в межтрубном пространстве.

Таким образом, наше предположение оказалось верно: максимальное значение величины  $(Q/G)_{max}$  будет обеспечено при условии (1), которое выполняется путем расчета оптимального расстояния между осями труб  $\gamma$  из уравнения (9).

Сборка пучка труб с шагом  $\gamma$ >d<sub>нар</sub> может быть реализована путем надевания колец с одинаковым наружным диаметром на противоположные концы трубы [6].

### Выводы

Одинаковые условия теплообмена внутри и снаружи труб позволяют обеспечить максимальную передачу теплоты на 1 кг насадки и существенно снизить материалоемкость регенеративного теплообменника при достижении одной и той же температуры подогрева воздуха. Для минимизации материалоемкости насадки предложено размещать трубы с оптимальным шагом между их осями, величина которого вычисляется из уравнения (9).

# Список литературы

- 1. Воробьева Л. А. Перспективные направления утилизации теплоты в промышленных печах // Металлургическая теплотехника : сб. научн. тр. НМетАУ. Днепропетровск: НМетАУ, 2005. С. 80–86.
- 2. Губинский В. И. Теплоотдача в трубчатом регенеративном теплообменнике при совместном действии вынужденной и свободной конвекции / В. И. Губинский, М. В. Губинский, Л. А. Воробьева, А. О. Еремин, А.В. Сибирь // Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика: сб. наук. пр. 2009. С.77–87.
- 3. Губинский В. И. Теория пламенных печей / Губинский В. И., Лу Чжун-У // М.: Машиностроение. 1995. 256 с.
- 4. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Идельчик И. Е. М.: Машиностроение, 1992. 672 с.
- 5. Губинский В. И. Анализ эффективности работы минирегенератора с трубной насадкой / Губинский В. И., Воробьева Л. А. // Металлургическая и горнорудная промышленность. 2007. № 6. С. 109–112.
- 6. Заявка на винахід : Насадка регенеративного теплообмінника / Губинський В. Й., Губинський М. В., Воробйова Л. О., Єрьомін О. О., Сибір А. В. Номер заявки: № А2009 123 49; заявл. 30. 11. 2009.

Рукопись поступила 01.07.2010 г.

УДК 51-74:669.162-669.181.4

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

**Федоров С.С.** – к.т.н., доц., НМетАУ

**Форись С.Н.** – к.т.н., доц., НМетАУ

**Адаменко Д.С.** – к.т.н., доц., НМетАУ

**Агаджанян А.В.** – аспирант, НМетАУ

# ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ В ШАХТНЫХ ИЗВЕСТКОВО-ОБЖИГОВЫХ ПЕЧАХ

Современные технологии переработки сырья широко используют тепло- и массообменные процессы в плотном слое кускового материала. Подавляющая их часть реализована в шахтных печах, работающих на газообразном топливе. Равномерность хода газовых шахтных агрегатов достигается раздельной подачей топлива и окислителя в слой. В данной статье исследовано влияние на газораспределение в шахтных известково-обжиговых печах расходов теплоносителей, размера кусков, ширины рабочего пространства и длины пути перемешивания. Для количественной оценки качества смесеобразования использован коэффициент дисперсии концентраций газа в горизонтальном срезе печи.

Ключевые слова: шахтная печь; конвекция; турбулентная диффузия; газораспределение.

#### Постановка задачи

Современные технологии переработки сырья широко используют тепло- и массообменные процессы в плотном слое кускового материала. Подавляющая их часть реализована в шахтных печах, работающих на газообразном топливе.

Равномерность хода газовых шахтных агрегатов достигается раздельной подачей топлива и окислителя в слой [1]. Перемешивание компонентов горения в объеме печей обеспечивает распределение тепловыделений и однородность готового продукта. Недостатком такого способа сжигания газа является наличие химического недожога топлива и значительных потерь с уходящими газами в результате избытка окислителя.

В этой связи исследование процессов массопереноса в шахтных агрегатах с целью улучшения показателей их работы является актуальным.

\_

<sup>©</sup> Губинский М.В., Федоров С.С., Форись С.Н., Адаменко Д.С., Агаджанян А.В., 2010

# Анализ последних достижений и публикаций

При раздельной подаче топлива и окислителя в слой кускового материала горение осуществляется за счет конвективного и диффузионного механизмов переноса вещества [2]. Согласно результатам [3], эти процессы влияют на работу печей в равной степени.

Конвективный массообмен обусловлен переносом вещества потоком массы в направлении его движения. В шахтных печах он протекает в так называемой зоне двумерного течения на высоте до 1,5 м от уровня ввода газообразного топлива [3, 4]. За пределами данной области наступает стабилизация, когда скорость потока выравнивается по сечению и дальнейшее перемешивание компонентов горения обеспечивается турбулентной диффузией.

Турбулентная диффузия, в свою очередь, обусловлена извилистой формой каналов межкускового пространства [5]. В результате, массообмен протекает между попутными потоками газа. При этом масштаб турбулентной диффузии пропорционален размеру кусков материала.

### Цели и задачи исследований

Целью данной работы явилось исследование влияния на смесеобразование в плотном слое кускового материала размера кусков, ширины рабочего пространства, расхода теплоносителей и длины пути перемешивания на основе количественных оценок равномерности газораспределения.

### Методика проведения исследований

Исследования проводились методом математического моделирования для условий работы щелевой шахтной известково-обжиговой печи суточной производительностью по извести 150 т (рис. 1). Печь отапливается природным газом, высота рабочего пространства 17 м, ширина -1,5 м, уровень подвода топлива -6 м. Горелки расположены в один ярус по обе стороны печи. Размер обрабатываемых фракций известняка  $-40 \div 100$  мм.

При моделировании была численно решена система дифференциальных уравнений, описывающих газодинамическую работу печи [6]. В общую постановку были включены задачи безвихревого движения газа (1) и массообмена (2) в плотном слое кускового материала:

$$\frac{\partial^{2} \varphi(x,h)}{\partial x^{2}} + \frac{\partial^{2} \varphi(x,h)}{\partial h^{2}} = V_{i,k}^{\text{MCT}}; \tag{1}$$

$$\overline{W}_{x}(x,h) \cdot \frac{\partial C(x,h)}{\partial x} + \overline{W}_{h}(x,h) \cdot \frac{\partial C(x,h)}{\partial h} = \frac{\partial}{\partial x} \left( D_{x}(x,h) \cdot \frac{\partial^{2} C(x,h)}{\partial x^{2}} \right), \tag{2}$$

где  $\phi(x,h)$  — потенциал скорости,  $m^2/c$ ; x — текущий радиус печи, m; h — текущая высота печи, m;  $V_{i,k}^{uct}$  — объёмный расход источника массы выделяющейся в точке (i, k),  $m^3/c$ ;  $\overline{w}_x(x,h)$ ,  $\overline{w}_h(x,h)$  — радиальная и вертикальная составляющие вектора скорости, m/c; C(x,h) — концентрация вещества, диффундирующего в слое,  $\kappa r/\kappa r$ ;  $D_x(x,h)$  — коэффициент радиальной турбулентной диффузии,  $m^2/c$  [5].

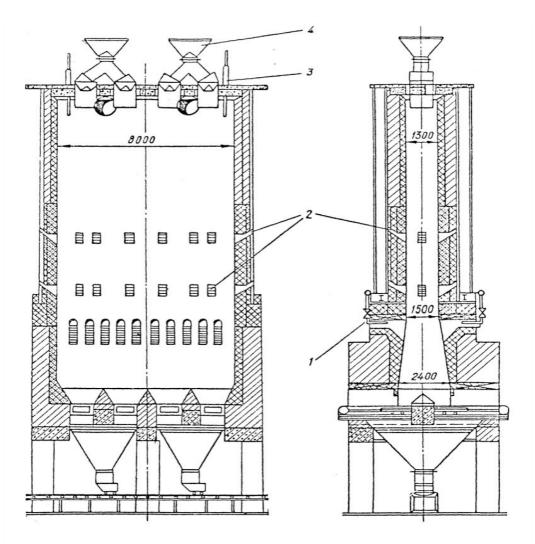


Рис. 1. Схема шахтной известково-обжиговой щелевой печи на газообразном топливе: 1 – горелки; 2 – смотровые окна; 3 – указатель уровня; 4 – конусные загрузочные аппараты

В качестве допущений принято: движение газа установившееся, потенциальное; плотность теплоносителя не зависит от давления и температуры; теплопроводность в газе и молекулярная диффузия не влияют на процесс; структура слоя постоянная по высоте и ширине печи.

Базовому режиму работы печи соответствовали расходы топлива  $B_{\rm nr}=750~{\rm m}^3/{\rm q}$  и воздуха  $V_{\rm B}=12500~{\rm m}^3/{\rm q}$ . Диапазон изменения параметров работы печи выбран согласно ее эксплуатационным показателям: по топливу —  $B_{\rm nr}=500\div1000~{\rm m}^3/{\rm q}$ ; по воздуху —  $V_{\rm B}=9000\div16000~{\rm m}^3/{\rm q}$ ; размер фракций известняка  $d_{\rm k}=40\div100~{\rm mm}$ . Также было исследовано влияние ширины рабочего пространства печи  $S_{\rm n}=0.5\div2.5~{\rm m}$ , так как этот параметр можно выбирать на этапе проектировании новых агрегатов и реконструкции существующих.

Оценку качества смесеобразования проводили по величине дисперсии концентраций метана в горизонтальном срезе шахты печи:

$$D_{CH4} = \sqrt{\frac{\sum \left(\frac{x_i}{x_h} - 1\right)^2}{n}} \cdot 100, \%$$
 (3)

где  $x_i$  – концентрация метана  $CH_4$  в газовоздушной смеси в текущей узловой точке горизонтального сечения шахты печи, %;  $x_h$  – концентрация метана  $CH_4$  в газовоздушной смеси при полном перемешивании, %; n – количество узловых точек по ширине печи.

### Анализ полученных результатов

Результаты исследований представлены на рис. 2-5. Основными факторами, влияющими на равномерность газораспределения, являются ширина рабочего пространства, диаметр кусков фракций и длина пути перемешивания.

Несмотря на интенсификацию конвективного переноса, увеличение расходов теплоносителей слабо влияет на равномерность распределения концентраций. Кривые, соответствующие различным расходам газов, практически повторяют друг друга (рис. 2-3).

Наибольшее влияние оказывает ширина рабочего пространства (рис. 4). При толщине слоя 0,5 м выравнивание концентраций метана по сечению печи наступает уже через 3 м от уровня ввода топлива. При толщине в 1 м длина пути полного перемешивания увеличивается до 9 м, что соответствует высоте зоны горения агрегатов данного типа [2]. Таким образом, в шахтных агрегатах большой производительности при S > 1 м решать задачу газораспределения необходимо специальными методами. К ним относят применение центральных горелок [1], особых конструкций профиля рабочего пространства кольцевого типа [7] или же комбинированное отопление печей газообразным и твердым видами топлива [8], где равномерность распределения природного газа по всему сечению не будет играть столь существенной роли.

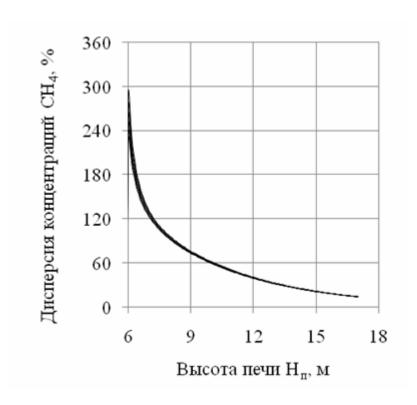


Рис. 2. Влияние расхода природного газа на смесеобразование в печи

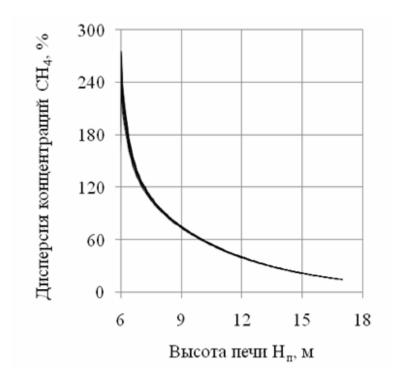


Рис. 3. Влияние расхода воздуха на смесеобразование в печи

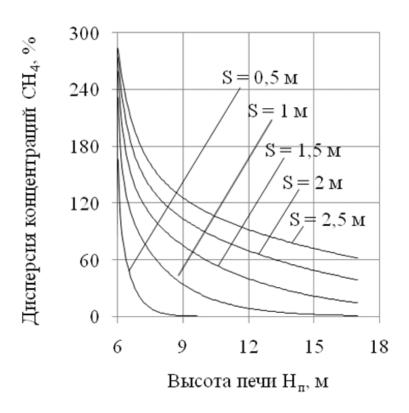


Рис. 4. Влияние ширины рабочего пространства печи на смесеобразование

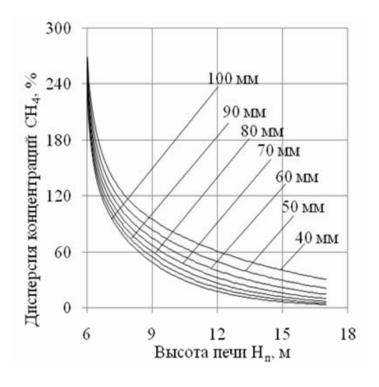


Рис. 5. Влияние размера кусков известняка на смесеобразование в печи

Значительное влияние на смесеобразование также оказывает диаметр фракций известняка (рис. 5). С увеличением размера кусков от 40 до 100 мм качество газораспределения улучшается в несколько раз. Причем эффект тем выше, чем больше длина пути перемешивания. Современные технологические комплексы переработки известняка должны использовать шахтные печи для обжига крупных фракций. Средние и мелкие фракции при этом необходимо перерабатывать в печах вращающегося и циклонного типов, соответственно. Кроме того, в шахтных агрегатах целесообразно использовать известняки узких фракций, путем использования грохотов и настройки режимов отдельных печей под конкретный размер фракции.

#### Выводы

Проведены исследования газораспределения для шахтной щелевой известково-обжиговой печи суточной производительностью по извести 150 т/ч.

Для количественной оценки равномерности газораспределения использован показатель дисперсии концентраций газа в заданном горизонтальном срезе шахты печи.

Установлено, что основное влияние на газораспределение оказывает ширина рабочего пространства, размер кусков материала и длина пути перемешивания. В агрегатах с шириной шахты более 1 м целесообразно использовать центральные горелки, особые конструкции профиля рабочего пространства кольцевого типа или же комбинированное отопление печей газообразным и твердым видами топлива.

С увеличением размера кусков от 40 до 100 мм качество газораспределения улучшается в несколько раз.

### Список литературы

- 1. Табунщиков Н. П. Производство извести / Н. П. Табунщиков. М.: Химия, 1974. 240 с.
- 2. Ляшенко Ю. П. Разработка и внедрение эффективных газодинамических и тепловых режимов шахтных печей для обжига известняка: Автореф. дис... канд.техн.наук: 05.14.04. Днепропетровск, 1985. 22 с.
- 3. Форись С. Н. Исследование влияния турбулентной диффузии газа на работу шахтных известково-обжиговых печей / С. Н. Форись, С. С. Федоров, О. Г. Федоров // Інтегровані технології та енергозбереження. Щоквартальний науково-практичний журнал. 2008. №2. С. 146—150.
- 4. Гордон Я. М. Механика движения материала и газов в шахтных печах / Я. М. Гордон., Е. В. Максимов, В. С. Швыдкий. Алма-Ата, 1989. 144 с.

- 5. Аэров М. Э. Гидравлические и тепловые основы работы аппаратов со стационарным и кипящим зернистым слоем / Аэров М. Э., Тодес О. М. Л.: Химия, 1968. 512 с.
- 6. Форись С. Н. Математическое моделирование шахтных известково-обжиговых печей / С. Н. Форись, С. С. Федоров, М. В. Губинский // Системні технології. Регіональний міжвузівський збірник наукових праць. 2008. Т. 2. С. 98—104.
  - 7. http://www.maerz.com/incRU.php?show=home
- 8. Мойкин В. И. Разработка технологии и техники обжига известняка в шахтных печах / В. И. Мойкин, Г. Н. Бездежский // Металлургическая теплотехника как основа энерго- и ресурсосбережения в металлургии: сб. докладов научн.-техн. конф. Екатеринбург: ОАО «ВНИИМТ», 2010. С. 159—169.

Рукопись поступила 04.10.2010 г.

УДК 621.783.2

*Гупало О.В.* – к.т.н, доц., Національна металургійна академія України (НМетАУ)

**Василенко Н.С.** – інженер-енергетик, ВАТ «Промлісмаш» **Пономаренко Д.С.** – магістр, НМетАУ

# МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ТЕПЛОВОЇ РОБОТИ ПЕЧІ БЕЗПЕРЕРВНОЇ ДІЇ З РОЗПОДІЛЕНИМ ПІДВЕДЕННЯМ І ВІДВЕДЕННЯМ ГАЗОПОДІБНОГО ТЕПЛОНОСІЯ

Досліджено нагрівання тіл простих форм при розподіленому підведенні і відведенні газоподібного теплоносія уздовж зони теплообміну. Визначено закономірність зміни витрати палива, яка забезпечує реалізацію режиму нагрівання при постійній температурі димових газів ( $t_{\rm g}={\rm const}$ ), і закономірності зміни температури димових газів та метала при його нагріванні з рівномірним підведенням палива уздовж зони теплообміну ( $dB_{\rm r}/d\tau={\rm const}$ ). Виконано порівняння зазначених режимів нагрівання. Розроблено методику розрахунку теплової роботи печі безперервної дії, обладнаної рекуперативними або регенеративними пальниковими пристроями, яка може бути використана для розробки енергоефективних режимів нагрівання метала і вибору потужності пальникових пристроїв на стадії предпроектних розробок обладнання.

Ключові слова: піч безперервної дії; методика розрахунку; нагрівання; режим нагрівання; пальниковий пристрій.

### Вступ

Для розрахунків печей безперервної дії прокатного виробництва широко використовуються методики, засновані на застосуванні методу теплової діаграми [1], відповідно до якого приймається, що нагрівання метала в опалювальних зонах здійснюється при постійних температурах димових газів ( $t_{\rm g}$  i = const) або печі ( $t_{\rm niq}$  i = const). Під час розрахунків визначаються характерні температури метала та кладки, складаються зональні теплові баланси і визначаються витрати палива по зонах печі, які забезпечують нагрівання метала до заданих кінцевих параметрів.

Інший підхід базується на застосуванні принципу локальності зовнішнього теплообміну, сформульованому і обґрунтованому в роботі [2], згідно якому нагрівання поверхні матеріалу на будь-якій ділянці

<sup>©</sup> Гупало О.В., Василенко Н.Є., Пономаренко Д.С., 2010

печі визначається випромінюванням і конвекцією від газових об'ємів, розташованих у безпосередній близькості від цієї поверхні матеріалу і відповідних ділянок кладки нагрівального пристрою. Такий підхід дозволяє виконувати розрахунки за допомогою одновимірної шарової схеми теплообміну, що спрощує інженерний аналіз теплової роботи печі з допустимою похибкою, та застосовується в методиках розрахунків побудованих на використанні розв'язків задач теплообміну в рухомому шарі. Проте, ці розв'язки отримані для умов зосередженого відведення газоподібного теплоносія із зони теплообміну і можуть бути використані лише для розрахунку печей, в яких димові гази, проходячи усі технологічні зони, видаляються з робочого простору через димовідбори, розташовані або на початку методичної зони (як це передбачено в протитечійних печах), або посередині печі (як в прямотечійно-протитечійних печах).

В теперішній час, у зв'язку з активним впровадженням сучасних рекуперативних та регенеративних пальникових пристроїв для опалення нагрівальних та термічних прохідних печей, набуває актуальність розробка методики розрахунку роботи таких теплових агрегатів. Вони відрізняються від печей обладнаних двопровідними або інжекційними пальниками відсутністю методичної зони та розподіленим підведенням та відведенням газоподібного теплоносія уздовж зон теплообміну. Тому методики розрахунку нагрівання метала в такому випадку можуть будуватися або на використанні методу теплової діаграми, або на розв'язках задач теплообміну в шарі, які враховують джерела теплоти і маси в потоці газоподібного теплоносія.

**Метою роботи**  $\epsilon$  створення спрощеної методики розрахунку теплової роботи печей безперервної дії з розподіленим підведенням і відведенням газоподібного теплоносія уздовж зон теплообміну.

## Математичні постановки та розв'язки задач нагрівання

Для дослідження теплової роботи печі безперервної дії, обладнаної рекуперативними або регенеративними пальниковими пристроями сформульовані математичні постановки задач нагрівання тіл простих форм в наступних режимах:

- 1) при постійній температурі димових газів в зоні теплообміну ( $t_{_{\rm I\! I}} = {\rm const}$ );
- 2) при рівномірному підведенні палива уздовж зони теплообміну (  $dB_{\scriptscriptstyle \Gamma}/d\tau = const$  ).

При постановці задач прийняті наступні припущення: тіла, що нагріваються, мають рівномірний початковий розподіл температури; теплофізичні властивості метала і газів на розрахункових ділянках є постійними; теплообмін здійснюється за законом Ньютона-Ріхмана; підведення і відведення газоподібного теплоносія здійснюється роз-

поділено по довжині печі. Масивність тіл враховується за допомогою коефіцієнта масивності.

Математична постановка задачі нагрівання метала в режимі  $t_{\pi}$  = const включає рівняння, отримане із теплового балансу по металу

$$\frac{d\bar{t}_{M}}{d\tau} = \frac{k_{1}\alpha}{mS\rho_{M}C_{M}}(t_{A} - \bar{t}_{M}), \qquad (1)$$

доповнене рівнянням, отриманим із теплового балансу по газу

$$(Q_{\scriptscriptstyle H}^p + Q_{\varphi \, \scriptscriptstyle \Pi OB}) \cdot \frac{dB_{\scriptscriptstyle \Gamma}}{d\tau} = \Pi C_{\scriptscriptstyle M} \cdot \frac{d\bar{t}_{\scriptscriptstyle M}}{d\tau} + \frac{K_{\scriptscriptstyle K \Pi} \Pi F_{\scriptscriptstyle K \Pi}}{M_{\scriptscriptstyle M}} \cdot t_{\scriptscriptstyle \Pi} + \upsilon_{\scriptscriptstyle \Pi} C_{\scriptscriptstyle \Pi} t_{\scriptscriptstyle \Pi} \cdot \frac{dB_{\scriptscriptstyle \Gamma}}{d\tau}, \quad (2)$$

де  $\bar{t}_{\rm M}$  – середньомасова температура метала, °С;  $\tau$  – час, c;  $k_1$  – коефіцієнт форми тіла;  $\alpha$  – середній коефіцієнт тепловіддачі,  $B_T/(M^2K)$ ;  $t_{_{
m J}}$  – температура диму, °C; S – розрахунковий розмір тіла, м;  $\lambda_{_{
m M}}$  – коефіцієнт теплопровідності метала,  $B_T/(MK)$ ;  $\rho_M$  – густина метала,  $\kappa \Gamma / M^3$ ;  $C_M -$  середня масова теплоємність метала, Дж/( $\kappa \Gamma K$ );  $m = 1 + (k_3 - 1)Bi/(k_2k_3)$  – коефіцієнт масивності тіла;  $k_2$  і  $k_3$  – коефіцієнти усереднення теплових потоків і температур в тілі;  $Bi = \alpha S/\lambda_{\scriptscriptstyle M}$  – число Біо;  $Q_H^p$  – нижча робоча теплота згоряння палива, Дж/м $^3$ ;  $\mathbf{Q}_{\phi \; \text{пов}} = \mathbf{L}_{\mathbf{n}} \mathbf{C}_{\text{пов}} \mathbf{t}_{\text{пов}} = \mathbf{r}_{\phi} \mathbf{Q}_{\text{відх}} - \; \phi$ ізична теплота підігрітого повітря, Дж/м³;  $L_n$  – дійсна витрата повітря, м³/м³;  $C_{\text{пов}}$  – середня об'ємна теплоємність повітря, Дж/(м $^3$ K);  $t_{\text{пов}}$  – температура підігріву повітря, °C; r<sub>b</sub> - коефіцієнт рекуперації або регенерації  $Q_{\text{відх}} = \upsilon_{_{\rm J}} C_{_{\rm J}} t_{_{\rm J}} -$  втрати теплоти з димом, що відходить з печі, Дж/м³;  $\upsilon_{_{\rm J}}$  – питомий вихід диму, м³/м³;  $C_{_{\rm J}}$  – середня об'ємна теплоємність диму, Дж/(м $^3$ К);  $B_{\Gamma}$  – загальна витрата палива, м $^3$ /с;  $\Pi$  – продуктивність, кг/с;  $K_{\kappa\pi}$  – коефіцієнт теплопередачі через кладку,  $B\tau/(M^2K)$ ;  $F_{\rm kn}-$  площа внутрішньої поверхні кладки, м²;  $M_{\rm M}-$  маса метала, що нагрівається, кг.

При складанні теплового балансу по газу розглядалася елементарна ділянка печі. Передбачалося, що на ділянку вноситься теплота від спалювання палива і фізична теплота підігрітого повітря, при цьому на даній ділянці встановлюється постійна температура продуктів згоряння, з якою вони покидають піч. Теплота, що залишилася в робочому просторі, витрачається на нагрівання метала і покриття теплових втрат.

Математична постановка задачі в безрозмірному вигляді:

$$\frac{d\theta_{M}}{dFo} = M_{1} [\theta_{H} - \theta_{M}]; \tag{3}$$

$$\left[V_1 - (1 - V_2)\theta_{\mathcal{A}}\right] \cdot \frac{dB}{dFo} = W_1 \cdot \frac{d\theta_{\mathcal{M}}}{dFo} + W_1\theta_{\mathcal{A}}K_{\Pi O T}, \tag{4}$$

де  $\theta_{\rm M} = \bar{t}_{\rm M}/t_{\rm Kal}^{\circ}$  та  $\theta_{\rm A} = t_{\rm A}/t_{\rm Kal}^{\circ}$  — безрозмірні средньомасова температура метала і температура диму; Fo = at/S² — число Фур'є;  $a_{\rm M} = \lambda_{\rm M}/(\rho_{\rm M}C_{\rm M})$  — коефіцієнт температуропровідності метала, м²/с;  $B = B_{\rm F}/B_{\rm Fmax}$  — безрозмірна витрата палива на нагрівання метала;  $B_{\rm Fmax}$  — максимально можлива витрата палива на піч, м³/с;  $M_1 = k_1 Bi/m$ ,  $W_1 = \Pi C_{\rm M}/(B_{\rm Fmax}\upsilon_{\rm A}C_{\rm A})$ ,  $K_{\rm not} = K_{\rm Kl}F_{\rm Kl}S^2\rho_{\rm M}/(M_{\rm M}\lambda_{\rm M})$ ,  $V_1 = \upsilon_{\rm A} 0 C_{\rm B}^{\rm fkal}/(\upsilon_{\rm A}C_{\rm A}) \approx 1$ ,  $V_2 = 1 - L_{\rm B} C_{\rm Hob} \cdot K_{\rm Hob}/(\upsilon_{\rm A}C_{\rm A}) = 1 - r_{\rm b}$  — безрозмі-

рні коефіцієнти;  $\upsilon_{\pi 0} C_{\pi 0}^{t_{Kan}^{\circ}}$  — добуток питомого виходу продуктів згоряння палива і теплоємності диму, обчислених за нормальних умов та спалювання палива без підігрівання повітря з коефіцієнтом витрати повітря рівним 1;  $K_{nob} = t_{nob} / t_{\pi}$  — ступінь підігріву повітря.

Розв'язок рівняння (3) відомий із літератури [3, 4] і  $\epsilon$  закономірністю зміни температури метала в часі. З урахуванням прийнятих позначень ця закономірність набува $\epsilon$  вигляду:

$$\theta_{\rm M} = \theta_{\rm \pi} - (\theta_{\rm \pi} - \theta_{\rm MH}) \cdot \exp(-M_1 \cdot \text{Fo}), \tag{5}$$

де  $\theta_{\text{мн}} = t_0 \, / \, t_{\text{кал}}^{\circ} -$  безрозмірна средньомасова температура метала при  $\tau = 0.$ 

Після диференціювання рівняння (5) по dFo, підстановки похідної температури метала в рівняння (4) і інтегрування отриманого диференціального рівняння визначено аналітичну залежність зміни загальної витрати палива, що забезпечує його нагрівання в режимі  $t_{\pi} = \text{const}$ :

$$B = \frac{a_1}{M_1} + a_0 Fo - \frac{a_1}{M_1} exp(-M_1 Fo)$$
 (6)

де  $a_0 = K_{\text{пот}} W_1 \theta_{_{\mathcal{I}}} / (V_1 - V_2 \theta_{_{\mathcal{I}}})$  і  $a_1 = W_1 M_1 (\theta_{_{\mathcal{I}}} - \theta_{_{MH}}) / (V_1 - V_2 \theta_{_{\mathcal{I}}})$  – безрозмірні коефіцієнти.

Математична постановка задачі нагрівання метала в режимі  $dB_{\Gamma}/d\tau = const$  включає рівняння (3) і (4), доповнені рівнянням приросту загальної витрати палива в одиницю часу:

$$\frac{dB}{dFo} = Z = const, \tag{7}$$

де  $Z = \Delta B_{\Gamma} / B_{\Gamma \, max}$  — безрозмірна константа;  $\Delta B_{\Gamma}$  — постійний заданий приріст витрати палива, м³/с.

Загальна витрата палива на нагрівання метала змінюється по лінійному закону:

$$B = Z \cdot Fo. \tag{8}$$

Розв'язок системи диференціальних рівнянь (3) і (4) з урахуванням рівняння (7) отримано у вигляді закономірностей зміни безрозмірних:

- середньомасової температури метала

$$\theta_{\rm M} = b_0 - (b_0 - \theta_{\rm MH}) \cdot \exp(-b_1 \cdot F_0); \tag{9}$$

- температури димових газів

$$\theta_{\rm d} = b_0 - (b_0 - \theta_{\rm MH}) \cdot \left(1 - \frac{b_1}{M_1}\right) \cdot \exp(-b_1 \cdot \text{Fo}),$$
 (10)

де 
$$b_0 = \frac{V_1 Z}{Z V_2 + W_1 K_{\Pi O T}}$$
 и  $b_1 = \frac{Z V_2 + W_1 K_{\Pi O T}}{Z V_2 / M_1 + W_1 (1 + K_{\Pi O T} / M_1)}$  — безрозмірні коефіцієнти.

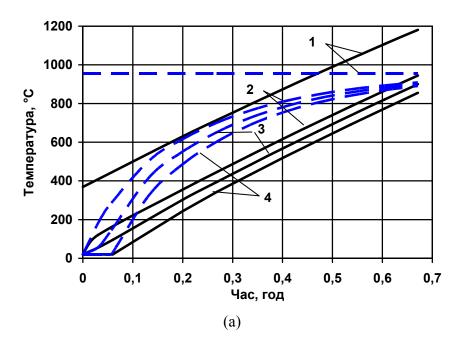
### Результати дослідження нагрівання метала

З використанням отриманих вище закономірностей виконано розрахунки нагрівання циліндричної заготівки із Ст 20 діаметром 0,2 м, довжиною 1,8 м при заданому часі нагрівання 0,67 год до однакової кінцевої середньомасової температури 900 °C в режимах  $t_{\rm д}={\rm const}$  і  $dB_{\rm r}/d\tau={\rm const}$  . Вихідні дані для розрахунків: паливо — природний газ з  $Q_{\rm H}^{\rm p}=33,8$  МДж/м³;  $\alpha=300$  Вт/(м²К);  $r_{\rm \varphi}=0,7$ ;  $\lambda_{\rm m}=39,4$  Вт/(мК);  $C_{\rm m}=556$  Дж/(кгК);  $\rho_{\rm m}=7750$  кг/м³;  $C_{\rm g}=1513$  Дж/(м³К);  $M_{\rm m}=114$  т;  $F_{\rm kn}=587,3$  м²; коефіцієнти форми тіла, усереднювання теплових потоків і температур прийняті рівними 2.

Результати розрахунків представлені на рисунках 1 і 2.

З графіків на рис. 1 видно, що режим  $t_{\rm д}$  = const забезпечує нагрівання метала зі значно меншим кінцевим перепадом температур по перетину заготівки (18 °C), чим режим з рівномірним розподіленням палива (90 °C), і є продуктивнішим при нагріванні матеріалів до однакових кінцевих параметрів (температури поверхні і  $\Delta t_{\rm k}$ ).

При заданому однаковому коефіцієнті  $r_{\varphi}$  середні температури димових газів, що відходять з печі, і підігріву повітря складають, відповідно, 789 °C і 665 °C для режиму  $dB_{\Gamma}/d\tau = const$  і 957 °C і 809 °C для режиму  $t_{\pi} = const$ . Коефіцієнти використання теплоти палива (КВТ) для режимів  $dB_{\Gamma}/d\tau = const$  і  $t_{\pi} = const$  складають, відповідно, 0,89 і 0,86. Нижче значення КВТ і більші втрати теплоти через кладку печі в режимі  $t_{\pi} = const$  призводять до більших витрат палива на нагрівання метала (рис. 2).



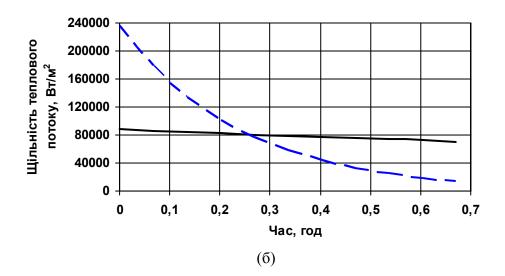


Рис. 1. Температурна (а) і теплова (б) діаграми нагрівання заготівок в режимах  $t_{_{\rm J}}={\rm const}$  (пунктирні лінії) і  ${\rm dB}/{\rm d}\tau={\rm const}$  (суцільні лінії). Цифрами у ліній позначено температури:  $1-{\rm rasy}; 2-{\rm поверхні}$  заготівки;  $3-{\rm середньомасова}; 4-{\rm на осі заготівки}$ 

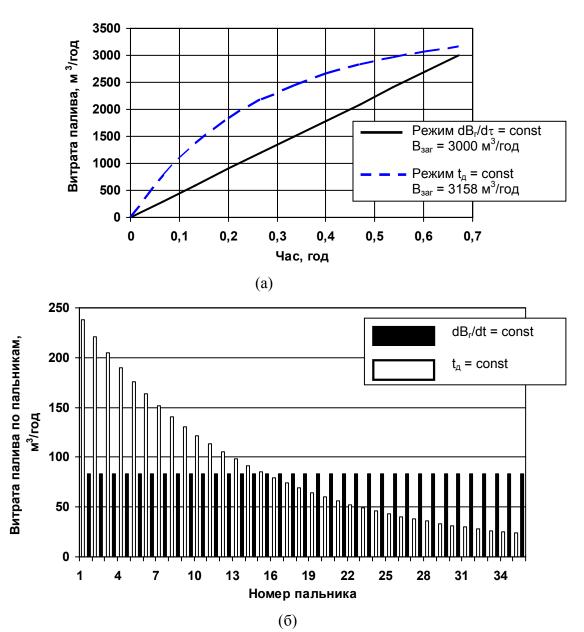


Рис. 2. Витратна діаграма нагрівання (a) і розподіл витрати палива по пальниковим пристроям (б)

Як видно з рис. 2, для реалізації режиму нагрівання  $t_{\rm д}$  = const необхідно, щоб витрати палива по пальниковим пристроям зменшувались за рухом метала. Піч в межах зони регулювання звичайно обладнується пальниками однакової теплової потужності, тому реалізація режиму  $t_{\rm д}$  = const на практиці неможлива. В зв'язку з цим, при розробці методики розрахунку теплової роботи печі безперервної дії використані закономірності, отримані при розв'язанні задачі нагрівання метала в режимі з постійним розподіленням палива в межах однієї зони регулювання ( $dB/d\tau = const$ ).

### Методика розрахунку теплової роботи печі

Піч розподіляється на декілька розрахункових зон (відповідно до кількості зон регулювання). Передбачається, що кожна зона печі обладнана  $N_i$  кількістю пальникових пристроїв, які в межах однієї зони працюють з однаковими витратами палива.

В якості вихідних даних задаються: склад палива та умови його спалювання; матеріал, розміри й кількість заготівок та їх розташування на подині печі; кінцеві параметри нагріву метала (температура поверхні  $t_{пк}$  та перепад температур по перетину заготівки  $\Delta t_{\kappa}$  в кінці нагрівання); продуктивність печі і геометричні розміри її робочого простору; коефіцієнт теплопередачі через кладку печі; довжина технологічних зон ( $L_i$ , м); температура підігріву повітря ( $t_{nos}$ , °C), або коефіцієнт регенерації (рекуперації) теплоти ( $r_{\varphi}$ ); температура продуктів згоряння, що відходять з печі ( $t_{відх}$ , °C); витрати палива по зонах печі ( $B_{\Gamma i}$ , м³/с); та максимально можлива загальна витрата палива на піч ( $B_{\Gamma max}$ , м³/с); орієнтовні значення середніх коефіцієнтів тепловіддачі в зонах ( $\alpha_i$ ,  $\beta_i$ ); припустима похибка розрахунку ( $\delta_{gon}$ , %).

Розрахунки горіння палива та параметрів зовнішнього теплообміну виконуються за методикою [1].

Визначаються загальна тривалість нагрівання метала та тривалість нагрівання в і-тій зоні печі при заданій продуктивності:

$$\tau_{_{3 a \Gamma}} = M_{_M}/\Pi \,, \ c; \qquad \qquad \Delta \tau_{_i} = \Delta \tau_{_{3 a \Gamma}} \cdot L_i/L_{_\Pi} \,, \ c. \label{eq:tau_sac}$$

Далі розрахунок ведеться по черзі для кожної зони методом послідовних наближень, починаючи з зони посада метала та закінчуючи зоною видачі. Задаються орієнтовні значення температур метала (поверхні  $t'_{nкi}$  та середньомасової  $\bar{t}'_{mki}$ ) і температура димових газів  $t'_{dki}$  наприкінці зони, розраховуються відповідні безрозмірні температури ( $\theta'_{mki}$ ,  $\theta'_{nki}$ ).

Визначаються середні теплофізичні властивості метала та димових газів в зоні.

Далі розраховуються безрозмірні тривалість нагрівання в зоні, яка відповідає заданій продуктивності,  $Fo_i = a_{Mi} \Delta \tau_i / S^2$  та безрозмірні величини, які входять до рівнянь (7) – (10).

Із рівняння (9) визначається тривалість нагрівання метала до прийнятої середньомасової температури наприкінці зони:

$$Fo_{\kappa i} = \frac{1}{b_1} \cdot \ln \left( \frac{b_0 - b_1 \theta_{MHi}}{b_0 - b_1 \theta_{MKi}} \right).$$

По величіні  $Fo_{ki}$  і формулам (9) та (10) розраховуються уточнені значення безрозмірних температур метала  $\theta_{mki}$  і диму  $\theta_{дki}$ , а температура диму на початку зони нагрівання ( $\theta_{дhi}$ ) — по рівнянню (10) при Fo=0. Шляхом множення цих температур на калориметричну температуру розраховуються відповідні температури в розмірному вигляді (відповідно  $\bar{t}_{mki}$ ,  $t_{nki}$ ,  $t_{nki}$ ).

Обчислюються щільності теплових потоків на межах зони

$$q_{\rm Hi} = \frac{\alpha}{m} \left( t_{\rm дHi} - \bar{t}_{\rm MHi} \right), \, \text{BT/M}^2, \qquad q_{\rm Ki} = \frac{\alpha}{m} \left( t_{\rm дKi} - \bar{t}_{\rm MKi} \right), \, \text{BT/M}^2,$$

та параметри нагрівання метала наприкінці зони: перепад температур по перетину заготівки  $\Delta t_{\kappa i} = q_{\kappa i} S/(k_2 \, \lambda_{m i})$ , °C; температури поверхні та центру, відповідно,  $t_{\pi \kappa i} = \bar{t}_{m \kappa i} + (k_3 - 1) \cdot \Delta t_{\kappa i} / k_3$  та  $t_{\mu \kappa i} = t_{\pi \kappa i} - \Delta t_{\kappa i}$ .

Уточнюються коефіцієнти тепловіддачі на межах зон та середній коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha_{\rm Hi} = \frac{\sigma_{\rm I}}{t_{\rm IJHi}} \cdot \left[ \left( \frac{t_{\rm IJHi} + 273}{100} \right)^4 - \left( \frac{t_{\rm IIHi} + 273}{100} \right)^4 \right]}{t_{\rm IJHi} - t_{\rm IIHi}}, \quad {\rm Bt/(m^2K)};$$
 
$$\alpha_{\rm Ki} = \frac{\sigma_{\rm I}}{t_{\rm IJKi}} \cdot \left[ \left( \frac{t_{\rm IJKi} + 273}{100} \right)^4 - \left( \frac{t_{\rm IIKi} + 273}{100} \right)^4 \right]}{t_{\rm IJKi} - t_{\rm IIKi}}, \quad {\rm Bt/(m^2K)};$$
 
$$\alpha = 0.5(\alpha_{\rm Hi} + \alpha_{\rm Ki}), \quad {\rm Bt/(m^2K)},$$

де  $\sigma_{\rm d}$  і  $\sigma_{\rm d}$  — коефіцієнти випромінювання димових газів при температурах  $t'_{\rm nKi}$  та  $t'_{\rm nHi}$ , відповідно,  ${\rm BT/(M^2K^4)}$ .

Далі здійснюється уточнення безрозмірної тривалості нагрівання  $Fo_{\kappa i}$ , розраховуються температури метала і димових газів в процесі нагрівання, щільності теплових потоків. Визначається похибка розрахунку за безрозмірним часом нагрівання:  $\delta = \left| (Fo_{\kappa i} - Fo_i) / Fo_{\kappa i} \right| \cdot 100\%$ . Якщо похибка перевищує допустиме значення  $(\delta_{\text{доп}})$ , то розрахунок нагрівання в зоні повторюється з початку. При цьому уточнюються значення температур диму на межах зон  $(t'_{\text{дн}i} = t_{\text{дн}i}, \ t'_{\text{дк}i} = t_{\text{дк}i})$ , а також температура поверхні метала  $(t'_{\text{пк}i} = t_{\text{пк}i})$  та средньомасова температура метала  $(\bar{t}'_{\text{мк}i} = \bar{t}_{\text{мк}i})$  наприкінці зони, теплофізичні властивості метала і димових газів, коефіцієнти тепловіддачі в зоні. Ознакою закінчення розрахунку є дотримання умови  $\delta \leq \delta_{\text{доп}}$ .

Стиковка зон здійснюється по відомому часу нагрівання і средньомасовій температурі метала.

Після закінчення розрахунку останньої зони перевіряється досягнення необхідної якості нагріву метала (заданих кінцевих параметрів нагріву  $t_{\pi \kappa}$  і  $\Delta t_{\kappa}$ ). Якщо розраховані значення цих параметрів відрізняються від заданих, то розрахунок повторюють, збільшив, або зменшив в вихідних даних прийняті витрати палива в зонах печі.

Розроблена методика розрахунку може бути використана на стадії виконання передпроектних досліджень для оцінки ефективності реконструкції печей безперервної дії прохідного типу шляхом обладнання їх рекуперативними пальниковими пристроями або переведення печей на регенеративну систему опалення, а також для обґрунтування вибору теплової потужності пальникових пристроїв, їх розташування по довжині робочого простору. Приклад застосування методики для оцінки ефективності впровадження регенеративного опалення в кільцевій печі наведено в роботі [5]. Методика також може бути використана для розробки енергоефективних режимів нагрівання метала в діночих печах, обладнаних рекуперативними або регенеративними пальниками.

#### Висновки

- 1. Сформульовані математичні постановки та отримані аналітичні розв'язки задач нагрівання тіл простих форм при розподіленому підведенні і відведенні газоподібного теплоносія уздовж зони теплообміну в режимах з постійною температурою димових газів ( $t_{\rm g}={\rm const}$ ) та з рівномірним підведенням палива ( $dB_{\rm r}/d\tau={\rm const}$ ).
- 2. Виконано порівняння зазначених режимів нагрівання. Показано, що в опалювальній зоні печі, яка обладнана пальниковими пристроями однакової теплової потужності, реалізувати режим нагрівання  $t_{\rm д}={\rm const}$  неможливо. Тому для математичного опису процесів нагрівання метала в такому випадку доцільно використання розв'язку задачі нагрівання в режимі  $dB_{\rm r}/d\tau={\rm const}$ .
- 3. Створено методику розрахунку теплової роботи печі безперервної дії, обладнаної рекуперативними або регенеративними пальниковими пристроями, яка може використовуватися для розробки енергоефективних режимів нагрівання метала та вибору потужності пальникових пристроїв на стадії предпроектних розробок обладнання.

### Список літератури

1. Металлургические печи. Теория и расчеты : учебник : в 2-х т. / В. И. Губинский [и др.] ; под общ. ред. В. И. Тимошпольского,

- В. И. Губинского. Минск : Беларус. наука, 2007. . Т. 2. 2007. 832 с.
- 2. Губинский В. И. Теория пламенных печей / В. И. Губинский, Лу Чжун-У. М.: Машиностроение, 1995. 256 с.
- 3. Румянцев В. Д. Теория тепло- и массообмена: учебное пособие / В. Д. Румянцев. Днепропетровск: Пороги, 2006. 532 с.
- 4. Румянцев В. Д. Теплотехника: учебное пособие / В. Д. Румянцев, В. М. Ольшанский; [под ред. В.И. Губинского]. Днепропетровск: Пороги, 2002. 325 с.
- 5. Гупало О. В. Ефективність використання регенеративної системи опалення і утилізації теплоти димових газів в кільцевих печах / О. В. Гупало, Н. Є. Василенко, Д. С. Пономаренко / Металлургическая теплотехника : сб. научн. трудов. Выпуск 2 (17). Днепропетровск : Новая идеология, 2010. С. 89—95.

Рукопис надійшов 14.09.2010 р.

УДК 662.957/.994

*Гупало О.В.* – к.т.н, доц., Національна металургійна академія України (НМетАУ)

**Василенко Н.Є.** – інженер-енергетик, ВАТ «Промлісмаш» **Пономаренко Д.С.** – магістр, НМетАУ

# ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ РЕГЕНЕРАТИВНОЇ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ І УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ ДИМОВИХ ГАЗІВ В КІЛЬЦЕВИХ ПЕЧАХ

Досліджено теплову роботу кільцевої печі, обладнаної металевим рекуператором для підігрівання повітря. Визначено, що максимальна економія палива, яка може бути забезпечена за рахунок підвищення температури підігріву повітря в рекуператорі з 200 до 400 °C не перевищує 11 %. В той же час впровадження на печі регенеративної системи опалення і утилізації теплоти димових газів забезпечить економію палива до 18 %. Орієнтовний термін окупності капіталовкладень — 3,2 роки.

Ключові слова: кільцева піч; економія палива; рекуператор; регенеративний пальник.

### Вступ

Для нагрівання метала перед обробкою тиском в прокатних цехах металургійних підприємств широко використовуються кільцеві печі, в яких спалювання палива здійснюється за допомогою двопровідних пальникових пристроїв розташованих в бокових стінах печі уздовж опалювальних зон, а продукти згоряння відводяться з робочого простору через димопади, розташовані на початку методичної зони.

Однією з головних статей енерговитрат при нагріванні метала в кільцевих печах є втрати теплоти з продуктами згоряння, що відходять, які в структурі теплового балансу теплового агрегату складають 35-45% від підведеної теплоти [1]. Задача утилізації димових газів вирішується шляхом підігрівання повітря, яке подається для спалювання палива. Звичайно, температура підігріву повітря, в залежності від стану рекуператора та димового такту печі, складає 200-350 °C.

Більш глибока утилізація теплоти димових газів, що відходять, може бути досягнута за рахунок впровадження регенеративної системи опалення і утилізації теплоти. За даними робот [2, 3] використання регенеративних пальникових пристроїв забезпечує економію палива

<sup>©</sup> Гупало О.В., Василенко Н.Є., Пономаренко Д.С., 2010

до 65 % за рахунок повернення в робочій простір печі до 90 % теплоти продуктів згорання, що відходять.

Регенеративні пальникові прості розташовуються парами в бокових стінах печі, кожен з яких по черзі грає роль регенератора і пальника. Температура диму на вході в регенератор може досягати  $1400\,^{\circ}\text{C}$ , а на виході з нього не перевищує  $200\,^{\circ}\text{C}$  і регулюється частотою перемикання пальників. Розроблено пальники потужністю  $8-9000\,^{\circ}\text{KBT}$  для металургійних печей безперервної і періодичної дії [4-7].

Застосування регенеративних пальникових пристроїв у кільцевих печах вимагає реконструкції систем опалення, димовідведення, та системи автоматичного керування тепловим режимом і пов'язано з залученням значних інвестицій. **Метою даної роботи** є оцінка ефективності використання регенеративної системи опалення і утилізації теплоти димових газів в кільцевій печі в залежності від технічного стану печі до реконструкції.

### Характеристика кільцевої печі

Для виконання досліджень обрана кільцева піч для нагрівання трубних заготівок перед прошивним пресом, яка працює за багатозонним температурним режимом. Максимальна продуктивність печі 50 т/год. Основні розміри робочого простору печі: діаметр по середній лінії — 15,4 м; ширина поду — 4,5 м; висота — 1,6 м; активна довжина — 43 м; довжина методичної зони — 7,1 м. Кількість зон регулювання — 5.

Піч опалюється природним газом з теплотою згоряння 33,8 МДж/м<sup>3</sup> за допомогою 42 двопровідних пальників низького тиску, розрахованих на роботу з температурою повітря до 400 °C [8]. Температура димових газів на виході з печі 850 °C. Для утилізації теплоти димових газів піч обладнана петльовим металевим трубчастим рекуператором.

# Дослідження теплової роботи кільцевої печі, обладнаної металевим рекуператором

Розрахунки теплової роботи печі виконані по методиці [9], заснованій на використанні методу теплової діаграми та припущенні, що нагрівання в опалювальних зонах здійснюється в режимі  $t_{\rm д}={\rm const.}$  Під час розрахунків прийнято, що в печі нагріваються циліндричні заготівки із Ст 20 діаметром 0,16 м і довжиною 1,8 м до кінцевої температури поверхні 1260 °C з перепадом температур по перетину заготівки 10 °C. Дослідження виконано для роботи печі з максимальною продуктивністю при температурах підігріву повітря в рекуператорі 200, 250, ..., 400 °C. Результати розрахунків наведені в табл. 1.

Таблиця 1 Витрати палива в залежності від ефективності роботи системи утилізації теплоти димових газів

Температура	Коефіцієнт	Коефіцієнт	Питома	Економія	
підігріву	рекуперації	використання	витрата п		ива
повітря, °С	теплоти	теплоти палива	палива, $M^3/T$	${ m M}^3/{ m T}$	%
200	0,19	0,67	45,13	-	-
250	0,22	0,68	44,24	0,89	2
300	0,25	0,69	43,42	1,71	4
350	0,31	0,72	41,82	3,31	7
400	0,38	0,75	40,33	4,80	11

Як видно з табл. 1, стан рекуперативної системи утилізації теплоти суттєво впливає на показники роботи печі. Так, при температурі підігріву повітря 200 °С, яка на практиці може бути обумовлена неефективною роботою рекуператора в результаті підсмоктування атмосферного повітря в димовий боров печі, або втрати повітря на димову сторону через нещільності теплообмінника, коефіцієнт використання теплоти палива складає 0,67, а питома витрата палива на нагрівання метала до заданих кінцевих параметрів — 45,13 м<sup>3</sup>/т.

Ефективність роботи системи утилізації теплоти димових газів визначається величиною коефіцієнта рекуперації:

$$\mathbf{r}_{\mathbf{\Phi}} = \mathbf{Q}_{\mathbf{\Phi}\Pi} / \mathbf{Q}_{\mathbf{B}\mathbf{i}\Pi\mathbf{X}} , \qquad (1)$$

де  $Q_{\phi\pi}$  — теплота, внесена в піч з підігрітим повітрям, Дж/(м³);  $Q_{\text{відх}}$  — теплота димових газів, що відходять з печі, Дж/(м³).

Підвищення температури підігріву повітря до 400 °C, наприклад, шляхом герметизації димового такту печі та уникнення небажаних підсмоктувань атмосферного повітря перед рекуператором забезпечить збільшення коефіцієнтів рекуперації теплоти з 0,19 до 0,38 і використання теплоти палива з 0,67 до 0,75, та зниження питомої витрати палива на нагрівання металу на 4,8 м³/т. Таким чином, економія палива за рахунок підвищення температури підігріву повітря в рекуператорі може досягати 11 %, а впровадження заходів, які дозволять її забезпечити, як правило, не потребують значних інвестицій.

# Дослідження теплової роботи кільцевої печі з регенеративною системою опалення і утилізації теплоти димових газів

З використанням методики розрахунку, наведеній в [10], досліджено теплову роботу кільцевої печі з регенеративною системою опалення і визначено енергоефективний режим нагрівання метала при максимальній продуктивності 50 т/год. Згідно методиці, піч розподілена на 6 розрахункових зон рівної довжини, які співпадають з зонами регулювання. В межах зон встановлено по 4 пари регенеративних па-

льників однакової теплової потужності. Матеріал, кількість і розміри заготівок, їх розташування на подині печі та кінцеві параметри нагрівання прийняті такими ж, як при дослідженні нагрівання метала в печі, обладнаної рекуператором.

В якості обмежень прийнято: максимальна витрата палива на зону —  $400 \text{ м}^3$ /год; максимальна температура димових газів — 1350 °C; температура підігріву повітря складає 80 % від температури димових газів на виході із робочого простору печі [4, 5]. Результати розрахунків наведені на рис. 1 і показують, що нагрівання метала до заданих кінцевих параметрів здійснюється при питомій витраті палива  $37,03 \text{ м}^3$ /т, середній коефіцієнт використання палива становить 0,81.

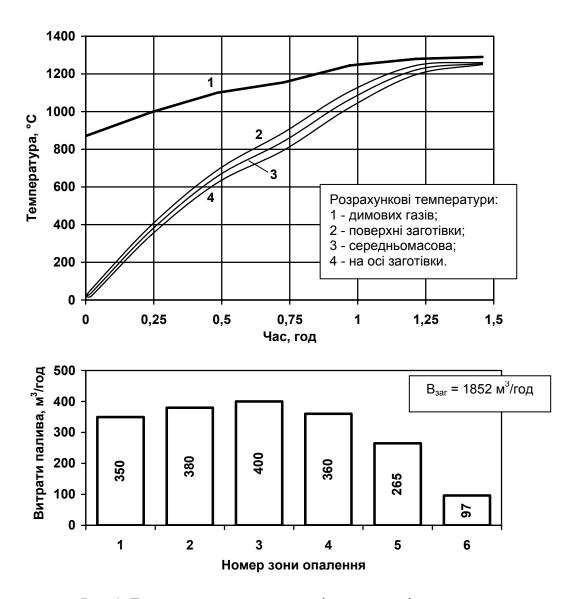


Рис. 1. Температурна та витратна діаграми нагрівання метала в печі з регенеративною системою опалення

Теплове навантаження по зонах печі розподіляється не рівномірно: витрати палива спочатку зростають з першої до третьої зони печі, а потім зменшуються, починаючи з четвертої зони, що обумовлено необхідністю забезпечення заданих кінцевих параметрів нагріву. Оскільки витрати палива по зонах 1 — 4 відрізняються не суттєво, то вони можуть бути обладнані пальниками однакової теплової потужності не менше ніж 975 кВт. Теплова потужність пальників п'ятої та шостої зон повинна складати, відповідно, не менше ніж 650 та 240 кВт.

# Ефективність використання регенеративних пальникових пристроїв в кільцевій печі

Для оцінки загальної ефективності використання регенеративного способу опалення в кільцевій печі виконано розрахунки економії палива та економії витрат по статті «Паливо технологічне» в залежності від температури підігрівання повітря в печі, обладнаної двопровідними пальниками та металевим рекуператором. Результати розрахунків наведені в табл. 2.

 Таблиця 2

 Ефективність впровадження регенеративної системи опалення в кільцевій печі

Піч з металевим рекуператором		Піч з регенеративною системою опалення			Річний економічний	
Температура	Питома	Питома	Економія палива		ефект*,	
підігріву	витрата	витрата	${ m M}^3/{ m T}$	%	млн. грн	
повітря, °С	палива, ${\rm M}^{3}/{\rm T}$	палива, ${\rm M}^{3}/{\rm T}$	NI / I	70		
200	45,13		8,10	18	7,515	
250	44,24		7,21	16	6,690	
300	43,42	37,03	6,39	15	5,927	
350	41,82		4,79	11	4,443	
400	40,33		3,30	8	3,063	

<sup>\*</sup> Економічний ефект розраховано при ціні природного газу 2650 грн/ 1000 м $^3$  та фактичному часі роботи печі 7000 год/рік.

Як видно з табл. 2, економія палива суттєво залежить від ефективності роботи рекуператора. Так, при температурі підігріву повітря в рекуператорі до 200 °C впровадження регенеративної системи опалення забезпечує економію палива 8,1 м $^3$ /т (або 18 %) і річний економічний ефект 7,5 млн. грн. При температурі підігріву повітря 400 °C ефективність впровадження заходу значно нижча: економія палива 3,3 м $^3$ /т (або 8 %), річний економефект 3,1 млн. грн.

Впровадження регенеративного опалення на кільцевій печі може бути здійснено за умов заміни існуючих пальникових пристроїв на регенеративні пальники, а також здійснення масштабної реконструкції

системи димовідведення, заміни тягодуттьових пристроїв, реконструкції автоматичної системи управління технологічним процесом. За відсутністю повних даних по оцінці витрат на придбання всього необхідного обладнання, виконання проектних, будівельних, монтажних та налагоджувальних робіт, можливо лише орієнтовно оцінити капітальні витрати на впровадження заходу.

Згідно літературним даним [11], капіталовкладення на впровадження регенеративного опалення в нагрівальних печах досягають 50 % від загальної вартості пальникових пристроїв. По даним [7] вартість одного регенеративного пальника 140 тис. грн. При загальній кількості пальників 48 одиниць витрати на їх придбання складають 6,7 млн. грн, а орієнтовні капітальні вкладення на реконструкцію печі — 10 млн. грн при очікуваному терміні окупності 1,5 — 3,2 роки в залежності від технічного стану печі до реконструкції.

#### Висновки

- 1. Досліджено теплову роботу кільцевої печі, обладнаної двопровідними пальниковими пристроями, в залежності від температури підігріву повітря в рекуператорі. Виявлено, що підвищення температури повітря з 200 °C до 400 °C дозволяє досягти зменшення витрати палива на 11 %.
- 2. Розроблено енергоефективний режим нагрівання металу в кільцевій печі, обладнаної регенеративними пальниками. Визначено, що переведення печі на регенеративну систему опалення забезпечить економію палива 8 18 % в залежності від стану печі до реконструкції. Впровадження заходу потребує капиталовкладень у розмірі 10 млн. грн при очікуваному терміні їх окупності 1,5 3,2 роки.

### Список літератури

- 1. Тимошпольский В. И. Кольцевые печи: Теория и расчеты / В. И. Тимошпольский, И. А. Трусова, М. Я. Пекарский; [под общ. ред. В. И. Тимошпольского]. Мн.: Выш. шк., 1993. 248 с.
- 2. Russ Lang. Regenerative Burners / Russ Lang, Bruse B. Abe, Clive Lucas, John Newby // Electronic reproduction. Boca Raton, FL: CRC Press, 2004. Available Via World Wide Web. Access restricted to CRC Press subscribing libraries. 790 p.
- 3. Дистергефт И. М. Регенеративные системы отопления для нагревательных печей прокатного и кузнечного производств (История развития. Теория и практика) / И. М. Дистергефт , Г. М. Дружинин, И. И. Щербинин [и др.] // Металлургическая теплотехника: сб. научн. тр. НМетАУ. 2002. С. 44—57.
- 4. Rich Lawrence V. Regenerative burners in reheat furnaces /Rich Lawrence V. // Iron and Steel Eng. 1989. Vol. 66, N 10. P. 46 -52.

- 5. Web-сайт компанії Hotwork Combustion Technology Limited. Режим доступу: http://www.hotworkct.com. Заголовок з екрану.
- 6. Web-сайт НПП «Промтепломаш». Режим доступу: http://www.promteplomash.com.ua/regen\_gorelki.html. Заголовок з екрану.
- 7. Дьяков С. В. Опыт применения горелок WS в нагревательных и термических печах / С. В. Дьяков, А. В. Дьяков, А. Е. Макий // Оборудование. Технический альманах. 2009. №1. С.14 16
- 8. Металлургические печи. Теория и расчеты : учебник : в 2-х т. / В. И. Губинский [и др.] ; под общ. ред. В. И. Тимошпольского, В. И. Губинского. Минск : Беларус. наука, 2007. . Т. 2. 2007. 832 с.
- 9. Винтовкин А. А. Горелочные устройства промышленных печей и топок (конструкции и технические характеристики): справочник / А. А. Винтовкин, М. Г. Ладыгичев, В. Л. Гусовский, Т. В. Калинова. М.: Интермет Инжиниринг, 1999. 560 с.
- 10. Гупало О. В. Методика розрахунку теплової роботи печі безперервної дії з розподіленим підведенням і відведенням газоподібного теплоносія / О. В. Гупало, Н. Є. Василенко, Д. С. Пономаренко / Металлургическая теплотехника : сб. научн. трудов. Выпуск 2 (17). Днепропетровск : Новая идеология, 2010. С. 78—88.
- 11. Шульц Л. А. Повышение эффективности использования природного газа в методических печах / Л. А. Шульц // Изв. вузов. Черная металлургия. -2002. N 2.- C. 64-69.

Рукопис надійшов 15.09.2010 р.

УДК 669.04:662.957

**Ерёмин А.О.** – к.т.н., доц., Национальная металлургическая академия Украины

# ФОРМИРОВАНИЕ РАВНОМЕРНОГО ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ ГАЗОВ В РЕГЕНЕРАТИВНОМ НАГРЕВАТЕЛЬНОМ КОЛОДЦЕ

Разработана конструкция горелки регенеративного нагревательного колодца с отоплением из центра подины. Определены динамические характеристики топлива и воздуха горения, разработан режим сжигания топлива, обеспечивающий равномерное температурное поле печных газов в рабочей камере нагревательного колодца.

Ключевые слова: регенеративный нагревательный колодец; динамические характеристики; равномерное температурное поле газов; количество движения; конструкция горелки.

### Введение

По проекту, выполненному сотрудниками кафедры теплотехники и экологии металлургических печей (ТЭМП) Национальной металлургической академии Украины, в 2003 – 2004 гг. на комбинате «Криворожсталь» (на сегодня «АрселорМиттал Кривой Рог») была проведена реконструкция системы отопления типового рекуперативного нагревательного колодца с центральной горелкой путём замены трубчатых керамических рекуператоров на малогабаритные регенераторы с насадкой, состоящей из корундовых окатышей. В промышленную эксплуатацию реконструированный колодец был принят в июне 2004 года.

В результате применения высокоэффективного регенеративного подогрева воздуха до  $800-1000\,^{\circ}\mathrm{C}$  экономия топлива достигла 5 кг у.т./тонну годного. При этом максимальный расход топлива снизился с  $2100\,\mathrm{m}^3/\mathrm{q}$  до  $1500\,\mathrm{m}^3/\mathrm{q}$ , то есть на  $30\,\%$  по сравнению с рекуперативными нагревательными колодцами с центральной горелкой [1].

Реализация в реконструированном нагревательном колодце объёмного сжигания топлива, реверса и рециркуляции печных газов позволила получить следующие результаты, подтверждённые теплотехнической лабораторией комбината.

1. Устранён перепад температур по высоте рабочей камеры, характерный для рекуперативных колодцев с отоплением из центра подины.

<sup>©</sup> Ерёмин А.О., 2010

- 2. Спуск жидкого шлака происходит при более низких, по сравнению с рекуперативными нагревательными колодцами, температурах в ячейке  $(1340 1350 \, ^{\circ}\text{C})$ .
- 3. Снижена длительность томления слитков и, как следствие, общая длительность нагрева.
- 4. Уменьшилось время пребывания слитков в условиях высоких температур и угар металла.
- 5. Улучшены условия эксплуатации огнеупоров крышки колодца, что выражается в снижении степени их разрушения в процессе кампании печи.
- 6. Коэффициент использования теплоты топлива после реконструкции колодца увеличился с 0,55 до 0,75 [2].

### Постановка задачи

Принцип организации объёмного сжигания топлива при высокотемпературном подогреве воздуха детально описан в патенте [3]. Для организации такого сжигания топлива необходимо, чтобы при максимальной тепловой мощности и номинальной температуре подогрева воздуха в минирегенераторах различие между количеством движения (импульсом) реагентов горения составляло не более 10 % – 15 %. При этом диапазон изменения температуры подогрева воздуха в течение одного цикла работы минирегенераторов практически не изменяет соотношение количества движения воздуха и топлива и не переводит объёмно-регенеративный способ сжигания топлива в факельный [4].

Наряду с определением конструктивных параметров горелочных устройств, выбор динамических характеристик реагентов горения для организации объёмного сжигания топлива при высокотемпературном подогреве воздуха является одним из важнейших факторов.

Настоящая работа посвящена разработке конструкции горелочного узла регенеративного нагревательного колодца с отоплением из центра подины, определению динамических характеристик реагентов горения и организации режима сжигания топлива с целью формирования равномерного температурного поля газов в рабочей камере.

# **Организация равномерного температурного поля в нагревательном колодце**

Для обеспечения объёмного сжигания топлива на стадии проектирования была разработана конструкция горелочного узла нагревательного колодца. Как и в рекуперативном, в регенеративном колодце горелка располагается в центре подины. В процессе наладки и опытно-промышленных испытаний регенеративного колодца с декабря 2003 г. по апрель 2004 г. опробованы два типа горелок с коническим и с щелевым газовым соплом одинаковой пропускной способностью и

разными размерами горловины и перегородки [5]. Коническое сопло горелки имеет внутренний диаметр 106 мм, щелевое сопло – размеры  $120 \times 70$  мм или, во втором варианте,  $146 \times 60$  мм.

Диаметр горловины увеличен с  $\varnothing$  928 мм до  $\varnothing$  1160 мм за счет уменьшения толщины хромомагнезитовой кладки внутри горловины на полкирпича. Труба газовой горелки из жаропрочной стали X25H20C2 уменьшена в диаметре с  $\varnothing$  426 мм до  $\varnothing$  320 мм при толщине стенки 30 мм. Газовое сопло одевается на трубу сверху и центрируется (рис. 1, 2, 3).

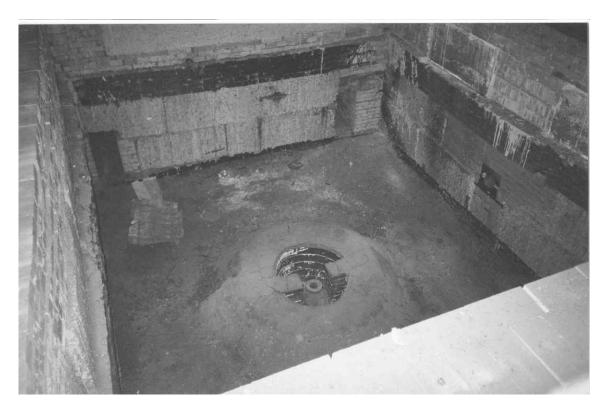


Рис. 1. Горловина колодца с коническим соплом

Для определения условий организации объёмного сжигания топлива в реконструированном колодце рассчитаем количество движения реагентов горения на выходе из горелки нагревательного колодца.

Сечение воздушной горловины диаметром  $d_{\rm B\Gamma}=1{,}16~{\rm M}~{\rm c}$  учётом перегородки толщиной  $S_{\rm nep}=0{,}35~{\rm M},$  разделяющей потоки воздуха и дыма составляет  $F_{\rm B\Gamma}=0{,}653~{\rm M}^2.$  Эквивалентный диаметр воздушной горловины составит  $d_{\rm ЭКВ~B\Gamma}=0{,}912~{\rm M}.$ 

Сечение первого варианта щелевого газового сопла  $F_{\rm rc1}=0{,}0084~{\rm m}^2.$  Его эквивалентный диаметр  $d_{_{\rm ЭКВ}}$   $_{\rm rc1}=0{,}1034~{\rm m}.$ 

Сечение второго варианта щелевого газового сопла  $F_{rc2}=0,00876~\text{m}^2$ . Эквивалентный диаметр щелевого газового сопла по второму варианту  $d_{_{9 \text{KB } rc2}}=0,\!1056\,\text{m}$ .

Диаметр выходного отверстия конического газового сопла 0,106 мм (рис. 3).

В расчётах импульса газовой струи принимаем  $d_{3 \text{KB } \Gamma \text{C}} = 0,\!106\,$  мм.

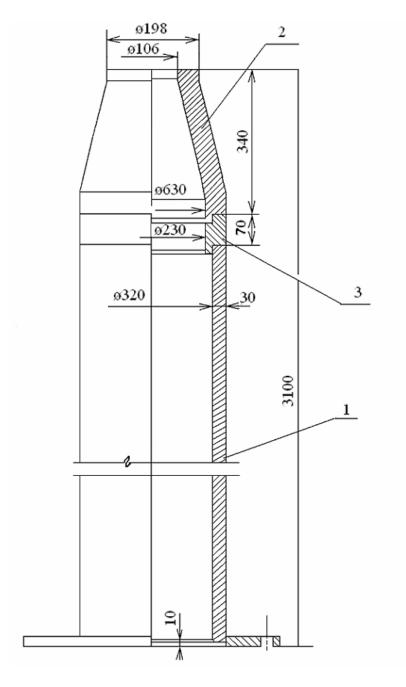


Рис. 2. Горелка в сборе: 1 – труба с фланцем; 2 – сопло газовое; 3 – вставка

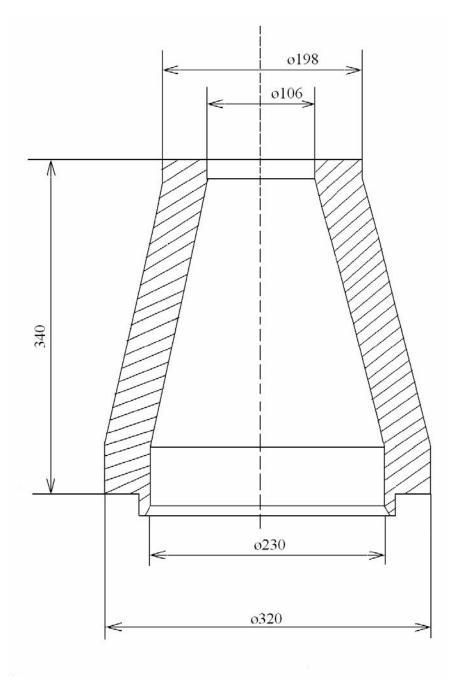


Рис. 3. Коническое газовое сопло горелки

Исходные данные для расчёта количества движения топлива и воздуха:

- максимальный расход коксодоменной смеси (КДС) в регенеративном нагревательном колодце:  $V_{\text{т max}} = 1500 \text{ m}^3/\text{ч}$ ;
- расход воздуха, идущего на горение при коэффициенте расхода воздуха n = 1,1:  $V_{\text{в}}$ :  $V_{\text{т}}$  max  $\cdot L_{\text{д}}$  = 1500 $\cdot$ 2,03 = 3045  $\text{m}^3/\text{ч}$ ;
- плотность топлива (КДС с  $Q_H^p=1950$  ккал/м $^3=8170$  кДж/м $^3$ ) при н.у.:  $\rho_{or}=1{,}04$  кг/м $^3$ ;
- плотность воздуха при н.у.:  $\rho_{ob} = 1,2875 \text{ кг/м}^3$ ;

- минимальная температура подогрева воздуха за установившийся цикл работы регенератора:  $t_{\rm B\ min}=800^{\circ}{\rm C};$
- максимальная температура подогрева воздуха:  $t_{\rm B\ max} = 1000\,{\rm ^{\circ}C}$ ;
- подогрев топлива отсутствует  $t_{\rm T} = 20$ °C;
- эквивалентный диаметр газового сопла: 106 мм;
- эквивалентный диаметр воздушной горловины: 912 мм.

Секундное количество движения топлива при его максимальном расходе:

$$I_{T} = \rho_{0T} \frac{V_{T \text{max}}^{2}}{3600^{2} \cdot f_{T}} \left( 1 + \frac{t_{T}}{273} \right) = 21,97 \text{ H},$$

где  $f_{\rm T} = \pi \frac{d_{\rm ЭКВ \ \Gamma C}^2}{4}$  — эквивалентная площадь газового сопла, м<sup>2</sup>.

Секундное количество движения воздуха при  $t_{\rm B\ min}=800^{\circ}{\rm C}$  (при n=1,1):

$$I_{B}^{800} = \rho_{0B} \frac{V_{B}^{2}}{3600^{2} \cdot f_{B}} \left( 1 + \frac{t_{B min}}{273} \right) = 11,07 \text{ H},$$

где  $f_{\rm B} = \pi \frac{d_{_{\rm 9KB\ B\Gamma}}^2}{8}$  — эквивалентная площадь половины воздушной горловины, м².

Секундное количество движения воздуха при  $t_{\rm B\ max}=1000\ ^{\circ}{\rm C},$  рассчитанное для случая при n=1,1 составит  $I_{\rm B}^{1000}=13,\!14\ {\rm H}$  .

Из расчёта видно, что импульс (количество движения) струи топлива при n = 1,1 практически в 2 раза больше количества движения воздушного потока. Исходя из условий организации объёмного горения [4], такое соотношение импульсов реагентов способствует интенсификации конвективного перемешивания в топливо-воздушном потоке и переводит сжигание в факельное. Высокотемпературный факел, получающейся при подогреве воздуха до 800 – 1000 °C будет разрушать кладку крышки колодца, что приведёт к локальному перегреву и оплавлению граней слитков, обращённых к горловине.

Для организации объёмного сжигания топлива, обеспечивающего равномерное температурное поле в рабочем пространстве колодца, наряду с другими факторами необходимо относительное (в пределах 10-15%) равенство импульсов топлива и воздуха. Система регенеративного подогрева воздуха, трубопроводы, тягодутьевые устройства, конфигурация и геометрические размеры горелочного узла были расситаны на максимальный расход воздуха  $V_{\text{в max}} = 6000 \text{ m}^3/\text{ч}$ .

В таблице 1 приведены результаты расчётов количества движения топлива и воздуха при его максимальной  $t_{\rm B\ max}=1000\ ^{\circ}{\rm C}$  и минимальной  $t_{\rm B\ min}=800\ ^{\circ}{\rm C}$  температуре подогрева в регенераторах. Расчёты произведены для различной тепловой мощности колодца.

Количество движения топлива отличается от импульса воздуха, подогретого до  $800~^{\circ}$ С и  $1000~^{\circ}$ С при n=1,5, соответственно, на  $4~^{\circ}$ и  $12~^{\circ}$ С.

Таблица 1 Количество движения топлива и воздуха при различной тепловой мощности горелки

Расход топлива $V_{\scriptscriptstyle T}$ , м $^3$ /ч	1500	1400	1250	1000	600	
Расход воздуха $V_{\rm B}$ , ${\rm M}^3/{\rm H}$	4150	3870	3460	2770	1660	
Коэффициент расхода воздуха n	1,5					
Количество движения топлива $I_{\scriptscriptstyle T}, H$	21,97	19,13	15,25	9,76	3,51	
Количество движения воздуха $I_{\rm B}^{1000}$ при $t_{\rm B\ max}$ , $H$	24,42	21,23	16,97	10,88	3,91	
Количество движения воздуха $I_{\rm B}^{800}$ при $t_{\rm B \ min}$ , H	20,58	17,9	14,31	9,17	3,29	

Дальнейшее повышение коэффициента расхода воздуха на колодце практически до n=2 стало возможным за счёт того, что при этих условиях и высокотемпературном подогреве воздуха в регенераторах достигается заданная температура в рабочем пространстве колодца. При этом увеличение максимального расхода воздуха горения до  $5000-5500~\text{m}^3/\text{ч}$  положительно сказалось на полноте сгорания топлива и равномерности температурного поля в печи за счёт интенсификации перемешивания реагентов горения.

При разработанном режиме сжигания топлива в нагревательном колодце незначительное отклонение (4 – 12 %) величины количества движения топлива и воздуха способствует организации объёмного сжигания топлива и формированию равномерного температурного поля в рабочей камере печи. Исключается взаимное влияние реагентов, а длина пути их перемешивания максимальна и определяется геометрическими размерами и взаимным расположением сопел и воздушных каналов в рабочей камере нагревательного колодца.

Изменение соотношения импульсов топлива и воздуха при увеличении температуры подогрева воздуха за цикл работы регенератора на 200 °C практически не сказывается на условиях смешивания реагентов горения и условий организации объёмного сжигания топлива.

Некоторые результаты моделирования поля скоростей и температур газов, концентраций различных газов в камере печи при разных расходах топлива приведены в работе [6]. Результаты математического моделирования циркуляции печных газов адекватны результатам гидравлического моделирования нагревательного колодца и отражают характер движения печных газов в промышленном нагревательном колодце. Равномерность поля температур подтверждена также экспериментально, путём замера температуры в рабочей камере колодца на различной высоте, измерением температуры головной и донной части нагретых слитков перед прокаткой.

В процессе пусконаладочных работ был разработан режим сжигания топлива в нагревательном колодце, обеспечивающий объёмное горения. Данный режим утверждён в соответствующих инстанциях и введен в действие на комбинате с пуском колодца в эксплуатацию.

### Выводы

В реконструированном регенеративном нагревательном колодце реализовано объёмное сжигание сжигания топлива, обеспечивающее формирование равномерного температурного поля в рабочей камере. Равномерность нагрева металла по высоте ячейки нагревательного колодца подтверждена исследованиями теплотехнической лаборатории комбината.

Конструкция центральной горелки регенеративного колодца, динамические характеристики топлива и воздуха, подаваемых в горелку, и соотношение количества движения реагентов обеспечивают объёмное сжигание топлива в рабочей камере печи.

Вследствие объёмного сжигания топлива при высокотемпературном подогреве воздуха в шариковых регенераторах получен эффект, подтверждённый теплотехнической службой комбината, который выражается в экономии топлива, снижении угара металла и длительности процесса нагрева.

### Список литературы

- 1. Губинский В. И. Реконструкция нагревательных устройств прокатного производства ОАО «АрселорМиттал Кривой Рог» / В. И. Губинский, А. О. Ерёмин, А. В. Сибирь [и др.] // Труды XV международной конференции «Теплотехника и энергетика в металлургии», НМетАУ, г. Днепропетровск, 7–9 октября 2008 г. Днепропетровск : Новая идеология, 2008. С. 73–74.
- 2. Ерёмин А. О. Современные способы отопления нагревательных печей / А. О. Ерёмин // Металлургическая теплотехника: сб. научн. трудов НМетАУ. Днепропетровск: Новая идеология. 2008. С. 139—151.

- 3. Патент України на корисну модель №26272. Об'ємнорегенеративний спосіб спалювання палива при нагріванні металу / Єрьомін О. О., Губинський В. Й, Сибір А. В. Опубл. 10.09.2007, Бюл. № 14.
- 4. Ерёмин А. О. Динамические характеристики топлива и воздуха в горелочных устройствах при объёмно-регенеративном способе сжигания топлива в промышленных печах / А. О. Ерёмин // Металлургическая теплотехника: сб. научн. трудов НМетАУ. Выпуск 1(16). Днепропетровск: Новая идеология. 2009. С. 102—109.
- 5. Губинский В. И. Работа нагревательного колодца с шариковыми регенераторами / В. И. Губинский, А. О. Ерёмин, А. В. Сибирь [и др.] // Металлургическая и горнорудная промышленность. 2005. Nolimits 1. С. 103 —105.
- 6. Ерёмин А. О. Разработка и применение объёмно-регенеративного способа сжигания топлива в нагревательных печах / Ерёмин А. О., Сибирь А. В., Губинский В. И. // Металлургическая и горнорудная промышленность. -2008. № 6. C. 88 91.

Рукопись поступила 29.10.2010 г.

УДК 538.953

**Ильченко К.Д.** — д.т.н., проф., Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ)

**Шадрова Т.А.** – магистр, НМетАУ

# ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ФОРМЫ ДЛЯ ТЕЛ СЛОЖНОЙ КОНФИГУРАЦИИ

Приведен обзор состояния методов исследования теплофизических свойств (теплоемкости, коэффициентов тепло- и температуропроводности), а также коэффициента теплоотдачи с использованием методов регулярного режима. Отмечено, что метод регулярного режима позволяет исследовать теплофизические свойства (коэффициент температуропроводности) тел сложной конфигурации (кусковых тел), которые совсем или плохо поддаются механической обработке. Особенно это касается кусковых шихтовых материалов, используемых в металлургии, а также таких материалов как угли, гарнисажи и прочие. При исследовании теплофизических свойств кусковых материалов произвольной формы обязательно возникает вопрос об определении их коэффициентов формы. Исследованию этого вопроса и посвящена данная работа, в которой экспериментально определены коэффициенты формы десяти образцов как правильной (шаровой) формы, так и произвольной. Получено соотношение, позволяющее определить коэффициент формы любого тела, если известны его объем и поверхность.

Ключевые слова: метод регулярного режима; коэффициент формы; тело сложной конфигурации; кусковые шихтовые материалы.

### Введение

На современном этапе развития энергетических технологий процессы первичного и вторичного преобразований энергии являются достаточно сложными. В новых технологиях необходимо учитывать трехмерность и нестационарность течений, турбулентность, многофазность, фазовые переходы и химические реакции, значительную неравномерность теплообмена, высокие температуры и давления, проблемы масштабирования.

Теплофизические процессы являются не только важными, но и чаще всего определяющими. Их исследование требует адекватных методов экспериментальной диагностики теплофизических свойств материалов, участвующих в тепловых процессах, и коэффициентов переноса.

<sup>©</sup> Ильченко К.Д., Шадрова Т.А., 2010

Несмотря на наличие множества методов определения теплофизических свойств материалов в широком диапазоне изменения параметров (температуры, состава окружающей среды и пр.), они имеют ряд недостатков, которые сдерживают их применение во многих практически важных исследованиях.

Существующие в настоящее время экспериментальные данные по теплофизическим свойствам материалов при высоких температурах ограничены как в отношении числа изученных объектов, так и диапазона температур исследования. Более того, даже для относительно хорошо изученных материалов результаты исследований сильно отличаются друг от друга. Для теплоемкости и коэффициента теплопроводности эти отличия нередко составляют десятки процентов.

В методах определения теплофизических свойств неизвестность зависимости теплоемкости от температуры в большом диапазоне ее изменения, особенно для новых, еще не изученных материалов, ведет к ограничению использования методов калориметрии, которые являются наиболее надежными методами экспериментального определения теплоемкости. При этом нужно отметить, что большинство существующих методов исследования теплоемкости достаточно трудоемки.

Наибольшее распространение получили нестационарные методы определения теплофизических свойств ввиду их большого разнообразия и быстроты получения экспериментальных данных. Теоретической основой нестационарных методов являются решения уравнения теплопроводности при различных краевых условиях.

В число нестационарных методов входят и методы регулярного теплового режима. В настоящее время, с одной стороны, теория регулярного режима стала применяемой при решении различных практических задач, в частности, стала основой новой техники измерений, а, с другой,— подтверждается многочисленными опытными данными. Главным практическим приложением теории регулярного режима являются скоростные методы определения тепловых свойств любых материалов, в том числе технических.

Использование теории регулярного режима привело к созданию группы методов комплексного определения всех термических коэффициентов. Методы пригодны для материалов, у которых плотность находится в широких пределах изменения (от 10 до 8000 кг/м³), а коэффициент теплопроводности лежит между 0,03 и 175 Вт/(м·К). Этими методами охватывается большинство физических тел, теплоизоляционных, строительных и других материалов, и даже их применение возможно для определения тепловых свойств тканей человека и органических веществ сложного состава.

#### Постановка задачи

Характеристики процессов теплопереноса, протекающих в конструктивных элементах энергетических установок, теплообменниках, машинах и аппаратах химической технологии, летательных аппаратах во многом определяют эффективность работы этих установок и их безопасность. Именно поэтому теплофизические свойства материалов и изделий должны учитываться при проектировании объектов, работающих по энергосберегающим технологиям, математическом моделировании температурных полей в ограждающих конструкциях и потоках теплоносителей, оптимизации тепловых режимов процессов производства различных изделий и в других случаях.

В то же время, в результате научно-технического прогресса появляются новые материалы с неизвестными теплофизическими характеристиками, которые требуют создания новых методов и средств измерения, обеспечивающих более высокую точность измерения и позволяющих определять комплекс теплофизических характеристик материалов в широком температурном диапазоне.

Задачу повышения точности измерений можно решить путем измерения одной и той же величины разными методами или при помощи одного и того же измерительного устройства, неоднократно повторяя эксперимент. Последнее возможно только при хорошей воспроизводимости самих образцов исследуемых материалов.

Наиболее важную теплофизическую характеристику – коэффициент теплопроводности материалов, как правило, определяют одним из двух методов – стационарного теплового режима и нестационарного (или регулярного) режима. Второй метод значительно сложнее первого как с аппаратурной точки зрения, так и с точки зрения обработки экспериментальных данных. Однако при использовании современных компьютерных средств накопления и обработки данных именно метод регулярного режима позволяет получать при тех же временных затратах существенно большее количество экспериментальных данных.

В основе метода регулярного теплового режима лежат известные закономерности [1, 2]. При нагреве (охлаждении) тела, начиная с некоторого момента, после которого наступает регулярный режим, изменение температуры в любой его точке описывается экспоненциальным или линейным законом в полулогарифмической системе координат. Если на поверхности тела реализованы граничные условия первого рода (т.е. температура поверхности тела равна температуре греющей или охлаждающей среды), то темп нагрева (охлаждения) на линейном участке будет зависеть только от коэффициента формы тела и его коэффициента температуропроводности.

Методы регулярного теплового режима, общая теория которых была разработана Кондратьевым Г. М. и его учениками, базируется на экспериментальном определении так называемого "темпа нагрева" при определенных граничных условиях. Общими недостатками методов регулярного режима являются значительная продолжительность экспериментов (поскольку для большинства исследуемых материалов регулярный режим наступает через сравнительно большой промежуток времени), необходимость использования во многих методах эталонных образцов и образцов шаровидной формы, изготовление которых затруднительно [3].

Определение теплофизических характеристик (коэффициентов тепло- и температуропроводности) для тел неправильной формы невозможно на основании общепринятых методов, ибо они разработаны для тел правильной формы и предполагают наличие определяющего размера и фиксированных точек в теле для измерения разности температур. Выделить такие точки и определяющий размер в теле произвольной формы не представляется возможным. Особенно это касается кусковых шихтовых материалов, используемых в металлургии, а также таких материалов как угли, гарнисажи и прочие.

Метод регулярного режима позволяет исследовать теплофизические свойства (коэффициент температуропроводности) тел произвольной геометрической формы (кусковых тел), которые совсем не поддаются или плохо поддаются механической обработке. Темп нагрева или охлаждения одинаков для всех точек тела и поэтому может быть определен в произвольной точке тела любой формы.

При граничных условиях І рода:

$$t = Const, \ \alpha = Const \rightarrow \infty,$$
 (1)

где t — температура среды, °C;  $\alpha$  — коэффициент теплоотдачи,  $Bt/(M^2K)$ .

Коэффициент температуропроводности:

$$a = K \cdot m, \tag{2}$$

где а — коэффициент температуропроводности,  ${\rm M}^2/{\rm c};~{\rm K}$  — коэффициент формы,  ${\rm M}^2;~{\rm m}$  — темп нагрева,  $1/{\rm c}.$ 

Аналитическое выражение для коэффициента формы получается путем интегрирования дифференциального уравнения теплопроводности (путем нахождения выражения для собственных функций) [4, 5]. Разумеется для тела неправильной формы получить аналитическое выражение для коэффициента формы не представляется возможным.

При определении теплофизических свойств кусковых материалов произвольной формы обязательно возникает вопрос о нахождении

их коэффициентов формы. Исследованию этого вопроса и посвящена данная работа.

## Теоретические предпосылки

Возьмем тело произвольной формы и шар, изготовленные из одного и того же материала. Для шара можно записать:

$$a = K_{III} \cdot m_{III} , \qquad (3)$$

где  $K_{\text{ш}} = R^2/\pi^2$  — коэффициент формы шара, м²;  $m_{\text{ш}}$  — темп нагрева шара, 1/c.

Для тела неправильной формы коэффициент температуропроводности определяется по формуле (2). Так как материал обоих тел одинаков, можем приравнять левые части выражений (2) и (3):

$$K_{III} \cdot m_{III} = K \cdot m, \tag{4}$$

откуда коэффициент формы произвольного тела:

$$K = \frac{K_{III} \cdot m_{III}}{m} . ag{5}$$

Таблица 1

Отсюда следует, что для определения коэффициента формы произвольного тела, достаточно определить темп нагрева или охлаждения исследуемого тела и шара (или другого тела правильной формы) при одинаковых начальных и граничных условиях.

## Результаты экспериментальных исследований

Для определения коэффициента формы произвольных тел были изготовлены из огнеупорной массы и обожжены пять образцов шаровой формы ( $\mathbb{N}$ 2 1 – 5) и пять образцов неправильной формы ( $\mathbb{N}$ 2 6 – 10). Характеристики образцов представлены в табл. 1.

Характеристики исследованных образцов

		1 1				
Номер	Macca,	Объем,	Плотность,	Диаметр,	Поверх-	$K\cdot 10^6$ ,
образца	Γ	cm <sup>3</sup>	$\kappa\Gamma/M^3$	MM	ность, см <sup>2</sup>	$M^2$
1	46,410	27,6	1680	34,7	44,00	35,45
2	52,950	30,4	1740	38,7	47,20	37,90
3	41,950	24,8	1693	36,1	41,00	33,00
4	38,420	22,0	1610	34,4	37,90	30,90
5	43,310	26,8	1615	37,0	43,10	34,65
6	44,350	27,0	1640		54,40	
7	38,950	23,0	1693		44,80	
8	35,300	18,8	1875		43,00	
9	28,650	16,0	1790		34,95	
10	32,180	17,8	1820		37,40	

Величина поверхности образцов N = 6 - 10 получена путем снятия ее отпечатка на ткань с последующим планиметрированием отпечатка.

Образцы правильной формы (№ 1-5) служили для определения коэффициента температуропроводности материала, из которого были изготовлены все образцы. Темп нагрева определялся для всех образцов при нагреве их в кипящей воде, при этом непосредственно измерялась разность температур между кипящей водой и образцом. Результаты измерений обрабатывались графически в полулогарифмической анаморфозе. Темп нагрева определялся как тангенс угла наклона прямой логарифма избыточной температуры к оси времени.

$$m = \frac{\ln \Delta t_2 - \ln \Delta t_1}{\tau_2 - \tau_1} \ . \tag{6}$$

Результаты определения темпа нагрева и коэффициента температуропроводности шаровых образцов представлены в табл. 2.

Таблица 2 Результаты определения коэффициента температуропроводности шаровых образцов

Номер образца	$K \cdot 10^6,  \text{m}^2$	т, 1/час	a·10 <sup>3</sup> , м <sup>2</sup> /час
1	35,45	39,4	1,395
3*	33,00	49,5	1,635
4	30,90	46,6	1,440
5	34,65	41,8	1,450
	1,480		

<sup>\*-</sup> Образец № 2 в процессе эксперимента разрушился.

Для дальнейших расчетов принято среднее значение коэффициента температуропроводности. Образцы неправильной формы исследовались аналогичным образом, затем рассчитывались коэффициенты формы по зависимости (5). Проведено семь серий измерений, число экспериментов серии и номера образцов, исследуемых в серии, выбирались с помощью таблицы случайных чисел. Результаты определения коэффициентов формы тел сложной конфигурации представлены в табл. 3.

Таблица 3 Коэффициенты формы произвольных тел, К $\cdot 10^6$ , м $^2$ 

Номер		Серия							
образца	1	2	3	4	5	6	7	знач.	
6			48,7		37,5	50,2	55,9	48,00	
7		46,8				30,4	65,0	47,40	
8	33,9			28,4	42,7	35,7	47,2	36,94	
9	49,3						45,8	47,50	
10	32,0					46,8	58,0	45,60	

По результатам эксперимента найдена аналитическая зависимость коэффициента формы от отношения объема (V) к поверхности тела (F) в виде:

$$K = 1.975 \left(\frac{V}{F}\right)^2 \tag{7}$$

Максимальная относительная погрешность определения коэффициента формы тела по зависимости (7) по сравнению с экспериментальными данными составляет от -9.81 % (образец № 7) до +12.86 % (образец № 9). В то же время для образцов № 6, 8 и 10 погрешности составляют соответственно -1.35; -2.30 и +1.88 %.

#### Выводы

Основные закономерности регулярного теплового режима были подробно исследованы Г.М. Кондратьевым, в результате чего были определены основные связи, существующие между темпом нагрева-охлаждения, с одной стороны, и физическими свойствами тела, его размерами и условиями нагрева или охлаждения — с другой.

На основе теории регулярного режима были предложены и получили широкое распространение в практике теплофизического эксперимента новые методы определения теплофизических свойств веществ. На основе этих методов был создан целый ряд измерительных приборов преимущественно для тел классической формы, чаще всего шаровых.

Для определении теплофизических свойств кусковых материалов сложной конфигурации выполнено экспериментальное исследование по определению коэффициентов формы этих тел. По результатам эксперимента получена расчетная зависимость коэффициента формы от квадрата отношения объема тела к его поверхности.

Максимальная относительная погрешность определения коэффициента формы тела по найденной зависимости составляет от -9,81 до +12,86 %.

# Список литературы

- 1. Алифанов О. М. Обратные задачи как методологическая основа идентификации тепловых математических моделей / О. М. Алифанов // Тепломассообмен. ММФ Минск: ИТМО АМБ, 2000. Т. 3. С. 3–13.
- 2. Беляев Н. М. Методы теории теплопроводности / Н. М. Беляев, А. А. Рядно // Часть 2. М.: Высшая шк., 1982. 304 с.

- 3. Платунов Е. С. Теплофизические измерения и приборы / Е. С. Платунов, С. Е. Буравой, В. В. Курепин, Г. С. Петров. Л. : Машиностроение, 1986.-256 с.
- 4. Коздоба Л. А. Методы решения обратных задач теплопереноса / Л. А. Коздоба, П. Г. Круковский. К. : Наукова думка, 1982.-360 с.
- 5. Коздоба Л. А. Решение нелинейных задач теплопроводности / Л. А. Коздоба. К. : Наукова думка, 1976. 136 с.

Рукопись поступила 15.01.2010 г.

УДК 662.997

**Козлов Я.М.** – аспірант, Державний вищий навчальний заклад «Український державний хіміко-технологічний університет» (ДВНЗ «УДХТУ»)

*Сухий М.П.* – к.т.н., проф., зав. каф. енергетики, ДВНЗ «УДХТУ»

*Сухий К.М.* – к.х.н., доц., ДВНЗ «УДХТУ»

**Бурмістр М.В.** — д.х.н., проф., ректор, зав. каф. переробки пластмас та фото- нано- і поліграфічних матеріалів, ДВНЗ «УДХТУ»

# ФОТОМЕТРИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ СТІЛЬНИКОВИХ ПОЛІКАРБОНАТНИХ ПЛАСТИКІВ З МЕТОЮ ЇХ ЕФЕКТИВНОГО ВИКОРИСТАННЯ В ЯКОСТІ КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ СОНЯЧНИХ КОЛЕКТОРІВ

Дослідженні фотометричні характеристики полікарбонатних пластиків з метою їх ефективного використання в якості конструктивних елементів сонячних колекторів. Розраховані інтегральні величини випромінювання, яке проходить крізь прозоре покриття у діапазоні сонячного спектру та у діапазоні теплового випромінювання тіл, які нагріті до температур 50 °C, 100 °C та 150 °C.

Ключові слова: сонячний колектор; фотометричні характеристики; полікарбонатні пластики.

# Вступ

Важливим напрямком науки та техніки розвинутих країн світу  $\epsilon$  створення екологічно чистих джерел енергії. Одним з перспективних напрямків  $\epsilon$  використання енергії Сонця. Але поряд з привабливими перспективами існу $\epsilon$  ціла низка проблем, які потребують вирішення і обговорення.

Світовий досвід використання сонячної енергії, демонструє високі можливості перетворення цього виду енергії в теплову енергію, яка може широко застосовуватися для гарячого водопостачання, опалення і різних технологічних потреб.

Останнім часом виник інтерес до різних видів полімерних та композиційних матеріалів на їхній основі, які можуть застосовуватися в конструкціях сонячних колекторів та установках з метою подолання існуючих труднощів.

#### Постановка завдання дослідження

Предметом дослідження в даній роботі являється дослідження фотометричних властивостей стільникових полікарбонатних пласти-

\_\_\_

 $<sup>\ \ \ \,</sup>$  Сухий М.П., Сухий К.М., Бурмістр М.В., 2010

ків, які являються найбільш придатними, за фізичними, механічними та хімічними властивостями, в якості конструктивних елементів сонячного колектора.

#### Ціль та задачі дослідження

Якщо фізичні, механічні та хімічні властивості стільникового полікарбонату добре вивчені, то дослідження оптичних властивостей у належному обсязі ще не проводились. До сонячних колекторів висуваються наступні вимоги: по-перше вони повинні пропускати сонячне випромінювання, по-друге не повинні випромінювати у дальньому інфрачервоному діапазоні. Розв'язання цієї суперечливої задачі у випадку металевих колекторів здійснювалося за рахунок використання селективних покриттів. Тож ціллю даної роботи є дослідження фотометричних властивостей стільникових полікарбонатних пластиків, які застосовуються як у якості прозорої ізоляції так і у якості власне колекторів в діапазоні видимого випромінювання (ступінь пропускання прозорої ізоляції) та діапазоні інфрачервоного випромінювання (ступінь теплового розсіювання колектора).

### Установка й методика дослідження

У роботі використані стільникові полікарбонатні пластики виробництва ТОВ «АZ ГРУП», Україна, різної товщини і колірної гами. Загальний вигляд і розміри однокамерного стільникового полікарбонатного листа представлений на рис. 1 і 2.

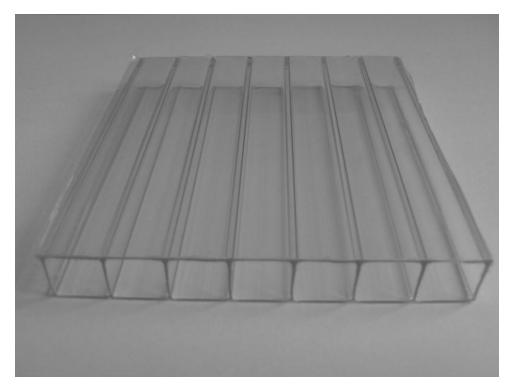


Рис. 1. Стільникові полікарбонатні листи

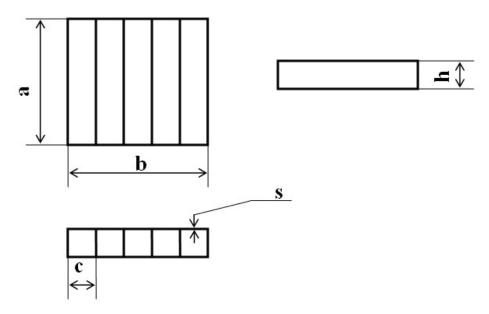


Рис. 2. Схема промислового стільникового полікарбонату

Типи досліджених стільникових (СТ) полікарбонатних листів представлені в табл. 1.

Таблиця 1 Класифікація стільникових полікарбонатних листів

Номенклатура		Po	Колір			
Поменклатура	a	b	c	h	S	Колгр
СТ10Ч*	60	10	10	10	0,5	чорний
СТ10Б*	60	10	10	10	0,5	блакитний
СТ10П*	60	10	10	10	0,5	прозорий
СТ10Ж*	60	10	10	10	0,5	жовтий
СТ10ЧВ*	60	10	10	10	0,5	червоний
CT10C*	60	10	10	10	0,5	синій
CT10M*	60	10	10	10	0,5	матовий
CT103*	60	10	10	10	0,5	зелений
СТ04Ч*	60	6	6	4	0,25	чорний
СТ04Б*	60	6	6	4	0,25	блакитний
СТ04П*	60	6	6	4	0,25	прозорий
СТ04Ж*	60	6	6	4	0,25	жовтий
СТ04ЧВ*	60	6	6	4	0,25	червоний
CT04C*	60	6	6	4	0,25	синій
CT04M*	60	6	6	4	0,25	матовий
CT043*	60	6	6	4	0,25	зелений

<sup>\*</sup> для стільникових полікарбонатних листів цифри відповідають товщині повітряного прошарку, а букви після неї – колір пластику

З метою ефективного використання полімерного матеріалу в якості прозорої ізоляції та власне абсорбера сонячного колектора були виміряні та розраховані фотометричні характеристики (коефіцієнти пропускання  $\tau(\lambda)$ , коефіцієнт відбивання  $\rho(\lambda)$ , коефіцієнт поглинання  $\alpha(\lambda)$ ) для всіх досліджуваних пластиків у видимій області оптичного випромінювання та в інфрачервоній.

Коефіцієнт пропускання  $\tau(\lambda)$  вимірювався у видимій області оптичного випромінювання за допомогою спектрофотометра СФ – 16, в спектральному діапазоні від 195 до 1200 нм. Пропускна здатність у інфрачервоній області оптичного випромінювання вимірювалася за допомогою спектрометра IP-20, в спектральному діапазоні від 2500 нм до 25000 нм.

Згідно результатів дослідження роботи [1], в якій коефіцієнт відбивання  $\rho(\lambda)$  знаходився за допомогою денситометра ДО-1М шляхом переводу виміряної оптичної густини у відбитому світлі в коефіцієнт відбивання, цим коефіцієнтом можна знехтувати, бо цей коефіцієнт практично не залежить від довжини хвилі падаючого світла і становить для пластиків різної колірної гами 0,0005-0,02. Виключення становить матовий полікарбонатний пластик з коефіцієнтом відбивання 0,08-0,12.

3 урахуванням вищенаведеного припущення, коефіцієнт поглинання  $\alpha(\lambda)$  визначали, як різницю між падаючим випромінюванням, яке приймали за одиницю, і сумою коефіцієнтом пропускання  $\tau(\lambda)$  [2]:

$$\alpha(\lambda) = 1 - \tau(\lambda), \tag{1}$$

де  $\alpha(\lambda)$  – коефіцієнт поглинання;  $\tau(\lambda)$  – коефіцієнт пропускання.

# Виклад матеріалів досліджень

Залежності коефіцієнта пропускання  $\tau(\lambda)$  досліджуваних полікарбонатних пластиків від довжини хвилі представлені на рис. 3 – 6.

Аналізуючи представлені залежності на рис. 3 — 6. можна зробити висновок, що для всіх полікарбонатних пластиків в УФ області оптичного випромінювання (195 — 380 нм) спостерігаються мінімальні значення коефіцієнта пропускання (0,002 — 0,019), що пояснюється наявністю захисного УФ покриття, яке захищає пластики від згубної дії короткохвильового випромінювання, перетворюючи випромінювальну енергію в теплову, а починаючи з 380 нм коефіцієнт пропускання різко зростає. Що стосується відомих досліджень спектральних властивостей скла [3], за їх даними різкий ріст коефіцієнта пропускання починається вже на 250 нм. Важливо також відмітити що полікарбонат в УФ області сонячного випромінювання практично не пропускає сонячне випромінювання, це дає змогу використовувати в ролі абсорбера інші матеріали, які не стійкі до ультрафіолетового випромінювання.

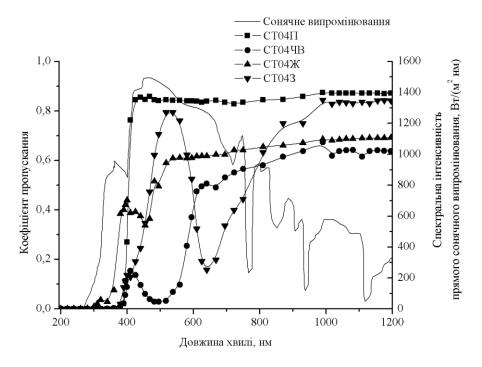


Рис. 3. Залежності коефіцієнта пропускання  $\tau(\lambda)$  від довжини хвилі для стільникових полікарбонатних листів товщиною 4 мм та спектральна інтенсивність прямого сонячного випромінювання

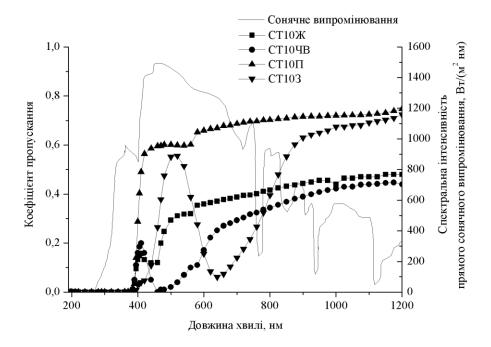


Рис. 4. Залежності коефіцієнта пропускання  $\tau(\lambda)$  від довжини хвилі для стільникових полікарбонатних листів товщиною 10 мм та спектральна інтенсивність прямого сонячного випромінювання

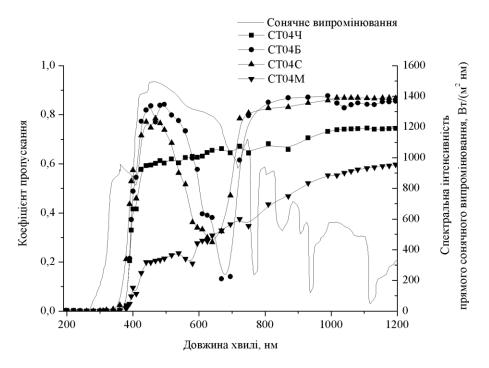


Рис. 5. Залежності коефіцієнта пропускання  $\tau(\lambda)$  від довжини хвилі для стільникових полікарбонатних листів товщиною 4 мм та спектральна інтенсивність прямого сонячного випромінювання

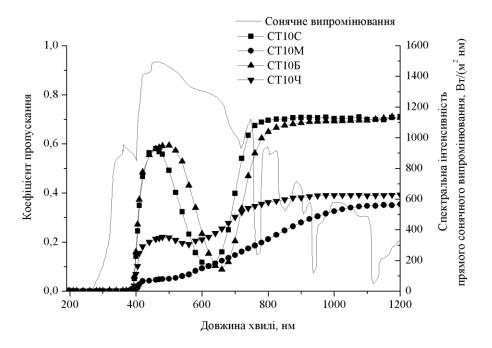


Рис. 6. Залежності коефіцієнта пропускання  $\tau(\lambda)$  від довжини хвилі для стільникових полікарбонатних листів товщиною 10 мм та спектральна інтенсивність прямого сонячного випромінювання

У видимій області оптичного випромінювання (380 – 750 нм), на яку приходиться максимум сонячного випромінювання, коефіцієнт пропускання  $\tau(\lambda)$  полікарбонатних пластиків виявляє чіткі залежності від інтенсивності забарвлення і кольору. Для прозорого пластика характерні високі значення коефіцієнту пропускання, як у видимій, так і в близькій інфрачервоній області (0,85 – для стільникового полікарбонату товщиною 4 мм та 0,6-0,75- для стільникового полікарбонату товщиною 10 мм). Для забарвлених пластиків простежуються мінімуми коефіцієнта пропускання в областях, які відповідають спектральному діапазону кольору пластиків.

У ближній інфрачервоній області оптичного випромінювання (750-1200 нм) коефіцієнт пропускання для різних відтінків стільникового пластику товщиною 4 мм знаходиться в межах 0.35-0.85, а для стільникового пластика товщиною 10 мм - 0.19 - 0.75.

За допомогою виміряних спектральних характеристик пропускної здатності всіх видів досліджуваних пластиків та спектральної щільності інтенсивності падаючого сонячного випромінювання, які наведені на рис. 3 — 6, були розраховані інтегральні величини випромінювання, яке проходить крізь прозоре покриття у діапазоні сонячного спектру.

Інтегральні величини випромінювання, яке проходить крізь прозоре покриття у діапазоні сонячного спектру (400 – 1200 нм) для всіх досліджуваних пластиків представлені у табл. 2.

Таблиця 2 Інтегральні величини випромінювання, яке проходить крізь полікарбонатне покриття у діапазоні сонячного спектру

Колір	Інтегральні величини випромінювання, яке проходить крізь полікарбонатне покриття у діапазоні сонячного спектру, %							
Вид пластику	Прозорий	Зелений	Жовтий	Червоний	Матовий	Чорний	Синій	Блакитний
Стільниковий товщиною 4 мм	77,7	51,5	59,0	38,9	34,0	62,3	62,9	64,7
Стільниковий товщиною 10 мм	61,9	34,9	35,0	25,4	17,5	28,6	45,5	45,8

Аналізуючи розраховані дані, які наведенні у табл. 2, можна зробити висновок, що полікарбонатні пластики таких відтінків як прозорий, синій та блакитний можуть бути ефективно використані в ролі

прозорої ізоляції, бо їх інтегральні величини випромінювання, яке проходить крізь полікарбонатне покриття у діапазоні сонячного спектру мають досить високі значення (63 - 78 % для стільникових полікарбонатних пластиків товщиною 4 мм та <math>46 - 62 % для стільникових пластиків товщиною 10 мм). Що стосується останніх відтінків стільникових пластиків, то в ролі абсорбера сонячного колектора можуть виступати стільникові полікарбонатні пластики таких відтінків як червоний, жовтий та чорний з відносно низькими інтегральними величинами випромінювання, яке проходить крізь ці покриття у діапазоні сонячного спектру (яке становить для стільникових пластиків товщиною <math>4 мм 39 - 62 % та для стільникових пластиків товщиною 10 мм 25 - 35 %).

Так як ефективна прозора ізоляція сонячних колекторів повинна бути непрозорою для теплового випромінювання у інфрачервоній області оптичного випромінювання то для досліджуваних стільникових полікарбонатних пластиків були розраховані коефіцієнти пропускання  $\tau(\lambda)$  у цій області оптичного випромінювання, що відповідає діапазону теплового випромінювання, яке характерне для сонячних колекторів, які працюють при температурах  $50-150\,^{\circ}\mathrm{C}$ .

На рис. 7 та 8 наведені залежності коефіцієнтів пропускання  $\tau(\lambda)$  від довжини хвилі для різних прозорих стільникових полікарбонатних пластиків різної товщини 4 мм та 10 мм, а також спектральні поверхневі щільності потоків випромінювання тіла нагрітого до 50-150 °C.

В інфрачервоному діапазоні пропускна здатність для всіх відтінків стільникового пластику товщиною 4 мм практично не відрізняється і не перевищує 0.3-0.55, а для стільникових пластиків товщиною 10 мм 0.15-0.2 і при досягненні 15000 нм дорівнює нулю рис. 7-8. Тобто забезпечується необхідний для сонячних колекторів «парниковий ефект».

За допомогою виміряних спектральних характеристик пропускної здатності всіх видів досліджуваних пластиків у інфрачервоному спектрі оптичного випромінювання, рис. 7-8, та випромінення теплосприймаючих поверхонь, які нагріваються в сонячних колекторах, були розраховані інтегральні величини випромінювання, яке проходить крізь прозоре покриття у діапазоні теплового випромінювання тіл, нагрітих до температур  $50-150\,^{\circ}\mathrm{C}$ .

Інтегральні величини випромінювання, яке проходить крізь прозоре покриття у діапазоні теплового випромінювання тіл (2500 – 25000 нм), які нагріті до температури 50 °C, 100 °C та 150 °C для всіх видів досліджуваних пластиків представлені у табл. 3.

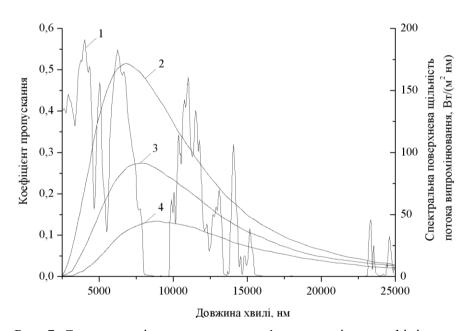


Рис. 7. Спектральні характеристики: 1 — залежність коефіцієнта пропускання τ(λ) від довжини хвилі для суцільного полікарбонатного пластика СТ04П; 2 — спектральна поверхнева щільність потоку випромінювання тіла, нагрітого до 150 °C; 3 — спектральна поверхнева щільність потоку випромінювання тіла, нагрітого до 100 °C; 4 — спектральна поверхнева щільність потоку випромінювання тіла, нагрітого до 50 °C

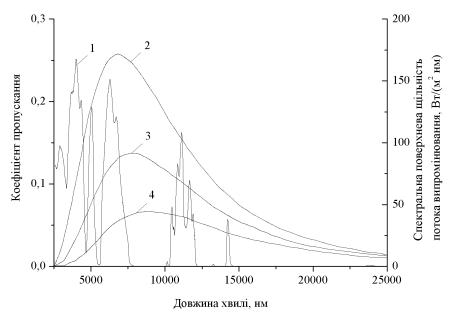


Рис. 8. Спектральні характеристики: 1 — залежність коефіцієнта пропускання τ(λ) від довжини хвилі для стільникового полікарбонатного пластика СТ10П; 2 — спектральна поверхнева щільність потоку випромінювання тіла, нагрітого до 150 °C; 3 — спектральна поверхнева щільність потоку випромінювання тіла, нагрітого до 100 °C; 4 — спектральна поверхнева щільність потоку випромінювання тіла, нагрітого до 50 °C

Таблиця 3 Інтегральні величини випромінювання, яке проходить крізь прозоре покриття у тепловому спектрі випромінювання тіл, нагрітих до 50 °C, 100 °C та 150 °C

Температура	Інтегральні величини випромінювання,						
нагрітих	яке проходить крізь досліджувані полікарбонатні						
тіл	пластики у тепловому спектрі випромінювання тіл, %						
Вид пластику	150 °C 100 °C 50 °C						
Стільниковий	20,6	10 /	15,2				
товщиною 4 мм	20,0	18,4	13,2				
Стільниковий	5.2	2 0	2 8				
товщиною 10 мм	5,2	3,8	2,8				

Аналізуючи табл. 3, можна стверджувати, що полікарбонатні пластики можуть ефективно використовуватися у якості прозорої ізоляції сонячних колекторів, бо інтегральні величини випромінювання, яке проходить крізь прозоре покриття у тепловому спектрі випромінювання тіл, нагрітих до температур 50 - 150 °C для пластиків стільникової структури товщиною 4 мм не перевищує 20,6 %, а для стільникової структури товщиною 10 мм - 5,2 %.

#### Висновки

За результатами відомих досліджень спектральних властивостей скла та за результатами фотометричного аналізу полікарбонатних пластиків можна зробити висновок про те, що прозорі пластики, таких відтінків як прозорий, блакитний та синій, можуть використовуватися для створення високоефективної, прозорої для сонячних променів теплоізоляції сонячних колекторів. Прозора ізоляція на основі даних пластиків володіє досить високими коефіцієнтами пропускання (для стільникових пластиків товщиною 4 мм досягає 0,86 – 0,87, а для стільникових пластиків товщиною 10 мм - 0.71 - 0.75) у діапазоні сонячного спектру, як і скло (для високо прозорого досягає 0,91, а для скла з низькою прозорістю – 0,85). У інфрачервоному спектрі як дані полікарбонатні пластики і всі інші, так і скло, стають практично непрозорими для теплового випромінювання (інтегральні величини випромінювання, яке проходить крізь прозоре покриття у тепловому спектрі випромінювання тіл, нагрітих до температур 50 – 150 °C для стільникових полікарбонатних пластиків товщиною 4 мм не перевищує 20,6 %, а для стільникової структури товщиною 10 мм - 5,2 %).

Також полікарбонатні пластики позбавленні основних недоліків, які характерні для скла – висока питома маса та низька ударостійкість.

На основі забарвлених пластиків, зокрема червоного кольору можливо створювати сонячні колектори, з високим коефіцієнтом поглинання у видимому діапазоні (для стільникового полі карбонатного пластика товщиною 4 мм досягає 0,97 а для стільникового пластика

товщиною 10 мм - 0,99), причому стільникова структура передбачає умови для циркуляції теплоносія.

Таким чином розглянуті полікарбонатні пластики можуть ефективно використовуватися в ролі основних конструктивних елементів для створення легких, атмосферостійких сонячних колекторів з низькою собівартістю.

## Список літератури

- 1. Сонячні колектори на основі стільникових полікарбонатних пластиків [Текст] / М. П. Сухий, Я. М. Козлов, К. М. Сухий та ін. // Вопр. химии и хим. технологии. 2009. № 1. С. 146—149.
- 2. Джадд Д. Цвет в науке и технике [Текст] / Д. Джадд,  $\Gamma$ . Вышецки : Пер. с англ. М., 1978. 340 с.
- 3. Даффи Дж. А. Тепловые процессы с использованием солнечной энергии [Текст] / Дж. А. Даффи, У. А. Бекман. М.: Мир, 1977. 354 с.

Рукопис надійшов 25.05.2010 р.

УДК 536.421.1+532.522.546:621.746

*Мелихов В.М.* – к.т.н., с.н.с., Донецкий национальный университет

# МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕННЫХ ПРОЦЕССОВ И ГИДРОДИНАМИКИ ПРИ ФОРМИРОВАНИИ АРМИРОВАННОГО СЛИТКА

При помощи разностных методов решаются нелинейные дифференциальные уравнения теплопереноса и гидродинамики. Проведен вычислительный эксперимент по исследованию процесса формирования армированного слитка, который позволил получить поля температуры и скорости. Кроме того, определены: размеры кристаллов в армированном слитке и кинетика затвердевания при различных поперечных размерах внутреннего холодильника. Показано, что внутренний холодильник с поперечным размером от 80 мм и до 120 мм обеспечивает получение качественного металла.

Ключевые слова: математическое моделирование; теплофизические процессы; теплоперенос; гидродинамика; армированный слиток; численное моделирование; кристаллизация; затвердевание.

#### Введение

Для получения качественных слитков с внутренним холодильником необходимо определить рациональные тепловые условия формирования слитка. При определении параметров литья армированного слитка необходимо знать диапазон их применения и возможности управления затвердеванием металла.

Целью настоящей статьи явилось определение: конвективных тепловых потоков между внутренним холодильником, слитком и изложницей; исследование кристаллической структуры армированного слитка в зависимости от диаметра внутреннего холодильника; структуры армированного и обычного слитков; тепловых потоков во внутренний холодильник и его поперечного размера, который обеспечивает получение качественного слитка.

#### Постановка задачи

Математическое моделирование процесса заливки расплава и формирование корочки стального слитка, затвердевающего в чугунной изложнице с применением внутреннего холодильника (ВХ), предполагает следующие допущения.

\_\_\_

<sup>©</sup> Мелихов В.М., 2010

В изложницу для 11-тонного уширенного кверху слитка с прибыльной надставкой, посредством разливки сверху поступает расплав (рис. 1). Математическая модель кристаллизации слитка основывается на следующих предположениях [1, 2]: процесс заполнения изложницы квадратного сечения считается симметричным относительно вертикальной оси координат; постоянная массовая скорость поступления расплава  $V_{m}$  в изложницу; температура  $(T_{0}.)$  и химический состав расплава в начальный момент времени распределены равномерно; за характерный размер исследуемой области выбирается наибольшая полуширина слитка  $X_0$ ; затвердевание стали происходит при идеальном тепловом контакте слитка с изложницей; граница поверхности уровня расплава в изложнице плоская; при разливке расплава сохраняется постоянный уровень в разливочном ковше; при введении внутреннего холодильника в расплав предполагается идеальный тепловой контакт с расплавом; коэффициенты теплопроводности, удельной теплоемкости и кинематический коэффициент вязкости для расплава считаются постоянными; изложница предварительно (20%) заполнена расплавом, температура которого в начальный момент времени соответствует температуре разливаемого металла [3]; величина скорости перемешивания в жидкой части расплава в начальный момент времени равна нулю; струя разливаемого расплава идеально организована; уравнение гидродинамики записывается в приближении Буссинеска [4]. При разливке сверху металла в изложницу происходит аэрация расплава в месте входа струи, и пузырьки газа присутствуют в виде сферических включений одинакового радиуса [5]. Внутренний холодильник (стержень) имеет круглую форму и расположен в центре слитка, и его внешняя поверхность предполагается гладкой и свободной от окалины.

В основу математической модели формирования армированного слитка с ВХ взяты нестационарные безразмерные уравнения переноса вихря скорости, переноса газовой фазы (при заливке стали сверху) и теплопереноса [6, 7]:

уравнение Навье – Стокса

$$\begin{split} &\frac{\partial \omega}{\partial F_{0}} + V_{x} \frac{\partial \omega}{\partial X} + V_{y} \frac{\partial \omega}{\partial X} = \frac{\partial}{\partial X} \left( Pr_{ef} \frac{\partial \omega}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left( Pr_{ef} \frac{\partial \omega}{\partial Y} \right) + \\ &+ Pr_{ef}^{2} Gr \frac{\partial \theta}{\partial X} + \frac{1}{Fr} \frac{\partial \beta_{g}}{\partial X}; \end{split} \tag{1}$$

уравнение вихря скорости ω

$$\frac{\partial^2 \Psi}{\partial X^2} (1 - \xi) + \frac{\partial^2 \Psi}{\partial Y^2} (1 - \xi) = -\omega;$$
 (2)

уравнение газосодержания  $\beta_{\Gamma}$  в расплаве

$$\frac{\partial \beta_{g}}{\partial F_{0}} + V_{x} \frac{\partial \beta_{g}}{\partial X} + V_{y} \frac{\partial \beta_{g}}{\partial Y} = 0;$$
 (3)

уравнение теплопереноса для безразмерной температуры  $\theta = T/T_0$ 

$$c_{ef} \left( \frac{\partial \theta}{\partial Fo} + V_x \frac{\partial \theta}{\partial X} + V_y \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right) = \frac{\partial}{\partial X} \left( \lambda_{ef} \frac{\partial \theta}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left( \lambda_{ef} \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right); \tag{4}$$

уравнение для доли твердой фазы  $\xi$ 

$$\xi = 1 - \left(1 + \frac{c_L}{L} T_0 (\theta_L - \theta_S)\right) \left[1 - \left(\frac{\theta_L - \theta}{\theta_L - \theta_S}\right)^{2/3}\right] + \frac{c_L}{L} T_0 (\theta - \theta_S), \quad (5)$$

где  $V_x, V_y$  – компоненты скорости,  $\psi$  – функция тока;  $\theta_S, \theta_L$  – безразмерные температуры солидус и ликвидус;  $c_L$  – теплоемкость расплава; L – теплота кристаллизации.

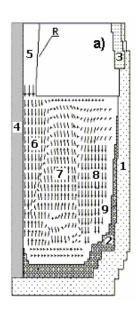
Эффективные коэффициенты переноса ( $c_{ef}$ ,  $\lambda_{ef}$ ), входящие в уравнения, отражают многофазность среды [1, 3]. При рассмотрении турбулентных режимов движения коэффициент переноса импульса определяется, как эффективный, при этом избрана однопараметрическая модель Прандтля.

В качестве основного метода исследований выбрано математическое моделирование, которое реализуется при помощи разностных методов [9-11].

## Основные результаты исследований

Гидродинамические процессы. При формировании слитка с ВХ большое значение имеет влияние гидродинамических процессов на ход затвердевания (рис. 1а). Распространение заливочной струи (5) в расплаве (6) вызывает конвекцию во всем объеме расплава и, прежде всего, способствует нагреву холодильника (4) и изложницы (1). При этом вследствие теплоотвода через стенку изложницы (1) затвердевает расплав (2), а у фронта затвердевания образуется двухфазная зона (9). Происходит перераспределение температуры в объеме слитка за счет восходящих (более горячих) потоков расплава (7) и нисходящих (более холодных) потоков расплава (8) у стенки изложницы (1) и затвердевающей корочки слитка (2). Это основные аспекты формирования армированного слитка.

Представим сравнительный анализ формирования армированного и обычного слитков при влиянии конвекции и при ее отсутствии (рис. 1).



1-стенки изложницы; 2 – твердый металл; 3 – прибыльная надставка; 4 – внутренний холодильник; 5- струя заливки; 6 – струя в расплаве; 7- горячие потоки расплава; 8 – охлажденный расплав; 9 – двухфазная зона металла.

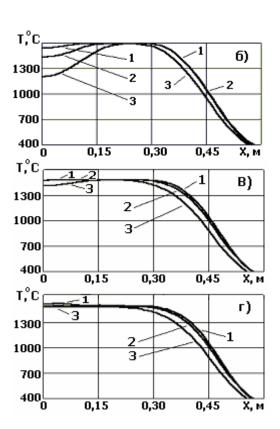


Рис. 1. Влияние гидродинамики на формирование армированного слитка: а) гидродинамика заливки расплава в изложницу;

- б) температура слитка с ВХ без учета влияния гидродинамики;
- в) температура слитка с ВХ с учетом влияния гидродинамики;
- г) температура слитка обычного слитка при влиянии гидродинамики.

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

Рассмотрим затвердевание ВХ диаметром 80 мм и начальной температурой 20 °C. Распределение температуры в слитке после 10 минут затвердевания без влияния гидродинамики (1б) показывает, что температура расплава в изложнице больше на 50 –80 °C по сравнению со случаем, когда гидродинамические процессы учитываются в расплаве (рис. 1б и рис. 1в).

Это связано с тем, что конвекция в расплаве способствует отводу теплоты через внешние границы слитка, и расплав охлаждается. При отсутствии гидродинамических процессов ВХ прогревается не равномерно (рис. 1б), а тепловая конвекция способствует более равномерному распределению температуры в ВХ по его высоте (рис. 1в).

Сравнение затвердевания обычного слитка (рис. 1г) и армированного слитка (рис. 1в) при воздействии гидродинамических процессов и тепловой конвекции показывает, что наибольшее понижение температуры (50 - 80 °C) расплава происходит в месте ввода ВХ, а уже на

расстоянии 0,3 м от оси слитка это понижение температуры выражено меньше (10-20 °C).

Следовательно, перемешивание расплава при заливке, а также тепловая конвекция и влияние BX, способствуют понижению температуры в расплаве на 50-80 °C, как в зоне расположения внутреннего холодильника, так и в других областях армированного слитка.

Рассмотрим изменение потока теплоты по высоте BX в первые секунды после заливки расплава (рис. 2.). Поток теплоты во BX при заливке металла определяет процесс нагрева, расплавления и образования корочки на его поверхности.

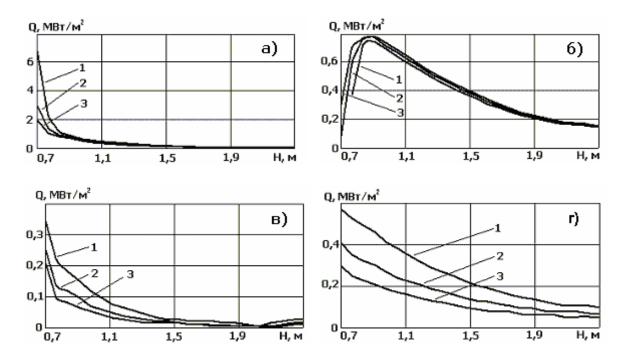


Рис. 2. Изменение тепловых потоков между расплавом и затвердевшей коркой BX по высоте армированного слитка.

Тепловые потоки в первые секунды после заливки: 1-5 c; 2-10 c; 3-15 c. Для диаметров BX: а) 80 мм; б) 120 мм.

Тепловые потоки в первые минуты после заливки: 1-1 мин; 2-2 мин; 3-3 мин. Для диаметров BX: в) 80 мм; г) 120 мм

По характеру изменения потока (рис. 2a) можно сказать, что в первые секунды после заливки расплава в изложницу наибольший нагрев испытывает ВХ диаметром 80 мм по сравнению с ВХ диаметром 120 мм (рис. 2б). Отметим, что самый большой поток теплоты наблюдается в верхней части ВХ и уменьшается книзу слитка.

Рассмотрим, как изменится характер тепловых потоков во ВХ через несколько минут затвердевания слитка. Изменение потоков теплоты показывает, что для внутренних холодильников диаметрами 80 мм (рис. 2в) и 120 мм (рис. 2г) происходит уменьшение потоков теплоты

со временем. При этом для BX 120 мм это уменьшение происходит больше, чем для BX диаметром 80 мм. Потоки становятся соизмеримы после трех минут заливки расплава в изложницу, т.к. необходимо время для прогрева BX.

Следовательно, после трех минут затвердевания армированного слитка тепловые потоки, идущие из расплава во ВХ, имеют тенденцию к выравниванию с течением времени для различных его диаметров.

На формирование структуры металла влияют многие факторы: градиент температуры, время формирования кристалла, распределение примеси, конвективный теплообмен и др. [7, 8]. Влияние конвекции на структуру слитка рассмотрим на примере распределения относительного диаметра  $\overline{D}$  кристалла (рис. 3), который определяется как ( $\overline{D} = d/d_{\text{макс}} - в$  долях от максимального значения).

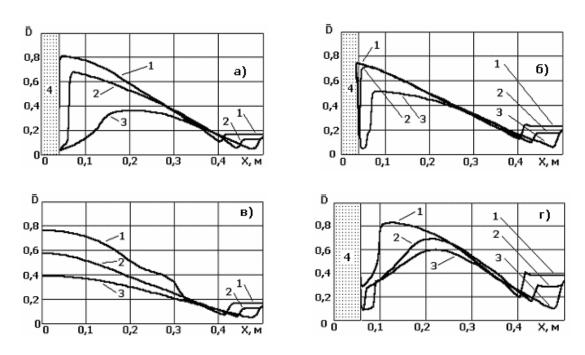


Рис. 3. Изменение относительного диаметра кристалла (в относительных долях) для слитка с внутренним холодильником диаметром 80 мм:

- а) слиток с ВХ и без учета гидродинамических процессов;
- б) слиток с ВХ и с учетом гидродинамических процессов;
- в) обычный слиток с учетом гидродинамических процессов; г) слиток с BX диаметром 120 мм.

Заштрихованная область 4 – внутренний холодильник.

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

Анализ влияния гидродинамических процессов и теплопереноса на размер кристаллов показал, что при формировании слитка с BX диаметром 80 мм конвекция приводит к более быстрому снятию пере-

грева и измельчению зерна (рис. 3б), чем при отсутствии конвекции (рис. 3а). Сравнение макроструктуры обычного слитка (рис. 3в) и армированного слитка (рис. 3в) показывает, что в тех же условиях (при влиянии тепловой конвекции) размер кристаллов в армированном слитке меньше. Это происходит потому, что в месте ввода внутреннего холодильника происходит уменьшение времени охлаждения локального объема расплава.

При затвердевании обычного слитка (рис. 3в) с учетом гидродинамических процессов и тепловой конвекции кристаллическая структура слитка сопоставима со структурой слитка при введении ВХ (рис. 3б) в областях 0,2 м от поверхности внутреннего холодильника диаметром 80 мм.

Рассмотрим, каким образом происходит изменение размеров кристаллов стали под влиянием потоков расплава, вызванных перераспределением плотности расплава в процессе кристаллизации слитка.

Влияние конвекции проявляется в увеличении диаметра кристаллов в нижней части слитка (кривая -3) и уменьшении диаметра кристаллов у поверхности (кривая -2) для BX диаметром 80 мм (рис. 3б).

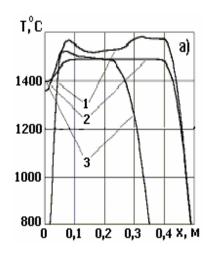
Увеличение диаметра ВХ изменяет характер тепловых потоков в армированном слитке. Для диаметра ВХ 120 мм распределение размеров кристаллов отличается тем, что уменьшение их размеров происходит не только у поверхности внутреннего холодильника, но и в более отдаленных от оси слитка областях (до 0,15 м), что связано с большей массой ВХ (рис. 3г). В верхней части слитка с увеличением диаметра ВХ до 120 мм (рис. 3г) относительный размер кристаллов у поверхности внутреннего холодильника уменьшается в несколько раз.

Таким образом, можно сделать вывод, что в армированном слитке в горизонтальном направлении размер кристаллов увеличивается от стенки изложницы к оси слитка и так как внутренний холодильник находится на оси слитка, то и отвод теплоты о ВХ приводит к уменьшению кристаллов. Наибольшее влияние размера ВХ на кристаллическую структуру происходит при диаметре 120 мм, что проявляется в увеличении зоны мелких кристаллов у поверхности ВХ и в областях до 0,15 м от оси слитка.

Влияние тепловой конвекции на теплоперенос в системе внутренний холодильник – расплав отличается в различных зонах слитка (рис. 4). Рассмотрим особенности затвердевания слитков с ВХ диаметром 40 мм и 120 мм (т.к. они очень отличаются по величине). В данном случае (рис. 4а) при ВХ диаметром 40 мм еще не снят перегрев расплава, и изменение температуры на горизонтах происходит в довольно больших пределах по всему армированному слитку. Отметим, что в верхней части армированного слитка наблюдается немонотонный характер изменения температуры. Связано это не только с

присутствием BX на оси слитка, но и с тем, что размер BX не очень велик (диаметр 40 мм). Это означает, что теплоотвод в тело BX влияет на интенсификацию тепловой конвекции, но не может стабилизировать распределение поля температуры в армированном слитке.

Между тем, для ВХ диаметром 120 мм изменение температуры на горизонтах отличается тем, что в этом случае быстрее происходит охлаждение расплава у ВХ (рис. 4б). Поле температуры имеет стабильный характер и изменяется монотонно. Можно сказать, что масса ВХ благоприятствует отводу теплоты с расплава и организации более равномерного распределения температуры в слитке, что должно сказываться на более однородной структуре затвердевающего металла.



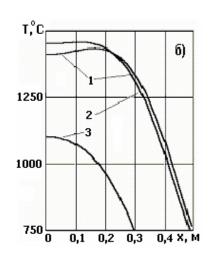


Рис. 4. Влияние конвективного теплопереноса на изменение температуры по горизонтали (после 6 минут затвердевания): а) 40 мм; б) 120 мм. 1- верхняя часть слитка - 2,1 м; 2- середина слитка - 1,4 м; 3- нижняя часть слитка - 0,6 м

Отметим, что проводились расчеты по затвердеванию армированного слитка с внутренним холодильником более 120 мм, но они показали, что температура у поверхности ВХ меньше, чем солидус стали. Поэтому возникает опасность расслоения металла в месте контакта ВХ с остальным слитком.

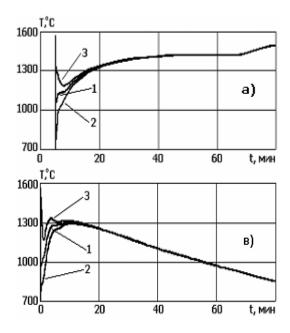
Следовательно, применение BX с диаметром 120 мм делает возможной организацию более равномерного распределения температуры в армированном слитке, а диаметр BX 40 мм не может стабилизировать равномерное распределение температуры.

Рассмотрим изменение тепловых потоков в тело BX и у его вертикальной границы: кривая 1 отображает тепловой поток в центр внутреннего холодильника; кривая 2 отображает поток теплоты из намороженной корочки расплава на границе тела BX во внутренний

холодильник; кривая 3 – тепловой поток к намороженной корочке на теле внутреннего холодильника из расплава.

Потоки теплоты к оси BX, с границы BX и с границы корка BX – расплав изменяются различным образом (рис. 5в и рис. 5г). Так, поток теплоты к оси BX (кривая – 1) наибольший для диаметра 40 мм и достигает максимального значения быстрее, чем для диаметров 80 мм и 120 мм. При этом можно заметить, что максимальный поток теплоты приходится на одну или две минуты ранее, чем для стержней большего размера.

Следовательно, изменение тепловых потоков к оси слитка для меньшего диаметра характеризуется быстрым прогревом стержня, а для стержней с большим размером прогрев осуществляется медленнее.



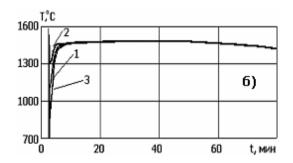


Рис. 5. Изменение температуры на внешней границе и наружном слое ВХ диаметром 120 мм на различных горизонтах: а) верхняя слитка (0,8 м); б) середина слитка (1,5 м); в) низ слитка (2,4 м)

Проведенное исследование тепловых потоков во внутренний холодильник показывает, что для более быстрого снятия перегрева необходимо применять внутренние холодильники не максимального размера, а не большого диаметра.

#### Выводы

1. Вычислительный эксперимент по формированию армированного слитка с расположением ВХ в изложнице во время разливки в нее расплава позволяет сделать вывод, что: результаты математического моделирования согласуются с расчетами полученными на основе теплового баланса затвердевания армированного слитка; конвективные потоки, вызванные заливкой в изложницу сверху расплава, обеспечивают интенсивный теплообмен между ВХ и расплавом; внут-

ренний холодильник с поперечным размером от 80 мм и до 120 мм обеспечивает получение качественного металла при армировании слитка.

- 2. Распределение температуры в слитке после 10 минут затвердевания без учета влияния гидродинамики показывает, что температура расплава в изложнице больше на 50-80 °C по сравнению со случаем, когда гидродинамические процессы учитываются при численных расчетах. Это показывает, что гидродинамические процессы в расплаве способствуют охлаждению армированного слитка.
- 3. Проведено сравнение структуры армированного и обычного слитков. В армированном слитке кристаллическая структура по высоте мало изменяется, и уменьшение размеров кристаллов происходит только в нижней части. В горизонтальном направлении диаметр кристаллов увеличивается от стенки изложницы к оси слитка и у поверхности ВХ происходит уменьшение размеров кристаллов, что обычно способствует улучшению качества металла.
- 4. Показано, что тепловые потоки во внутренний холодильник зависят от его диаметра. При этом ВХ диаметром 40 мм прогревается быстрее на 2 минуты, чем ВХ диаметром 120 мм, и поэтому для более быстрого снятия перегрева необходимо применять ВХ не большого диаметра.

# Список литературы

- 1. 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.
- 2. Мелихов В. М. Математическое моделирование гидродинамики и теплопереноса при формировании многослойных слитков / В. М. Мелихов // Вісник Донецького університету. Сер. А. Природничі науки. -2009. № 1. С. 436-443.
- 3. Ефимов В. А. Современные технологии разливки и кристаллизации сплавов / В. А. Ефимов, А. Эльдарханов. М.: Машиностроение, 1998. 359 с.
- 4. Недопекин Ф. В. Теория тепломассопереноса / Ф. В. Недопекин. Донецк : ДонГУ, 1991. 172 с.
- 5. Огурцов А. П. Численные методы исследования гидродинамических и тепломассопереносных процессов сталеплавильного производства / А. Огурцов, С. Самохвалов. К.: Наук. думка, 1993. 220 с.
- 6. Гидродинамика и теплоперенос в формирующемся слитке с внутренним холодильником / Ф. В. Недопекин, В. Ф. Поляков, В. В. Белоусов [и др.] // Изв. РАН Металлы. 1998. № 5. С. 24–28.
- 7. Борисов В. Т. Теория двухфазной зоны металлического слитка / В. Т. Борисов. – М.: Металлургия, 1987. – 224 с.

- 8. Баландин  $\Gamma$ . Ф. Формирование кристаллического строения отливок. М. : Машиностроение. 1973. 286 с.
- 9. Шмрга Л. Затвердевание и кристаллизация стальных слитков / Л. Шмрга. М. : Металлургия, 1985. 248 с.
- 10. Скворцов А. А. Влияние внешних воздействий на процесс формирования слитков и заготовок / А. А. Скворцов, А. Д. Акименко, В. А. Ульянов. М.: Металлургия, 1991. 218 с.
- 11. Полежаев В. И. Математическое моделирование конвективного тепло- и массообмена на основе уравнений Навье-Стокса / В. И. Полежаев, Н. А. Бунэ, Н. А. Верезуб. М.: Наука, 1987. 270 с.

Рукопись поступила 22.10.2010 г.

УДК 669.184

**Михайловский Н.В.** – к.т.н., доц., Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ) **Бейцун С.В.** – к.т.н., доц., НМетАУ

# ВЛИЯНИЕ ТОЛЩИНЫ ФУТЕРОВКИ СТАЛЕРАЗЛИВОЧНОГО КОВША НА ТЕПЛОВЫЕ ПОТЕРИ РАСПЛАВА

На математической модели исследовано влияние толщины футеровки сталеразливочного ковша на снижение температуры расплава во время его внепечной обработки. Показано, что имеется оптимум толщины футеровки, обеспечивающий минимальные тепловые потери расплава. Результаты исследований могут быть полезны при проектировании сталеразливочных ковшей.

Ключевые слова: сталеразливочный ковш; охлаждение расплава; толщина футеровки.

## Постановка проблемы

Одним из основных параметров, который ограничивает длительность технологических операций со сталеразливочными ковшами, является температура расплава. Снижение температуры расплава связано с тепловыми потерями на нагрев футеровки ковша, теплопередачей через нее и излучением с открытой поверхности расплава. Уменьшение излучения с поверхности расплава в ковше решается путем введения теплоизоляционных смесей в ходе технологических операций. Задача снижения тепловых потерь расплава на нагрев и теплопередачу через футеровку может быть решена не только за счет применения новых теплоизоляционных материалов, но и оптимизацией толщины футеровки ковша. Снижение этих потерь позволит снизить энергетические затраты на дополнительный нагрев металла.

# Анализ последних исследований и публикаций

Исследование тепловых потерь расплава в сталеразливочном ковше рассмотрено в большом количестве работ.

Методика расчета распределения температур внутри футеровки ковша при тепловом воздействии на нее разработана и приведена во многих работах, в частности в [1]. В [2] получены формулы для расчета нестационарного теплопереноса через огнеупорную футеровку ковша для различных условий. В работе [3] приведено распределение

\_\_\_

<sup>©</sup> Михайловский Н.В., Бейцун С.В., 2010

температуры по толщине футеровки в зависимости от продолжительности нагрева. Методика расчета тепловых потерь расплава через футеровку сталеразливочного ковша разработана и приведена подробно в работах [4], [5], [6]. Также в работах [5], [6], [7] получены математические модели, при помощи которых можно определить изменение температуры расплава за счет потерь через футеровку ковша в зависимости от начальных температур расплава и футеровки ковша. Кроме того, в работе [7] выполнена оценка динамики тепловых потоков и определена их доля в зависимости от длительности пребывания расплава в ковше.

## Цель исследований

Исследовать влияние толщины внутреннего слоя футеровки сталеразливочного ковша на тепловые потери расплава с целью их минимизации для средней продолжительности технологических операций внепечной обработки.

#### Основная часть

Для упрощения сталеразливочный ковш в модели представлен в виде цилиндра с плоским днищем (рис. 1). В математической модели учитываются тепловые потери через боковую поверхность и днище, которые состоят из нескольких слоев различных материалов, а также излучением с поверхности расплава, покрытого слоем шлака (частично или полностью).

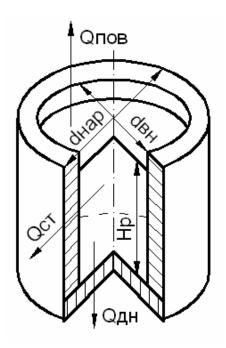


Рис. 1. Расчетная схема охлаждения расплава в ковше

Для расчета всего процесса нестационарного теплообмена при охлаждении расплава в сталеразливочном ковше используются следующие исходные данные:

- геометрические размеры ванны и масса расплава (наружные размеры ковша фиксированы, внутренние варьируются, при этом, соответственно, изменяется и масса расплава);
- начальная температура расплава и внутренней поверхности футеровки ковша, а также температура окружающей среды;
- доля открытой (свободной от шлака) поверхности расплава в ковше;
  - толщина и число слоев футеровки;
  - теплофизические свойства расплава и материалов футеровки.

Зависимость теплоемкости и теплопроводности материалов от температуры учитывается в виде коэффициентов соответствующих линейных уравнений.

Начальное поле температур в стенке и в днище сталеразливочного ковша рассчитывается по заданным граничным условиям І-го рода — постоянным значениям температуры внутренней поверхности футеровки ковша и наружной поверхности брони, принятым в соответствии с данными промышленных экспериментов.

Моделирование нестационарной теплоотдачи от расплава через многослойные стенку и днище сталеразливочного ковша производится по исходным данным и рассчитанному начальному полю температур с учетом изменения температуры расплава [7].

Расчет нестационарной лучистой теплоотдачи с поверхности расплава в ковше производится для излучения в окружающее пространство с температурой  $T_{\rm OKP}$ .

Изменение температуры расплава  $\Delta t_p$  на каждом шаге времени моделирования  $\Delta \tau$  вычисляется по выражению:

$$\Delta t_{p} = -\frac{\left(Q_{cT} + Q_{ДH} + Q_{\Pi OB}\right)}{C_{p} \cdot M_{p}} \Delta \tau , ^{\circ}C$$
 (1)

где  $Q_{cT}$  – тепловой поток от расплава к стенке ковша, Вт;  $Q_{дH}$  – тепловой поток от расплава к днищу ковша, Вт;  $Q_{пов}$  – тепловой поток с поверхности расплава, Вт;  $C_P$  – теплоемкость расплава, Дж/(кг·°С);  $M_P$  – масса (кг) расплава.

Изменение температуры  $\Delta t_i$  цилиндрических слоев футеровки стенки ковша вычисляется по выражению:

$$\Delta t_{i} = \left(Q_{i-1} - Q_{i}\right) \cdot \Delta \tau / \left(C_{i} \cdot \rho_{i} \cdot \frac{\pi \left(d_{i}^{2} - d_{i-1}^{2}\right)}{4} \cdot H_{p}\right), ^{\circ}C$$
 (2)

где  $C_i$  и  $\rho_i$  — теплоемкость (Дж/(кг K)) и плотность (кг/м³) материала і-го слоя футеровки;  $d_i$  и  $d_{i-1}$  — внутренний и наружный диаметры і-го слоя, м;  $H_p$  — высота ванны расплава в ковше, м;  $Q_{i-1}$  и  $Q_i$  — соответственно, тепловые потоки через внутреннюю и наружную поверхности і-го слоя.

Тепловые потоки для (2) вычисляются по выражениям:

$$\begin{aligned} Q_{i}\big|_{i=1} &= Q_{cT} = \pi \alpha_{p} d_{BH} H_{p}(t_{BH} - t_{1}), BT; \\ Q_{i} &= \frac{2\pi \lambda_{i} H_{p}}{\ln(d_{i}/d_{i-1})} (t_{i} - t_{i+1}), BT; \\ Q_{i}\big|_{i=n} &= Q_{o\kappa p} = \pi \alpha_{o\kappa p} d_{Hap} H_{p}(t_{Hap} - t_{\delta p}), BT \end{aligned} \tag{3}$$

где  $\alpha_p$  и  $\alpha_{\text{окр}}$  – коэффициенты теплоотдачи, соответственно, от расплава к футеровке и от брони ковша в окружающую среду,  $\text{Вт/(M}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$ ;  $d_{\text{вн}}$  и  $d_{\text{нар}}$  – внутренний и наружный диаметры ковша, м;  $\lambda_i$  – теплопроводность і-го слоя футеровки,  $\text{Вт/(M} \cdot ^{\circ}\text{C})$ ; n – число слоев футеровки стенки ковша;  $t_i$ ,  $t_{i+1}$  – температура соответствующих слоев футеровки;  $t_p$ ,  $t_{\text{вн}}$ ,  $t_{\text{нар}}$ ,  $t_{\text{бр}}$  – температура расплава, первого (внутреннего) и последнего (наружного) слоев футеровки и брони, соответственно, °C.

Изменение температуры  $\Delta \, t_i$  плоских слоев футеровки днища ковша определяется как

$$\Delta t_{i} = (Q_{i-1} - Q_{i}) \cdot \Delta \tau / (C_{i} \cdot \rho_{i} \cdot F_{\text{дH}} \cdot \delta_{i}), \, ^{\circ}C$$
(4)

где  $F_{\text{дн}}$  и  $\delta_i$  – соответственно, площадь поверхности и толщина i-го слоя днища, м.

Тепловые потоки для (4) вычисляются по выражениям:

$$\begin{aligned} Q_{i}\big|_{i=1} &= Q_{\text{дH}} = \alpha_{p} \ F_{\text{дH}} \big( t_{\text{BH}} - t_{1} \big) \ , \text{Bt;} \\ Q_{i} &= \frac{\lambda_{i}}{\delta_{i}} \ F_{\text{дH}} \big( t_{i} - t_{i+1} \big) \ , \text{Bt;} \\ Q_{i}\big|_{i=m} &= Q_{\text{OKP}} = \alpha_{\text{OKP}} \ F_{\text{ZH}} \big( t_{\text{Hap}} - t_{\text{op}} \big) \ , \text{Bt} \end{aligned} \tag{5}$$

где m – число слоев футеровки днища ковша. Обозначения остальных параметров соответствуют аналогичным параметрам для стенки ковша.

Лучистый тепловой поток с поверхности расплава определяется в соответствии с законом Стефана–Больцмана:

$$Q_{\text{пов}} = \varepsilon_{\text{пр}} C_{\text{o}} S_{\text{p}} \left( T_{\text{p}}^{4} - T_{\text{okp}}^{4} \right), B_{\text{T}}$$
 (6)

где  $\epsilon_{\rm np}$  – приведенная степень черноты системы «расплав – окружающая среда» с учетом доли открытой (свободной от шлака) поверхности металла

$$\varepsilon_{\rm np} = \left(\frac{1}{\varepsilon_{\rm p}} + \frac{1}{\varepsilon_{\rm okp}} - 1\right)^{-1}.\tag{7}$$

Здесь  $\epsilon_p$  и  $\epsilon_{\rm окр}$  – степень черноты поверхности расплава и окружающей среды, соответственно;  $C_o = 5,670 \cdot 10^{-8}~{\rm Bt/(m^2 \cdot K^4)}$  – постоянная Больцмана;  $S_p$  – площадь открытой поверхности расплава,  ${\rm M^2}$ ;  $T_p$  и  $T_{\rm окр}$  – абсолютные температуры расплава и окружающей среды соответственно, К.

## Исходные данные для моделирования

В качестве исследуемого образца были приняты 120-тонные сталеразливочные ковши, которые применяются в условиях ОАО «Интерпайп НТЗ». Наружный диаметр ковша по обечайке составляет 3,6 м, высота ковша 4,3 м.

Состав и параметры слоев футеровки ковша приведены в таблице 1 (здесь t – температура материала слоя футеровки в  $^{\circ}$ C).

Таблица 1 Компоненты футеровки и их теплофизические свойства [8]

	Толщі	ина, мм	Число слоев		Плот-	Теплоем-	Теплопровод-
Мате-	отолито	нини	отонно	H1111110	ность,	кость,	ность, Вт/(м·°С)
риал	стенка	днище	стенка	днище	$\kappa\Gamma/M^3$	кДж/(кг.°С)	
Корунд	150	150	6	8	3000	790 + 0,42  t	$2,10+1,90\ 10^{-3}\ t$
Муллит	65	65	4	4	2600	840 + 0.25 t	$1,39 + 6,10 \cdot 10^{-4} t$
Шамот	32	_	2	_	2000	880 + 0.23 t	$0,69 + 3,14 \cdot 10^{-4} t$
АССБ	_	85	_	6	1400	840 + 0.20 t	$0.48 + 1.40 \cdot 10^{-4} t$
Сталь	20	28	1	1	7800	500	33,1

В условиях ОАО «Интерпайп НТЗ» колесные марки стали подвергают внепечной обработке. Сталь выпускается в два предварительно нагретых ковша, которые последовательно проходят доводку на установке «печь-ковш» и обработку в вакуум-камере. По данным промышленных экспериментов среднее время пребывания расплава в первом ковше составляет 140 мин, а во втором — 180 мин.

Начальная температура расплава в ковше, измеренная после выпуска, в среднем составляет 1620 °C, а начальная температура внутренней поверхности футеровки подготовленного ковша 900 °C. Температура окружающей среды для расчетов принята равной + 20 °C.

После выпуска стали часть ковшей проходит обработку на машине скачивания шлака, поэтому при определении оптимальной толщины внутреннего слоя футеровки ковша рассматриваются варианты как для открытой поверхности расплава, так и для полностью покрытой шлаком.

## Результаты моделирования

На рисунке 2 представлены результаты расчетов для расплава, который находится в первом ковше в течение 140 минут. Кривая 1 показывает снижение температуры расплава при различной толщине внутреннего корундового слоя футеровки ковша для открытой поверхности металла (степень черноты жидкой стали 0,85), а кривая 2 для поверхности металла, полностью покрытой шлаком (степень черноты шлака 0,4).

На рисунке 3 представлены результаты расчетов для расплава, который находится во втором ковше в течение 180 минут (обозначения те же).

Очевидно, что рациональной является толщина внутреннего слоя в диапазоне 0,3...0,4 м (оптимальное значение  $0,367 \pm 0,028$  м). Величины уменьшения потерь температуры расплавом по сравнению с существующей конструкцией ковша приведены в таблице 2.

Таблица 2 Сравнение уменьшения потерь температуры расплавом

Номер	Открытая п	оверхность	Поверхность расплава		
ковша	расп	лава	покрыта шлаком		
	°C %		°C	%	
Ковш 1	2,5	2,7	1,5	1,6	
Ковш 2	3,2	2,6	1,9	2,2	

Таким образом, выбор оптимальной толщины только внутреннего слоя футеровки сталеразливочных ковшей позволяет снизить энергетические затраты на дополнительный нагрев металла на 1,5...3,0 %.

# Выводы и направление дальнейших исследований

На математической модели исследовано влияние толщины футеровки сталеразливочного ковша на снижение температуры расплава во время технологических операций внепечной обработки.

Показано, что имеется оптимум толщины футеровки, обеспечивающий минимальные тепловые потери расплава на нагрев футеровки ковша и теплоотдачу через нее в окружающую среду.

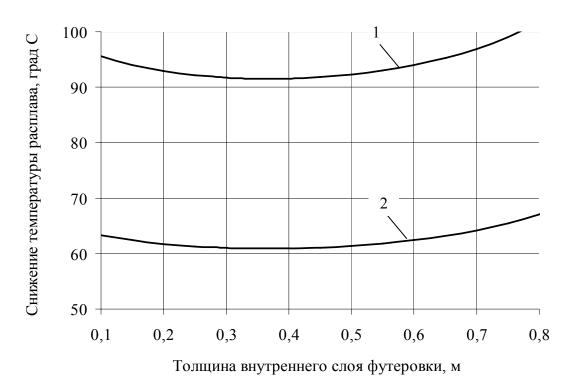


Рис. 2. Зависимость снижения температуры расплава в первом ковше (за 140 мин) от толщины внутреннего слоя футеровки

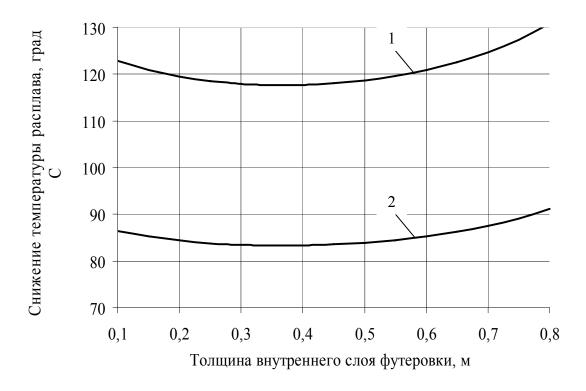


Рис. 3. Зависимость снижения температуры расплава во втором ковше (за 180 мин) от толщины внутреннего слоя футеровки

Результаты исследований могут быть полезны при проектировании сталеразливочных ковшей. В перспективе может быть рассмотрена задача подбора оптимальной толщины каждого теплоизоляционного слоя, а также определения рациональной формы сталеразливочных ковшей (в первую очередь, отношения диаметра ковша к его высоте) по этому критерию.

## Список литературы

- 1. Свинолобов Н. П. Методы численного решения и математического моделирования процесса теплопроводности: Учебное пособие / Н. П. Свинолобов, Ю. Я. Абраменков. Днепропетровск: ДМетИ, 1974. 77 с.
- 2. Кнюппель  $\Gamma$ . Раскисление и вакуумная обработка стали. Часть  $2/\Gamma$ . Кнюппель. М. : Металлургия, 1984.-417 с.
- 3. Вихлевщук В. А. Ковшевая доводка стали / В. А. Вихлевщук, В. С. Харахулах, С. С. Бродский. Днепропетровск : Системные технологии, 2000. 190 с.
- 4. Бакакин А. В. Математическая модель тепловых процессов в ковше для прогноза температуры при внепечной обработке // А. В. Бакакин, В. О. Хорошилов, Г. С. Гальперин. Черная металлургия: Изв. ВУЗов. 1981. № 4. С. 143—147.
- 5. Казачков Е. А. Исследование тепловых потерь в 350-т сталеразливочном ковше / Е. А. Казачков, С.Г. Исайчикова // Вестник Приазовского государственного технического университета. Мариуполь, 2000.- N = 9.- C. 27-33.
- 6. Бейцун С. В. Влияние начальных температур расплава и футеровки ковша на тепловые потери во время внепечной обработки стали // С. В. Бейцун , А. В. Жаданос, Н. В. Михайловский. Металлургическая теплотехника : сб. научн. трудов НМетАУ. Днепропетровск : НМетАУ, 2004. С. 27—34.
- 7. Бейцун С. В. Математическая модель процесса охлаждения расплава в сталеразливочном ковше // С. В. Бейцун, Н. В. Михайловский, В. Ф. Сапов. Металургійна теплотехніка: збірник наукових праць НМетАУ. Дніпропетровськ: ПП Грек О.С., 2006. С. 8–15.
- 8. Казанцев Е. И. Промышленные печи: Справочное руководство для расчетов и проектирования. 2-ое издание, перераб. и доп. / Е. И. Казанцев. М.: Металлургия, 1975. 368 с.

Рукопись поступила 16.09.2010 г.

УДК: 536.421.4+ 548.527

**Недопекин Ф.В.** – д.т.н., проф., Донецкий национальный университет (ДонНУ) **Петренко А.А.** – м.н.с., ДонНУ

# ОПРЕДЕЛЕНИЕ СКОРОСТИ ЗАТВЕРДЕВАНИЯ ОТЛИВОК НА ОСНОВЕ МОДЕЛИ ВЗРЫВНОЙ ПУЛЬСИРУЮЩЕЙ КРИСТАЛЛИЗАЦИИ

В работе процесс кристаллизации рассматривается как пульсирующий, протекающий с большой скоростью, равной скорости звука. Предкристаллизационное переохлаждение расплава считается внутренней характеристикой вещества, является const, и может быть рассчитано или измерено. Исходя из этих предположений, получена формула для вычисления скорости затвердевания отливки, которая содержит только справочные характеристики вещества.

Ключевые слова: отливка; скорость затвердевания; модель взрывной пульсирующей кристаллизации.

#### Введение

Классическая молекулярно-кинетическая теория роста единичного зародыша и кристалла рассматривается как равновесный диффузионный процесс, при котором отдельные изотропные атомы путем диффузии и блужданий отыскивают энергетически наиболее выгодные положения на границе раздела фаз и закрепляются на них. Считается, что рост твердой фазы происходит уже при ничтожных переохлаждениях  $\Delta T$  расплава на границе раздела фаз [1, 2].

Исходя из таких моделей кристаллизации, производится анализ кинетики затвердевания отливок и их главных характеристик — времени и скорости затвердевания. Для получения высококачественных отливок необходимо уметь рассчитывать эти характеристики.

На практике образование и рост кристаллов в расплавах наблюдается только после достижения некоторого критического или физического переохлаждения  $\Delta T_{\rm kp}^-$ . Процесс кристаллизации носит взрывной характер, а скорость тепловыделения на фронте кристаллизации значительно превышает скорость теплоотвода [3] обычным, диффузионным путем, что приводит к циклической кристаллизации и неравномерному росту отдельных кристаллов на фронте кристаллизации. Максимальные скорости роста единичного кристалла на сего-

 $<sup>\ \ \, \</sup>mathbb{C}\$  Недопекин Ф.В., Петренко А.А., 2010

дняшний день не определены, однако экспериментально зарегистрированные составляют десятки и сотни метров в секунду [1].

#### Постановка задачи

При высоких скоростях кристаллизации естественно предположить, что рост твердой фазы осуществляется бездиффузионно, путем присоединения не отдельных частиц, а целых предварительно упорядоченных комплексов. На возможность реализации пульсирующего механизма кристаллизации, «протекающего с ураганной скоростью путем присоединения из расплава целых слоёв», впервые было указано академиком Е.С. Фёдоровым ещё в 1915 г. Позже в литературе неоднократно высказывались предположения, что пульсирующий механизм кристаллизации является внутренним фундаментальным свойством фазового перехода самого процесса плавлениекристаллизация, однако эта идея теоретического развития для описания конкретных физических процессов не получила. Главной проблемой является решение уравнения теплового баланса для случая, когда тепловые процессы на границе раздела фаз являются существенно нестационарными.

В настоящей работе кинетика кристаллизации расплава рассматривается на микроскопическом уровне в виде серии последовательных элементарных актов кристаллизации [4]. Под единичным, элементарным актом кристаллизации будем понимать процесс непрерывного образования твердой фазы со скоростью распространения звука. Кристаллизация возникает только после достижения некоторого критического, фиксированного для каждого вещества, переохлаждения  $\Delta T_{\kappa n}^-$  и протекает до тех пор, пока температура на границе раздела фаз не достигнет температуры плавления Т<sub>пп</sub>, после чего образование твердой фазы прекращается. Следующий элементарный акт кристаллизации возникает только после отвода выделившейся теплоты кристаллизации и охлаждения границы раздела фаз вновь до критического переохлаждения  $\Delta T_{\kappa p}^-$ , т.е. пока температура на границе раздела фаз не охладится до Ткр. Период между двумя последовательными актами кристаллизации будем считать единичным циклом кристаллизации. Критическое переохлаждение расплава  $\Delta T_{\rm kp}^-$ , при котором начинается кристаллизация, будем в дальнейшем называть физическим переохлаждением.

## Разработка физической модели

Предположим, что в момент возникновения элементарного акта кристаллизации твёрдая и жидкая фазы у границы раздела находятся при температуре  $T = T_{kp}$ , где  $T_{kp} + \Delta T_{kp}^- = T_{пл}$ . Уравнение теплового баланса на границе раздела фаз для единичного акта кристаллизации может быть записано в виде:

$$d\theta_1 = d\theta_2 + d\theta_3, \tag{1}$$

где  $d\theta_1$  — количество выделившейся скрытой теплоты кристаллизации;  $d\theta_2$  — количество теплоты, аккумулированной жидкой и твердой фазами, прилегающими к закристаллизовавшемуся слою;  $d\theta_3$  — количество теплоты, необходимой для нагревания закристаллизовавшегося слоя на  $\Delta T_{\text{KD}}^- = T_{\text{ПЛ}} - T_{\text{KD}}$ .

Величина  $d\theta_1$  может быть найдена из соотношения:

$$d\theta_1 = L_{\pi\pi} \rho V S d\tau, \qquad (2)$$

где  $L_{\rm пл}$  — удельная теплота кристаллизации;  $\rho$  — плотность кристаллизующегося вещества; V — скорость кристаллизации или перемещения границы раздела фаз по нормали к фронту кристаллизации; S — единичный элемент площади слоя, закристаллизовавшегося в течение единичного акта кристаллизации, за время  $d\tau$ .

В этом случае при переходе атомов из жидкофазного состояния в твердофазное выделившаяся энергия кристаллизации пойдёт на увеличение их кинетической энергии до величины, которую они имели бы находясь в среде, разогретой до температуры  $T_{\rm M} = T_{\rm kp} + \Delta T_{\rm M}^+$ . Это означает, что теоретически закристаллизовавшийся слой мог бы повысить свою температуру на величину, определяемую из соотношения:

$$\Delta T_{\rm M}^+ = \frac{L_{\rm \Pi JI}}{C} , \qquad (3)$$

где C – удельная теплоемкость вещества при  $T_{nn}$ ;  $L_{nn}$  – удельная теплота плавления.

Исходя из сделанных предположений, на границе закристаллизовавшегося слоя должен быть температурный скачок на  $\Delta T_M^+ = T_M - T_{KP}$ , т. е. возникает ситуация, аналогичная реализуемой на практике в момент контакта расплавленного металла при заливке в холодную форму, так, что теплоотвод от закристаллизовавшегося слоя осуществляется одновременно в твёрдую и жидкую фазы, находящиеся при  $T = T_{KP}$ .

Если предположить, что полученные формулы правильно описывают кинетику кристаллизации на микроскопическом уровне, то они должны быть применимы для описания и расчетов, экспериментально измеряемых параметров роста единичного кристалла на макроскопическом уровне и массовой кристаллизации при разливке металлов, т. е. при затвердевании отливок.

В рамках существующих моделей кристаллизаций считается, что величина предкристаллизационных переохлаждений расплава  $\Delta T^- \kappa p$  имеет вероятностный характер и в зависимости от конкретных условий охлаждения может изменяться в широком интервале. Измерить температуру в отливке на границе раздела фаз невозможно.

В данной работе процесс кристаллизации рассматривается, исходя из предположения, что величина  $\Delta T_{kp}^-$  является физической характеристикой вещества, т.е. и является константой у каждого вещества. Измерить конкретное значение  $\Delta T_{kp}^-$  можно только специально разработанным методом «Баллистического термического анализа» [5, 6]. При решении уравнения теплового баланса в рамках модели взрывной кристаллизации получена формула для его расчета:

$$\Delta T_{\kappa p}^{-} = \frac{4\sigma_{\kappa \kappa} T_{\Pi \Pi} V_{\kappa p} C}{1,27 L_{\Pi \Pi} \lambda}, \qquad (4)$$

где  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности твердого тела;  $\sigma_{\kappa ж}$  – коэффициент поверхностного натяжения кристалл – жидкость, который определяется только расчетным путем. Для его определения существует много разных формул. В результате проведённых количественных расчётов, установлено, что значение  $\sigma_{\kappa ж}$  с достаточной для анализа точностью может быть найдено из соотношения, используемого в работе [7, 8]:

$$\sigma_{\text{KM}} = \sigma_{\text{MO}} \left( \frac{\rho_{\text{T}}}{\rho_{\text{M}}} \right)^{\frac{2}{3}} \frac{L_{\text{ПЛ}}}{L_{\text{UC}}} , \qquad (5)$$

где  $L_{\rm пл}$  и  $L_{\rm иc}$  – удельные теплоты плавления и испарения вещества;  $\sigma_{\rm жo}$  – коэффициент поверхностного натяжения жидкости с окружающей средой, определяемый экспериментально (табличные значения). Зная значение физического предкристаллизационного переохлаждения, получена формула для расчета скорости затвердевания отливки:

$$V_{p} = \frac{V_{\kappa p}C^{2}}{4L^{2}}(\Delta T_{0}^{-} - \Delta T_{\kappa p}^{-})^{2}.$$
 (6)

Если в полученном соотношении постоянный множитель обозначим  $K = 0.25 V_{KD} C^2 L^{-2}$ , то соотношение (6) можно записать в виде:

$$V_{\rm p} = K(\Delta T_0^- - \Delta T_{\rm \kappa p}^-)^2. \tag{7}$$

Данное соотношение по внешнему виду фактически совпадает с хорошо известным соотношением для определения линейной скорости роста кристалла, однако полученной на базе классических молекулярно-кинетических моделей последовательной кристаллизации расплавов, (7), обычно записываемым в виде:

$$V_{p} = K_{K} (\Delta T^{-})^{2}, \qquad (8)$$

где  $K_{\rm k}$  – некоторый кинетический коэффициент, подбираемый экспериментально, однако не имеющий четкого физического смысла, а  $\Delta T^-$  – переохлаждение расплава на фронте кристаллизации, которое измерить при массовой кристаллизации экспериментально невозможно.

В предлагаемой формуле (7, 8) нет кинетических коэффициентов непонятной размерности, экспериментально подбираемых для каждого вещества в отдельности. В полученной формуле содержатся только справочные характеристики вещества, а, следовательно, этот коэффициент имеет конкретную физическую размерность:  $V_{\kappa p}-$  скорость распространения звука в расплаве при температуре плавления или вблизи неё (справочная характеристика вещества); С и L – удельная теплоемкость материала при температуре плавления и удельная теплота плавления соответственно;  $\Delta T_0^-$  – разница между температурой плавления и температурой на теплоотводящей поверхности образца или отливки или техническое переохлаждение;  $\Delta T_{\kappa p}^-$  – предкристализационное или физическое переохлаждение расплава.

Расчеты, проведенные авторами статьи для веществ, приводимых в монографии Г.Ф. Баландина [9], показывают, что данная формула дает лучшее совпадение с экспериментом особенно при малых технических переохлаждениях.

Приведенная формула позволяет контролировать время затвердевания отливок по температуре на его теплоотводящей поверхности.

#### Выводы

- 1. Разработана физическая модель взрывной пульсирующей кристаллизации.
- 2. На основе разработанной модели получена формула для определения линейной скорости роста кристалла, позволяющая контролировать время затвердевания отливки.

## Список литературы

- 1. Чалмерс Б. Теория затвердевания / Б. Чалмерс .— М. : Металлургия, 1968. –288 с.
- 2. Затвердевание металлов и металлических композиций : Учебник для высших учебных заведений / [Ф. В. Недопёкин, В. А. Лейбензон, В. Л. Пилюшенко и др.]. К. : Наукова думка,  $2009.-412~\rm c.$
- 3. Д. Херлах. Метастабильные материалы из переохлаждённых расплавов / Д. Херлах, П. Галенко, Д. Холланд-Мориц. М.-Ижевск : НИЦ, 2010. 496 с.
- 4. Александров В. Д. Новый метод термического анализа для исследования кинетики кристаллизации селена / В. Д. Александров, А. Ю. Кудзин, В. И. Петренко // Письма в ЖТФ. 1987. Т. 13, N 18. С. 1120—1124.
- 5. Недопёкин Ф. В. Теоретическая модель пульсирующей кристаллизации со скоростью звука / Ф. В. Недопёкин, П. В. Петренко, В. И. Петренко // Вестник Донецкого университета. Сер. А. Естественные науки. 1999. № 1. С. 82–89.
- 6. Недопёкин Ф. В. Термографические исследования дискретности плавления и предкристаллизационных переохлаждений в свинце /Ф. В. Недопёкин, П. В. Петренко, В. И. Петренко // Письма в  $\text{ЖТФ.} 2000. \text{T.}\ 26$ , №  $10. \text{C.}\ 53-59$ .
- 7. Петренко В. И. Новые экзо- и эндотермические эффекты в расплавах теллура, обнаруженные методом БТА / В. И. Петренко, В. Д. Александров // Расплавы. 1988. Т. 2. В. 5. С. 29–34.
- 8. Ефимов В. А. Разливка и кристаллизация стали / В. А. Ефимов. М. : Металлургия. –1976. –552 с.
- 9. Баландин Г. Ф. Основы теории формирования отливки / Г. Ф. Баландин. Ч. II. М. : Машиностроение. 1979. 385 с.

Рукопись поступила 26.10.2010 г.

УДК 621.01.216

**Павленко** A.M. – д.т.н., проф., Днепродзержинский государственный технический университет (ДГТУ) **Климов Р.А.** – к.т.н., доц., ДГТУ

# ОСОБЕННОСТИ ВСКИПАНИЯ КАПЕЛЬ ДИСПЕРСНОЙ ФАЗЫ ЭМУЛЬСИЙ ПРИ ИЗМЕНЕНИИ ТЕМПЕРАТУРЫ НЕСУЩЕЙ СРЕДЫ

В данной работе представлена математическая модель роста паровой фазы при закипании эмульсии в результате резкого сброса давления, учитывающая изменение температуры несущей среды.

Ключевые слова: эмульсия; закипание; дробление; ускорение; нестабильность; тепловой поток.

В работе [1] рассмотрены условия роста паровой фазы, которая возникает и развивается между поверхностью капли воды и покрывающей ее пленкой масла. Отличительной особенностью вскипания жидкости, находящейся в объеме другой, является наличие непрерывной фазы, которая в данном случае будет влиять на теплообмен с дисперсной фазой и паром. Такие процессы могут быть реализованы, например, при истечении перегретой жидкости через сопла или трубы в среду с пониженным давлением. При этом происходит вскипание термолабильного компонента смеси и быстрое нарастание паровой фазы. Созданные на основе принципа дискретно-импульсного ввода энергии (ДИВЭ) промышленные аппараты, использующие этот эффект при эмульгировании и гомогенизации смесей в адиабатно вскипающих потоках отличаются высокой производительностью и малыми затратами энергии [2]. Но, несмотря на это, механизмы дробления дисперсных сред до сих пор окончательно не выяснены, что ограничивает совершенствование конструкции аппаратов [3]. Проведенные экспериментальные и теоретические исследования [3 – 5] в большинстве своем предполагают гомогенное зародышеобразование паровой фазы, не учитывая при этом влияния поверхностноактивных веществ (ПАВ), что не соответствует действительности, так как практически во всех эмульсионных средах присутствуют вещества, обладающие поверхностно-активными свойствами. Так, например, в эмульсиях типа вода-масло, где масло является дисперсной фазой, количество центров парообразования практически равно числу распределенных дисперсных частиц [2, 6]. Это указывает на то,

-

<sup>©</sup> Павленко А.М., Климов Р.А., 2010

что процесс зародышеобразования паровой фазы происходит гетерогенно, с заранее известным количеством центров парообразования. При этом формирование и рост паровой фазы будет происходить на границе раздела вода-масло, из-за пониженного межфазного натяжения, т.к. масло является ПАВ по отношению к воде. Работы [2, 3, 7] предполагают появление парового пузырька внутри объема воды, а не на границе раздела фаз. Для более корректного описания роста паровой фазы применим модели [1, 4] с целью их дальнейшего усовершенствования.

#### Постановка задачи

Рассмотрим каплю воды радиусом  $R_1$ , которая окружена паровой прослойкой толщиной  $\delta_n$ , находящуюся в непрерывном объеме масла. Общий радиус частицы равен  $R_2$ . Вся система в начальный момент времени находится при определенном давлении р и температуре T, которая соответствует температуре насыщения воды  $T_b$  ( $T_b = f(p)$ ).

В некоторый момент времени, следуя приведенной технологии, данная система оказывается в среде с пониженным давлением  $p_{\infty}$ . Вследствие этого вода становится пересыщенной относительно давления  $p_{\infty}$ , инициируются процессы парообразования на поверхности раздела вода-пар и роста границы раздела масло-пар (увеличение радиуса  $R_2$ ).

Для описания процессов теплообмена между водой и паром, а также роста паровой фазы используем уравнения моделей [1, 4]. Для данных условий уравнение Релея имеет вид:

$$\frac{dw_2}{d\tau} = \frac{p_{\pi} - p_{\infty} - 1.5\rho_{M}w_2^2 - \frac{2\sigma}{R_2} - \frac{4\mu_{M}w_2}{R_2}}{\rho_{M}R_2}.$$
 (1)

Скорость радиального движения границы раздела фаз масло-пар

$$w_2 = \frac{dR_2}{d\tau}.$$
 (2)

Температуру пара в любой момент времени можно определить из выражения:

$$\frac{dT_{\Pi}}{d\tau} = \frac{1}{c_{\Pi}m_{\Pi}} \left[ Q - 4\pi c_{\Pi}T_{\Pi}\Delta mR_{1}^{2} - p_{\Pi}\frac{dV_{\Pi}}{d\tau} \right]. \tag{3}$$

Интенсивность массопереноса при фазовом переходе и удельный тепловой поток между паром и поверхностью раздела вода-пар соответственно равны:

$$\Delta m = 0.25\alpha_{m} [\rho_{1} \cdot U_{1}(T_{1}) - \rho_{\pi} \cdot U_{\pi}(T_{\pi})];$$

$$q = 0.25\rho_{\pi}c_{\pi} \cdot U_{\pi}(T_{\pi}) \cdot (T_{1} - T_{\pi}) + \Delta mc_{\pi}T_{1},$$
(4)

где U(T) – среднеарифметическая скорость движения молекул пара при температуре T;  $\alpha_m$  – коэффициент испарения.

Уравнение теплового баланса, позволяющее определить температуру границы раздела вода-пар  $T_1$ :

$$\frac{2\lambda_{\rm B}}{R_1} \left( T_{\rm c} - T_1 \right) = q + \Delta m \cdot L(T_1), \tag{5}$$

где  $T_c$  – температура центра капли воды;  $L(T_1)$  – удельная теплота парообразования воды при температуре  $T_1$  .

Уравнения для определения изменения во времени массы и плотности пара имеют вид:

$$\frac{dm_{\Pi}}{d\tau} = \Delta m \cdot 4\pi R_1^2, \qquad \frac{d\rho_{\Pi}}{d\tau} = \frac{1}{V_{\Pi}} \left( \frac{dm_{\Pi}}{d\tau} - \rho_{\Pi} \frac{dV_{\Pi}}{d\tau} \right), \tag{6}$$

где 
$$V_{\Pi} = \frac{4}{3}\pi \left[R_2^3(\tau) - R_1^3(\tau)\right].$$

Давление пара определяется как функция  $p_{\Pi} = f(T_{\Pi}, \rho_{\Pi})$  по уравнению Редлиха-Квонга в модификации Вильсона [1].

Тепловой поток Q состоит из потока теплоты, который поступает со стороны жидкости (воды) или поступает в нее, а также потока теплоты, поступающего от масла

$$Q = 4\pi \left( qR_1^2 + q_M R_2^2 \right). \tag{7}$$

Удельный тепловой поток со стороны воды q определяется выражением (4), а для определения удельного теплового потока со стороны масла  $q_{\rm M}$  используем интегральный метод решения нестационарных задач теплопроводности [4, 8]. Вводя параметр  $\delta(\tau)$ , называемый глубиной проникания, который характеризует переменную по времени толщину прилегающего к паровому объему слоя жидкости, где градиент температуры отличен от нуля, а также, принимая профиль температуры по сечению данной толщины в приближении параболической интерполяции, и условие  $T_2(\tau) = T_{\rm II}(\tau)$ , для определенного момента времени получим:

$$q_{M} = \lambda_{M} \left( T_{M} - T_{\Pi} \right) \left( \frac{2}{\delta} + \frac{1}{R_{2}} \right). \tag{8}$$

Глубина проникания равна [4]

$$\delta = 2R_2 \left[ \left( 1 + \frac{3H}{4\pi R_2^3 \rho_M c_M (T_M - T_{\Pi})} \right)^{0.5} - 1 \right]. \tag{9}$$

Для определения функции Н(т) необходимо решить уравнение

$$\frac{dH}{d\tau} = 4\pi R_2^2 \lambda_M \left( T_M - T_\Pi \right) \left( \frac{2}{\delta} + \frac{1}{R_2} \right). \tag{10}$$

Температурное поле по сечению капли воды определяется уравнением

$$\frac{\partial T_{\rm B}(\mathbf{r},\tau)}{\partial \tau} = a_{\rm B} \left( \frac{\partial^2 T_{\rm B}(\mathbf{r},\tau)}{\partial \mathbf{r}^2} + \frac{2}{\mathbf{r}} \cdot \frac{\partial T_{\rm B}(\mathbf{r},\tau)}{\partial \mathbf{r}} \right), \quad \tau > 0, \ 0 < r < R_1, \quad (11)$$

при соответствующих начальных и граничных условиях:

$$T(r,0) = T_0 = \text{const}, \ 0 < r < R_1; \quad -\lambda_B \frac{\partial T_B}{\partial r}\Big|_{r=0} = 0; \quad T_M(\tau) = T_{M0}.$$
 (12)

Температура  $T_1$  на каждом временном шаге определяется из уравнения (5).

Таким образом, тепловая сторона задачи состоит в нахождении температурного поля по сечению капли воды в соответствии с изменяющимся значением температуры  $T_1$ , а также распределения температур в слое масла толщиной  $\delta$ , с нахождением самого значения  $\delta$  и  $q_{\rm M}$ . Динамическая сторона состоит в решении уравнения Релея.

В процессе испарения воды затрачивается энергия, как со стороны воды, так и со стороны масла, в результате чего температуры воды и объема масла будут снижаться, если не производить подвод теплоты в объем эмульсии. Изменение температуры объема масла  $T_{\rm M}$  можно определить, зная общий объем системы, содержание в ней воды и масла, размер частиц дисперсной фазы, а также их количество. Пусть задан некоторый объем  $V_{\Sigma}$ , в котором находится 30% воды ( $V_{\rm B}=0.3\cdot V_{\Sigma}$ ) и 70% масла ( $V_{\rm M}=0.7\cdot V_{\Sigma}$ ). Для определения количества частиц дисперсной фазы можно воспользоваться гистограммами распределения частиц по размерам [1, 2, 140]. Если принять, что вся дисперсная фаза будет равномерно распределена в объеме с частицами одинакового размера, то количество частиц дисперсной фазы (например, воды) равно

$$N = \frac{3V_B}{4\pi R^3}.$$
 (13)

Тогда изменение температуры масла во времени:

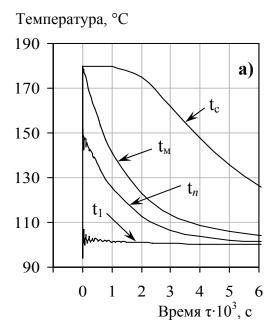
$$\frac{dT_{\rm M}}{d\tau} = 4\pi R_4^2 N \frac{q_{\rm M}}{c_{\rm M} m_{\rm M}},\tag{14}$$

где  $m_{_{M}}$  – масса несущей фазы (масла) (  $m_{_{M}}$  =  $V_{_{M}}\rho_{_{M}}$  ).

Например, для объема эмульсии  $V_{\Sigma}=0.5\cdot 10^{-3}$  м $^3$  с 30 % воды (совместно с паром) и для частиц размером R=100 мкм, их число составляет  $N=3.58\cdot 10^7$  шт.

## Результаты расчетов

Систему уравнений (1) — (14) решаем методом конечных разностей. Принимаем, что в начальный момент времени существует капля воды радиусом 100 мкм, окруженная паровой прослойкой толщиной 1 мкм, в непрерывной среде — масле. Вся система находится при температуре  $t_0 = 180\,\mathrm{u}\,130\,^{\circ}\mathrm{C}$  при соответствующем давлении насыщения воды. В некоторый момент времени система оказывается в зоне пониженного давления ( $p_{\infty} = 1$  атм) относительно начального, в результате чего происходит испарение воды и рост паровой фазы. Результаты решения приведены на рис. 1, 2.



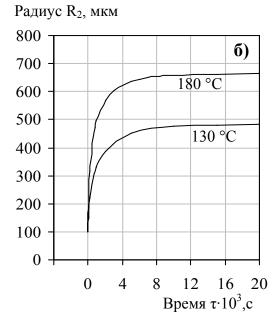


Рис. 1. Характер изменения температур поверхностей раздела, центра капли воды и масла во времени при начальной температуре  $t_0 = 180\,^{\circ}\mathrm{C}$  (a), а также радиуса границы раздела масло-пар при различных начальных температурах (б) во времени

ნ)

130 °C

Время  $\tau \cdot 10^3$  с

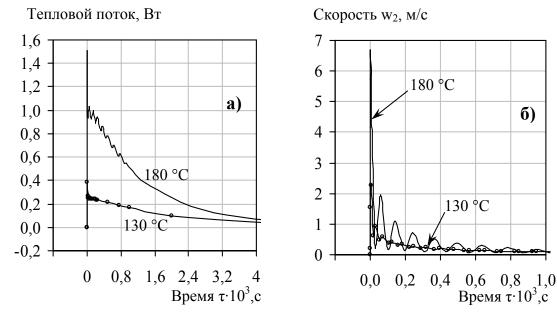


Рис. 2. Изменение теплового потока от масла к пару (а) и скорости движения границы раздела масло-пар (б) во времени

Как видно из рис. 1а, снижение температуры масла происходит более интенсивно, чем снижение температуры центра капли воды Т<sub>с</sub>, что является следствием большей передачи теплоты от масла к пару, чем от центра капли воды к поверхности раздела вода-пар. Отличием в изменении температуры пара во времени является ее снижение, вследствие уменьшения  $T_{\scriptscriptstyle M}$ , по сравнению с расчетом без учета снижения температуры среды. При этом амплитудные значения скоростей роста (рис. 2б), ускорений движения, давлений, практически не изменяются по сравнению с расчетом без изменения Т<sub>м</sub>. Тепловой поток от масла к пару (рис. 2а) в начальный период времени равен такому же без учета  $Q_M = f(T_M)$ .

Но, при существенном снижении Т<sub>м</sub> в дальнейшем, они начинают снижаться, асимптотически приближаясь к нулю, что указывает на доминирующую роль теплового потока  $Q_{\scriptscriptstyle M}$  в процессе теплообмена. Максимальное расчетное значение  $Q_{\rm M}$  достигает  $\approx 1,5$  Вт на одну частицу. Учитывая, что число частиц равно  $N = 3.58 \cdot 10^7$ , можно сделать вывод о том, что процесс теплообмена является высокоинтенсивным, требующим повышенного количества теплоты.

Характер изменения радиуса границы раздела масло-пар R2 (рис. 1б) показывает такую закономерность: вначале бурный рост, но, достигнув определенного значения (для  $t_0 = 180$  °C  $\approx 680$  мкм), увеличивается незначительно, с малой скоростью (  $w_2 \to 0$  ), что является следствием пониженного теплоподвода в частицу из-за снижения температуры масла.

Аналогичные закономерности проявляются и при температуре  $t_0$  = 130 °C (рис. 1, 2). Проведенные расчеты для температур 180, 130 °C и начальных радиусов капель 10 и 500 мкм показали, что особенностью в изменении температур центра капли воды и масла при меньших начальных радиусах является то, что в начальный период времени температура масла снижается более интенсивно, чем температура центра капли воды  $T_c$ . Дальнейшее снижение температуры  $T_c$  происходит быстрее, чем  $T_m$ , и, как следствие, температура  $T_m$  на остальном промежутке времени всегда больше  $T_c$ . Такие особенности, как увеличение или снижение  $T_n$  в зависимости от начального радиуса капли, появление осцилляций радиуса  $R_4$  при высокой температуре (180 °C) и начальном радиусе капли 10 мкм, и другие характерные для расчета без учета изменения температуры масла, остаются характерными и для расчета с учетом  $T_m$  = var.

Из рис. 1, 2 видно, что учет снижения температуры масла при отсутствии каких-либо внешних источников теплоты, приводит к качественно и количественно другим результатам, что указывает на необходимость учета данного фактора. При этом характерные особенности изменения параметров в зависимости от начальных  $R_0$  и  $T_0$  остаются постоянными, так же как и начальные амплитудные значения скоростей роста, ускорений и других параметров, независимо от того произведен учет изменения температуры масла или нет.

#### Выводы

В статье изучены процессы роста паровой фазы при закипании эмульсии в результате резкого сброса давления, учитывающие изменение температуры несущей среды. Модель роста паровой фазы без учета изменения  $T_{\rm M}$  приводит в результатах расчетов к тому, что объем пара увеличивается, как следствие, растет радиус  $R_2$  до того момента, пока вся вода не испарится. Эта модель позволяет описать в более корректной постановке рост паровой фазы в присутствии масла, как ПАВ, с учетом формирования паровой фазы на границе раздела вода-масло. Модель роста паровой фазы с учетом изменения теплоподвода от масла с  $T_{\rm M}=$  var позволяет более точно рассмотреть и изучить процессы, происходящие при вскипании эмульсий. Остается невыясненным вопрос о влиянии соседних паровых образований на динамику роста паровой фазы, которые совместно создают сложную гидродинамическую обстановку в объеме масла. Если же объем эмульсии движется в потоке, то возникают деформации парового объ

ема, которые могут привести к его срыву с поверхности воды и дроблению самой капли воды. Динамические параметры границы раздела масло-пар в присутствии, например, трех частиц, причем одна из них находится между двумя другими, в условиях их неравномерного закипания, могут привести к неустойчивостям Релея-Тейлора или Кельвина-Гельмгольца, в результате чего, вероятно, произойдет срыв парового объема и разрушение капли воды. Но условия, при которых реализуются эти явления, остаются не выясненными.

# Список литературы

- 1. Павленко А. М. Кинетика испарения в процессах гомогенизации / А. М. Павленко, Р. А. Климов, Б. И. Басок // Пром. теплотехника. -2006. T. 28, № 6. C. 14-20.
- 2. Долинский А. А. Теплофизические процессы в эмульсиях / А. А. Долинский, А. М. Павленко, Б. И. Басок. К. : Наукова думка, 2005. 265 с.
- 3. Иваницкий Г. К. Разрушение капель эмульсии в адиабатно вскипающих потоках / Г. К. Иваницкий // Пром. теплотехника. 1999. Т. 21, № 4—5. С. 10—15.
- 4. Долинский А.А. Адиабатически вскипающие потоки / А. А. Долинский, Б. И. Басок, А. И. Накорчевский. К. : Наукова думка, 2001. 208 с.
- 5. Шурчкова Ю.А. Анализ механизмов дробления капель при адиабатном вскипании и смешении дисперсных систем / Ю. А. Шурчкова, Т. В. Малишевский // Пром. теплотехника. -2000. Т. 22, № 1. С. 17- 23.
- 6. Павленко А.М. Закономерности вскипания эмульгированных жидкостей / А. М. Павленко, Б. И. Басок // Пром. теплотехника. 2004. T. 26, № 1. C. 21-25.
- 7. Долинский А.А. Дискретно-импульсная трансформация энергии в адиабатно вскипающем потоке / А. А. Долинский, Б. И. Басок // Пром. теплотехника. -2001. T. 23, N = 4-5. C. 5-20.
- 8. Гудмен Е. Применение интегральных методов в нелинейных задачах нестационарного теплообмена / Гудмен Е. // Проблемы теплообмена. М.: Атомиздат, 1967. С. 41–96.

Рукопись поступила 01.11.2010 г.

УДК 662.764; 536.7

**Пинчук В.А.** – к.т.н., доц., Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ)

**Шевченко Г.Л.** – к.т.н., доц., НМетАУ

**Живолуп С.Г.** – аспирант, НМетАУ

# СТРУКТУРА, СВОЙСТВА И ЭНТАЛЬПИЯ ОБРАЗОВАНИЯ ОРГАНИЧЕСКОЙ МАССЫ БУРЫХ УГЛЕЙ УКРАИНЫ

Проведен анализ структуры бурых углей, рассмотрены соединения, отражающие особенности строения органического вещества и состава бурого угля. Определен диапазон изменения энтальпии образования бурого угля. Установлены количественные соотношения распределения различных соединений в органической структуре бурого угля и их вклад в суммарный энергетический потенциал. Установлено распределение кислородосодержащих соединений по функциональным группам. Получена зависимость энтальпии образования бурого угля от степени углефикации и содержания кислорода. Оценено количество энергии заключенной в органической массе бурого угля, которую возможно преобразить в полезно используемую теплоту.

Ключевые слова: бурый уголь; энтальпия образования; органическая структура; кислородсодержащие соединения; функциональные группы.

#### Введение

Актуальной задачей с точки зрения энергетики, экономики и экологии, позволяющей определять рациональные способы добычи, переработки и использования угля является определение его энергетического потенциала. Большинство термодинамических расчетов разнообразных химических и термических процессов при участии угля основываются на представлении состава угля как суммы атомов основных элементов. При таком подходе не учитывается органическое строение угля, взаимосвязи между структурой, а, следовательно, и потенциальная энергия, заключенная в нем. Одним из интегральных показателей, позволяющих учесть физико-химические особенности строения и взаимосвязь между структурой, физико-химическими и технологическими свойствами углей, является энтальпия образования [1, 2].

Вследствие смесевого характера угольного вещества структуру органической массы угля необходимо рассматривать как наложение разнообразного типа соединений с известными энтальпиями образо-

<sup>©</sup> Пинчук В.А., Шевченко Г.Л., Живолуп С.Г., 2010

вания. Каждое из этих соединений отражает те или иные особенности строения, устанавливаемые с помощью различных химических и физико-химических методов исследования структуры угля [3-5].

# Постановка задачи и результаты исследований

При оценке качества угля для процессов переработки исходят прежде всего из структуры органического вещества, обуславливающей его свойства и энергетическую ценность. Угли низкой стадии метаморфизма в Украине представлены маркой бурые, которые в основном добываются в Днепровском бассейне. К бурым относят угли с высшей удельной теплотой сгорания влажной беззольной массы угля менее 24 МДж/кг. Угли Днепровского бассейна относятся к марке Б1 (с содержанием рабочей влаги более 40 %). Структура углей Днепровского бассейна землистая, при высыхании рассыпаются в порошок. Зольность угля колеблется в пределах 15 – 30 %, характеризуются высоким содержанием серы (3,5-4,0%). В естественном состоянии бурые угли являются низкосортным нетранспортабельным топливом, при хранении окисляются и самовозгораются. Это является свидетельством высокого суммарного содержания атомов кислорода (17 – 26%), азота (0.6-1.0%) и серы (2.3-5.0%), при этом содержание углерода достаточно низкое и составляет 66 - 70 % [6].

Согласно разработанной методике определения энтальпии образования угля [5] при ее расчете для бурого угля необходимо учитывать особенности распределения гетероатомов по различным функциональным группам, поскольку бурые угли отличаются высоким содержанием этих составляющих. Формирование фрагмента органической массы бурого угля необходимо начать с сероорганических соединений с последующим переходом к азот- и кислородсодержащим веществам, поскольку для элементного состава бурых углей обычно выполняется соотношение  $S_{daf} < N_{daf} < O_{daf}$ . Формирование фрагмента органической массы угля заключается в составлении различных молекулярных моделей выбранных соединений соответствующих групп [5].

В таблице 1 приведены исходные данные для расчета и полученные значения энтальпии образования органической массы бурого угля  $\Delta H_{\rm f}$ , кДж/моль и в кДж/кг, а также высшая теплота сгорания органической массы угля  $Q^{\rm opr}$ , рассчитанная с учетом полученного значения энтальпии  $\Delta H_{\rm f}$ .

Как видно из полученных результатов, энтальпия образования органической массы бурых углей находится в пределах от -3626 кДж/моль (-2080 кДж/кг) до -2846 кДж/моль (-1708 кДж/кг).

В табл. 2 показан вклад каждого моделирующего соединения в общее значение энтальпии образования бурого угля.

Таблица 1 Состав и энтальпия образования бурого угля

Предприятие,		Элем	ентныі	й соста	в, %	$\Delta H_{\mathrm{f}}$ ,	$\Delta H_{\mathrm{f}}$	Q <sup>opr</sup> ,
шахта	С	Н	О	N	S	кДж/моль	кДж/кг	МДж/кг
	ПО Буруголь							
шахта Стри- жевская	69,3	5,6	9,5	0,7	4,8	-3468,4	-2001,2	29,10
шахта Казац- кая	69,4	5,1	18,5	0,6	6,4	-2973,7	-1718,2	28,85
шахта Вату- тинская	71,4	5,5	17,9	0,6	4,6	-3010,1	-1789,4	29,83
			ПО Ал	іександ	црияуго	ОЛЬ		
шахта Свет- лопольская	68,9	5,0	20,5	0,8	4,8	-3626,0	-2080,0	28,03
шахта Вербо- лозовская	72,1	5,5	17,1	0,6	4,7	-2845,6	-1708,1	30,15

Таблица 2 Вклад моделирующих соединений органической массы в энтальпию образования бурого угля

Наимонования шаути	C, %	Вклад в энтальпию образования моделирующих соединений по гетероатомам (S, N, O)				
Наименование шахты	C, 70	$C_xH_yS_z$	$C_xH_yN_z$	$C_xH_yO_z$		
Светлопольская	68,9	284,69	120,18	-4030,87		
Стрижевская	69,3	289,37	4,79	-3762,55		
Казацкая	69,4	377,54	61,31	-3412,59		
Ватутинская	71,4	265,72	76,89	-3352,71		
Верболозовская	72,1	269,55	85,29	-3200,39		

Как известно, уголь низкой и средней стадии метаморфизма, к которым относится бурый уголь, отличается очень большим содержанием гетероатомов, которые связали в своей структуре атомы углерода и водорода, поэтому в бурых углях отсутствуют углеводородные соединения. Таким образом, низкая энтальпия образования объясняется в основном высоким содержанием кислорода и отсутствием углеводородных соединений. Среднее значение энтальпии образования соединений, моделирующих органическую массу бурого угля, и их доля в общей энтальпии образования приведена на рис. 1.



Рис. 1. Вклад (кДж/моль) и доля (%) моделирующих соединений в суммарную энтальпию образования органической массы бурого угля

Из полученных результатов исследований следует, что наибольшее влияние на значение энтальпии образования бурого угля оказывают кислородсодержащие соединения (90 %). Кислородсодержащие группы оказывают большое влияние на термическую стойкость, сорбционную активность, смачиваемость, спекаемость, коксуемость и другие свойства угля [7, 8]. При анализе распределения кислорода в структуре угля обычно учитывают несколько форм: Офен (фенольные гидроксилы), ОСООН (карбоксильные группы), ОС=О (карбонильный кислород), О<sub>ОМе</sub> (метокси-группы – ОСН<sub>3</sub>). Энтальпия образования кислородсодержащих соединений составляет В угле ДΟ -551,23 кДж/моль в зависимости от вида соединения [3, 9, 10].

Исследование кислородсодержащих соединений по функциональным группам (рис. 2) показало, что в бурых углях преимущественно содержатся гидроксильные группы –ОН ( $\approx 40$  %), карбоксильные группы –СООН ( $\approx 29$  %) и группы эфирного кислорода –О– ( $\approx 28$  %). Эти группы кислорода при переработке угля являются самыми энергозатратными, так как на разложение этих соединений необходимо потратить значительное количество энергии.

Низкая теплотворная способность бурых углей обусловлена наличием значительного количества кислородсодержащих соединений, кроме того, в бурых углях отсутствуют углеводородные соединения, при разложении которых и выделяется основное количество энергии. Поэтому эти факторы необходимо учесть при выборе способа переработки углей данной марки.

При анализе результатов исследований получены зависимости энтальпии образования бурого угля от степени углефикации и содержания кислорода (рис. 3, 4).

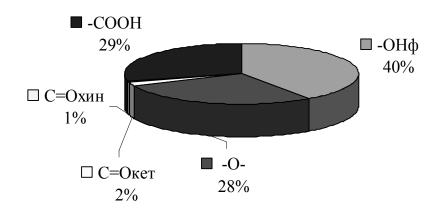


Рис. 2. Распределение кислородсодержащих соединений по функциональным группам в бурых углях

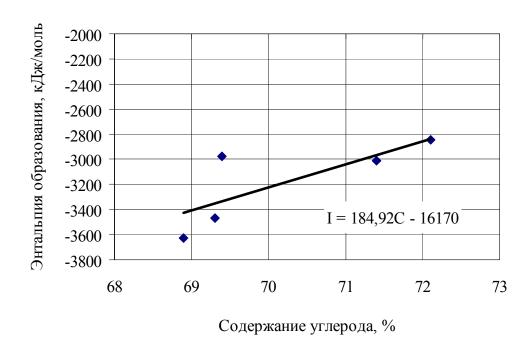


Рис. 3. Зависимость энтальпии образования органической массы бурого угля от содержания углерода

Как видно энтальпия образования увеличивается с увеличением степени углефикации и уменьшается с увеличением содержания кислорода.

В таблице 3 приведено сравнение теплоты с учетом органического строения исследованных бурых углей с расчетной теплотой сгорания по элементному составу.



Рис. 4. Зависимость энтальпии образования органической массы бурого угля от содержания кислорода

Таблица 3 Сравнение теплоты сгорания органического вещества угля с расчетной теплотой сгорания бурого угля

Шахта	Q <sup>орг</sup> , МДж/кг	$Q_{\scriptscriptstyle B}^{\;\;\Gamma}$ , МДж/кг	Δ, кДж/кг	Δ, %
Стрижевская	29,10	27,73	1366,02	4,93
Казацкая	28,85	27,36	1481,18	5,41
Ватутинская	29,83	28,86	973,11	3,37
Светлопольская	28,03	27,64	390,34	1,41
Верболозовская	30,15	28,92	1235,73	4,27

По полученным данным видно, что расчетная теплота сгорания угля по элементному составу ниже, чем теплота сгорания с учетом органического строения угля. Это дает возможность сделать вывод, что при расчете по формулам Менделеева не учитывается в среднем 3,9 % энергии, заключенной в органической массе, которую возможно преобразить в полезно используемую теплоту.

Полученные данные дополняют информацию о органической структуре у бурых углей и могут быть использованы для развития научных классификаций, устанавливающих взаимосвязь между органической структурой и технологическими свойствами угля.

## Выводы

- 1. Увеличение масштабов использования бурого угля в энергетике и промышленности связано с разрабаткой новых энергетических технологий, позволяющих максимально реализовать физикохимический потенциал бурых углей. К таким технологиям относится целенаправленное воздействие на структуру угольного вещества в процессе добычи, переработки и использования. При этом интегральным показателем оценки энергетических и потребительских свойств угля является его энтальпия образования
- 2. Согласно разработанной методике [5] определена энтальпия образования бурого угля. При этом состав органической части угля моделировался двумя видами серосодержащих соединений (тиофеновыми и сульфидными), двумя видами азотосодержащих соединений (пирролоподобными и пиридиподобными), тремя видами кислородсодержащих соединений.

Диапазон изменения энтальпии образования органической части бурых углей различных шахт составляет от -2001,2 до -1708,1 кДж/кг (среднее значения -1859,39 кДж/кг). Низкая энтальпия образования объясняется в основном высоким содержанием кислородных соединений и отсутствием углеводородных соединения.

- 3. Анализ структуры энтальпии образования показало, что 90 % в суммарное ее значение вносят кислородсодержащие соединения, 8 % серосодержащие соединения, а 2 % азотсодержащие соединения. Кислородсодержащие группы оказывают большое влияние на термическую стойкость, сорбционную активность, спекаемость, коксуемость и другие свойства угля
- 5. Кислородсодержащие соединения в бурых углях в основном содержат гидроксильные группы –ОН ( $\approx 40$  %), карбоксильные группы –СООН ( $\approx 29$  %) и группы эфирного кислорода –О– ( $\approx 28$  %). Эти группы кислорода при переработке угля являются самыми энергозатратными, так как на разложение этих соединений необходимо потратить значительное количество энергии.
- 6. Получены количественные зависимости энтальпии образования бурого угля от степени углефикации и содержания кислорода, которые показывают, что энтальпия образования увеличивается с увеличением степени углефикации (при увеличении содержания углерода на 1% энтальпия образования увеличивается на 5,5 %) и уменьшается с увеличением содержания кислорода (при увеличении содержания кислорода на 1 % энтальпия образования уменьшается на 9 %).
- 7. Сравнение значения теплота сгорания при расчете на горючую массу с теплотой сгорания с учетом органического строения угля по-казало, что при расчетах не учитывается в среднем 3,9 % энергии, заключенной в органической массе бурого угля, которую возможно

преобразить в полезно используемую теплоту, что завышает расчетные показатели эффективности работы энергетических агрегатов.

# Список литературы

- 1. Потапов Б. Б. Оценка термодинамического потенциала углей Украины / Б. Б. Потапов, В. А. Пинчук // Металлургическая теплотехника: сб. научн. трудов НМетАУ. Днепропетровск: ПП Грек О.С. 2006. С. 278–284.
- 2. Пинчук В. А. Использование термодинамических показателей для оценки энергетической и технологической ценности различных марок углей / В. А. Пинчук, Б. Б. Потоапов, Т. А. Шарабура // Металлургическая теплотехника: сб. научн. трудов НМетАУ. Днепропетровск: ПП Грек О.С. 2008. С. 228–235.
- 3. Гюльмалиев А. М. Структура и свойства органической массы горючих ископаемых / А. М. Гюльмалиев, С. Г. Гагарин, Г. С. Головин // Химия твердого топлива. -2004. № 6. C. 10–31.
- 4. Глущенко И. М. Химическая технология горючих ископаемых / Глущенко И. М. К. : Выш. шк., 1985. 447 с.
- 5. Методологический подход к определению энтальпии образования угля / В. А. Пинчук, М. В. Губинский, Б. Б. Потапов [и др.] // Металлургическая теплотехника: сб. научн. трудов НМетАУ. Выпуск 1(16). Днепропетровск: Новая идеология. 2009. С. 137—143.
- 6. Энергетическое топливо СССР (Ископаемые угли, горючие сланцы, торф, мазут и горючий природный газ): Справочник / В. С. Вдовченко, М. И. Мартынова, Н. В. Новицкин [и др.]. М.: Энергоатомиздат, 1991. 184 с.
- 7. Основи хімії і фізики горючих копалин / [Саранчук В. І., Ільяшов М. О., Ошовський В. В., Білецький В. С.]. Донецьк : Східний видавничий дім, 2008. 640 с.
- 8. Химические вещества из угля / [под ред. Калечица И. В.]. М. : Химия, 1980.-616 с.
- 9. Pedley J. B. Thermodynamical Data of Organic Compounds / Pedley J. B., Naylor R. D., Kirby S. P. N. Y.: Chapman and Hall, 1986. 792 p.
- 10. Сталл Д. Химическая термодинамика органических соединений / Сталл Д., Вестрам Э., Зинке Г. М.: Мир, 1971. 807 с.

Рукопись поступила 01.11.2010 г.

УДК 621.783.2:536.25

**Похилько А.С.** – студент, Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ)

**Румянцев В.Д.** – к.т.н., проф., НМетАУ

# РАСЧЕТ НАГРЕВА МЕТАЛЛА В КАМЕРНОЙ ПЕЧИ С ВЫДВИЖНЫМ ПОДОМ, ПРИ УСЛОВИИ ПОСТОЯНСТВА ИЗМЕНЕНИЯ СКОРОСТИ НАГРЕВА НА ПОВЕРХНОСТИ ТЕЛА (С<sub>нп</sub> = const)

Предложена методика расчета нагрева металла в камерных печах с выдвижным подом при условии постоянства изменения скорости нагрева на поверхности тела. Данная методика учитывает передачу тепла конвекцией и излучением от дыма к металлу, а также позволяет рассчитать период выхода плотности теплового потока на постоянное значение. Выполнен конкретный расчет по данной методике нагревательной печи выдвижным для cOAO «Армапром». Для расчета коэффициентов теплоотдачи конвекцией использованы известные решения М.А. Михеева. коэффициентов теплоотдачи конвекцией значения отличаются от аналитически полученных значений, характерных для малоподвижного воздуха.

Ключевые слова: плотность теплового потока; камерная печь; скорость нагрева; коэффициент теплоотдачи; процесс нагрева.

#### Введение

В литературе [1] приводится расчет нагревательной печи с выдвижным подом. При расчете нагрева металла при постоянной скорости нагрева поверхности изделий ( $C_{\rm нn}$ =const) имеются ошибки в расчетах плотности теплового потока, температур газа, печи и кладки в начале нагрева. Кроме того, не рассчитывается время выхода плотности теплового потока на постоянное значение. Так же учет теплоотдачи конвекцией осуществляется путем принятия коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  в виде постоянного значения для малоподвижного воздуха [1].

Целью настоящей статьи явилось уточнение расчета плотности теплового потока, температур газа, печи и кладки в начале нагрева.

#### Постановка задачи

На рис. 1 приведены температурная и тепловая диаграммы процесса нагрева при  $C_{\rm HII}$  = const.

-

<sup>©</sup> Похилько А.С., Румянцев В.Д., 2010

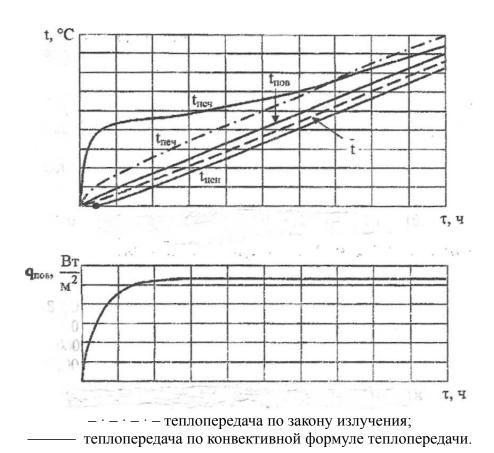


Рис. 1. Температурная и тепловая диаграммы процесса нагрева при  $C_{\text{нп}}$  = const

Этот процесс нагрева характерен тем, что плотность теплового потока, начинаясь от нуля, возрастает по выпуклой кривой и асимптотически приближается к своему предельному значению:

$$q_{\Pi OB}^{\infty} = \frac{C_{H\Pi} \cdot R \cdot \rho \cdot C}{K_1} , \qquad (1)$$

где  $C_{\text{нп}}$  – скорость нагрева, K/ч; R – радиус нагреваемого тела, M;  $\rho$  – плотность нагреваемого материала,  $K\Gamma/M^3$ ; C – удельная теплоемкость,  $\mathcal{L}_{\text{ж}}/(K\Gamma K)$ ;  $K_1$  – коэффициент формы тела. Верхний индекс  $q_{\text{пов}}^{\infty}$  говорит, что эта величина достигается при  $\tau \to \infty$ .

Для технических расчетов с точностью до 1 % можно считать, что плотность теплового потока достигает своего предельного значения  $q_{\text{пов}}^{\infty}$  за промежуток времени  $\tau^*$  и в дальнейшем нагрев происходит при условии  $q_{\text{пов}}^{\infty} = \text{const.}$ 

Скорость изменения температуры поверхностного слоя толщины dx всех трех форм тела (пластина, цилиндр, шар) определяется соотношением:

$$C_{H\Pi} = \frac{dt_{\Pi OB}}{d\tau} = \frac{q_{\Pi OB} - q_{T;X=R}}{dx \rho C},$$
 (2)

где  $q_{\text{пов}}$  — плотность теплового потока на поверхности нагреваемого тела;  $q_{\text{Т;X=R}}$  — плотность теплового потока, отводимого теплопроводностью из поверхностного слоя внутрь тела; dx — толщина поверхностного слоя;  $\rho$  C — удельная объемная теплоемкость вещества тела.

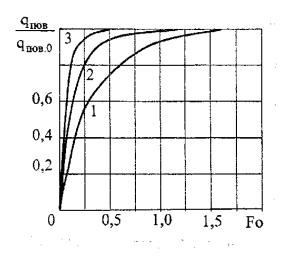
В первое мгновение нагрева  $q_{T;X=R}=0$  все пришедшее извне тепло сосредотачивается в поверхностном слое толщиной dx и, так как  $C_{\rm нп}$  конечная величина, то, следовательно, плотность теплового потока, поступающего от печи на поверхность, должна быть бесконечно малой величиной, что возможно только при условии изменения  $q_{\rm пов}$  от нуля.

Когда  $q_{\text{пов}}$  будет уже конечной величиной, разность  $q_{\text{пов}} - q_{T;X=R}$ , по-прежнему, будет соизмерима с dx, то есть  $q_{T;X=R}$  будет отличаться от  $q_{\text{пов}}$  на бесконечно малую величину в течение всего процесса нагрева.

Длительность инерционного периода, по-прежнему, рассчитывается по формуле  $\tau'=R^2/(K\cdot a)$ , однако, подъем температуры в центре тела в этот период происходит медленно, ввиду того, что сюда будут приходить малые остатки от малых поверхностных тепловых потоков.

Время  $\tau^*$  выхода на практический режим  $q_{\text{пов}}^{\infty}$  = const можно определить из классических решений [2].

На рис. 2 показана картина изменения плотности поверхностного теплового потока при условии нагрева  $C_{\rm нп}$  = const для пластины, цилиндра неограниченной длины, шара, полученная из классических решений [2].



1 — пластина; 2 — цилиндр; 3 - map

Рис. 2. Изменение плотности теплового потока на поверхности тела с ограниченной теплопроводностью при условии нагрева  $C_{\rm HII} = const$ 

Из рис. 2 видно, что с точностью до 1 %, согласно классическим решениям, плотность поверхностного теплового потока достигает своего предельного значения  $q_{\text{пов}}^{\infty}$  для пластины при  $\text{Fo}^* \approx 2$ , для цилиндра неограниченной длины — при  $\text{Fo}^* \approx 1$  и для шара —  $\text{Fo}^* \approx 0,375$ .

Коэффициенты усреднения плотности тепловых потоков  $K_2$  и температур  $K_3$  достигают значений, равных соответствующим коэффициентам для регулярного режима нагрева при  $q_{\text{пов}} = \text{const}$  при тех же значениях  $Fo^*$ .

Начиная с Fo', для расчета значений плотности поверхностного теплового потока можно пользоваться одним членом ряда классических решений [2]:

$$q_{\text{пов}} = q_{\text{пов}}[1 - m \cdot \exp(-nFo)],$$
 (для  $Fo \ge Fo'$ ) (3)

где коэффициенты m и n соответственно равны для пластины 0.81 и 2.47; для цилиндра -0.69 и 5.78; для шара -0.61 и 9.87.

# Пример расчета

Ниже представлена уточненная методика расчета нагрева слитков в печах с выкатным подом на примере расчета начального периода нагрева печи с выдвижным подом ОАО «Армапром» для термообработки литых поковок.

Исходные данные для расчета: диаметр слитка  $d_0=0.55~\mathrm{M};$   $\lambda_{\rm стали}=23~\mathrm{BT/(M~K)};$   $C=614~\mathrm{Дж/(кг~K)};$   $t_{\rm пов.к.}=960~^\circ\mathrm{C};$   $\rho=7920~\mathrm{kr/M}^3;$   $t_0=0~^\circ\mathrm{C};$   $C_{\rm HII}=30~^\circ\mathrm{C/H}.$ 

Определяем длительность нагрева по формуле:

$$\tau = \frac{t_{\text{пов.к.}} - t_0}{C_{\text{нп}}} = \frac{960 - 0}{30} = 32 \text{ ч.}$$
 (4)

Принимаем  $Fo^* = 1$ , т.к. нагреваемое изделие — цилиндр.

Определяем коэффициент температуропроводности:

$$a = \frac{\lambda}{\rho C} = \frac{23}{7920 \cdot 614} = 4,214 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{c}.$$
 (5)

Время выхода на постоянную плотность теплового потока:

$$\tau^* = \frac{R^2 \cdot F_0^*}{a} = 4,98 \text{ q.} \tag{6}$$

Температура поверхности в конце первого периода определяется из формулы:

$$t_{\text{пов}}^* = t_0 + C_{\text{нп}} \cdot \tau^* = 0 + 30 \cdot 4,98 = 149,4 \, ^{\circ}\text{C}.$$
 (7)

Предельное значение величины теплового потока в регулярном режиме  $q_{nos}^{\infty} = \mathrm{const}$  составит:

$$q_{\text{nob}}^{\infty} = \frac{C_{\text{hii}} \cdot R \cdot \rho \cdot C}{K_1} = \frac{30 \cdot 0.55 \cdot 7920 \cdot 614}{4 \cdot 3600} = 5574 \text{ Bt/m}^2.$$
 (8)

Перепад температур по сечению в конце первого периода нагрева:

$$\Delta t^* = \frac{q_{\Pi OB} \cdot R}{K_1 \cdot \lambda} = \frac{5574 \cdot 0,55}{4 \cdot 23} = 33 \text{ °C}.$$
 (9)

Температура центра в конце первого периода нагрева:

$$t_{\text{IICH}}^* = t_{\text{IIOB}}^* - \Delta t^* = 149,4 - 33 = 116,4 \text{ °C}.$$
 (10)

Среднемассовая температура в конце первого периода:

$$t_{\text{cp.Mac}}^* = t_{\text{пов}}^* - \frac{\Delta t^*}{k} = 149, 4 - \frac{33}{2} = 132 \text{ °C}.$$
 (11)

Отличительной особенностью расчета теплообмена в печах для термической обработки является значительная роль конвекции благодаря относительно низким температурам в печи.

Тепловой поток, от газов на металл рассчитывается по уравнению:

$$\mathbf{q} = \mathbf{q}_{\text{M3J}} + \mathbf{q}_{\text{K}} = \boldsymbol{\epsilon}_{\text{TKM}} \cdot \mathbf{C}_0 \cdot \left[ \left( \frac{\mathbf{T}_{\text{\Gamma}}}{100} \right)^4 - \left( \frac{\mathbf{T}_{\text{\Pi0B}}}{100} \right)^4 \right] + \boldsymbol{\alpha}_{\text{K}} \cdot (\mathbf{t}_{\text{\Gamma}} - \mathbf{t}_{\text{\Pi0B}}), \tag{12}$$

где  $\epsilon_{\text{гкм}}$  — степень черноты системы излучения «газ-кладка-металл»;  $\alpha_{\kappa}$  — коэффициент теплоотдачи от газов на металл конвекцией, Вт/(м K).

При поперечном обтекании цилиндра газовым потоком Михеевым М.А. [3] рекомендуются формулы для определения среднего коэффициента теплоотдачи:

а) для потоков с числом Рейнольдса Re<sub>п</sub> от 10 до 1000

$$\overline{Nu}_{\Pi} = 0.5 \cdot Re_{\Pi}^{0.5} \cdot Pr_{\Pi}^{0.38} \cdot (\frac{Pr_{\Pi}}{Pr_{CT}})^{0.25};$$
(13)

б) для потоков с  $Re_{\pi}$  от 1000 до  $2 \cdot 10^{5}$ 

$$\overline{Nu}_{\Pi} = 0.25 \cdot Re_{\Pi}^{0.5} \cdot Pr_{\Pi}^{0.38} \cdot (\frac{Pr_{\Pi}}{Pr_{CT}})^{0.25}.$$
 (14)

Здесь величина с индексом «п» относится к температуре потока, а величина с индексом «ст» – к температуре стенки.

В качестве примера рассчитаем  $\alpha$  для печи c выдвижным подом OAO «Армапром» по следующим данным: действительный объем продуктов сгорания природного газа  $V_{\pi} = 11 \text{ m}^3/\text{m}^3$ ; расход газа  $Br = 4.1 \text{ m}^3/\text{c}$ ; длина печи L = 4 m; высота печи H = 1.5 m.

Расход дыма составит:

$$v_{\partial} = B_{\Gamma} \cdot V_{\Lambda} = 11 \cdot 4, 1 = 45, 1 \frac{M_{\Lambda \text{BIMB}}^3}{c}.$$
 (15)

Скорость дыма определятся по формуле:

$$W_{\text{A}} = \frac{V_{\hat{\partial}}}{H \cdot L} = \frac{45.1}{1.5 \cdot 4} = 7.51 \text{ m/c}.$$
 (16)

В соответствии с данными [1] при температуре 960 °С значения теплофизических свойств дыма составляют: коэффициент кинематической вязкости  $v_{\rm д}=174,3\cdot 10^{-6}~{\rm m}^2/{\rm c}$ ; коэффициент теплопроводности  $\lambda_{\rm д}=10,8\cdot 10^{-2}~{\rm BT/(m~K)}$ ; критерий Прандтля  $Pr_{\rm d}=0,581$ .

Тогда число Рейнольдса будет равно:

$$Re = \frac{W_{\pi} \cdot d \cdot 10^{6}}{v_{\pi}} = \frac{7.51 \cdot 0.55 \cdot 10^{6}}{174.3} = 2.356 \cdot 10^{4}.$$
 (17)

 $\overline{Nu}_{\Pi}=85,42$ ,  $\alpha_{\kappa}$ =16,77 BT/(м $^2$  K).

Температура газов рассчитывается из уравнения:

$$q_{\text{пов}} = \alpha_{\text{обш}} \cdot (t_{\Gamma} - t_{\text{пов}}), \tag{18}$$

где  $\alpha_{\text{общ}} = \alpha_{\text{изл}} + \alpha_{\text{к}}$  — суммарный коэффициент теплоотдачи от газов на металл,  $\text{Вт/(м}^2\text{ K)}$ .

 $\alpha_{\rm изл}$  рассчитывается по известной формуле [1].

$$\alpha_{\text{M3II}} = 289.4 \text{ BT/(M}^2 \text{ K)}.$$

Суммарный коэффициент теплоотдачи конвекцией:

$$\alpha_{\text{общ}} = 306,17 \text{ BT/(M}^2 \text{ K}).$$

$$t_{\Gamma} = t_{\text{пов}} + \frac{q_{\text{пов}}}{\alpha_{\text{общ}}} = 960 + \frac{5574}{306,17} = 978 \text{ °C}.$$
(19)

## Вывол

Уточнена методика расчета нагрева металла в термических печах при условии  $C_{\rm hn}$ =const с учетом теплоотдачи конвекцией в начальный период нагрева.

# Список литературы

- 1. Расчеты нагревательных печей: учебное пособие для вузов / под ред. Н. Ю. Тайца. К.: Техника, 1969. 540 с.
- 2. Шорин С. Н. Теплопередача / С. Н. Шорин. М. : Высшая школа, 1964. 490 с.
- 3. Румянцев В. Д. Теория тепло- и массообмена: Учебное пособие / В. Д. Румянцев. Днепропетровск: Пороги, 2006. 532 с.

Рукопись поступила 20.03.2010 г.

УДК 669:621.783.23

**Радченко Ю.Н.** — к.т.н., доц., Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ)

*Canoв В.Ф.* – к.т.н., доц., НМетАУ

**Шибакинский В.И.** – к.т.н., доц., НМетАУ

**Радченко Р.Ю.** – студент, НМетАУ

# СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РОЛИКОВОЙ ПЕЧИ ДЛЯ ТЕРМООБРАБОТКИ ТРУБ

Выполнено исследование двух вариантов реконструкции роликовой печи: перевод печного рольганга с водяного охлаждения роликов на воздушное (с последующим использованием этого воздуха для сжигания топлива) и использование обычного рекуператора для подогрева воздуха. Рассчитаны тепловые балансы печи и определена экономия топлива по каждому из вариантов.

Ключевые слова: энергосбережение; роликовая печь; водяное охлаждение; воздушное охлаждение; подогрев воздух; рекуператор.

## Введение

ОАО «Интерпайп НТЗ» – является крупнейшим производителем и поставщиком стальных труб широкого спектра применения, а также одним из трёх в СНГ производителей железнодорожных колёс и бандажей.

На сегодняшний день это многопрофильное современное предприятие, оснащенное собственным сталеплавильным комплексом (включающим установку вакуумирования стали), пятью трубопрокатными, колесопрокатным и кольцебандажным производствами. Мощности ОАО «Интрепайп НТЗ» по выпуску труб превышают 400 тыс. тонн в год.

Входящий в состав предприятия трубопрокатный цех № 3 (ТПЦ-3) производит шарикоподшипниковые холоднокатаные и горячекатаные трубы, а также трубы общего назначения из углеродистых и легированных марок сталей.

В связи с тем, что большинство этапов процесса изготовления труб предполагают тепловую обработку материалов (нагрев слитков перед прошивкой, термообработку готовых изделий и т.п.), такое производство является энергоемким.

По данным различных исследователей, затраты по статье «топливо технологическое» могут составлять от 17 до 44 % себестоимо-

\_

<sup>©</sup> Радченко Ю.Н., Сапов В.Ф., Шибакинский В.И., Радченко Р.Ю., 2010

сти продукции [1]. Таким образом, совершенствование конструкций и тепловой работы нагревательных устройств трубопрокатных предприятий является важной технической задачей.

## Постановка задачи исследования

Малая роликовая печь №5 (РП-5) используется на завершающем этапе производства для промежуточного отжига шарикоподшипниковых холоднокатаных труб и товарных холоднокатаных труб с повышенной твердостью.

Показатели тепловой работы РП-5 по проектным и фактическим данным приведены в таблице 1.

Таблица 1 Показатели тепловой работы РП-5

	Ед.	Показатели		
Наименование	изм.	проект.	экспл.	
Максимальная производительность	т/ч	1,6	6,0	
Расход топлива на печь	<sub>НМ</sub> <sup>3</sup> /ч	70-140	195	
Удельный расход условного топлива	кг у.т./т	78,0	40,0	
Коэффициент полезного действия	%	-	45,6	
Коэффициент использования топлива	-	-	0,68	

Как следует из рассмотрения эксплуатационных показателей работы печи, она является достаточно совершенным тепловым агрегатом — коэффициент использования теплоты топлива (КИТ) составляет  $\eta_{\text{кит}} = 0,68$ . В то же время, несмотря на относительно низкую температуру в рабочем пространстве печи (700...760 °C), для футеровки применяются традиционные высокоогнеупорные материалы, а для транспортировки труб — ролики с водоохлаждаемыми валами, что в целом неизбежно приводит к нерациональному использованию вносимой в печь теплоты.

В такой ситуации возможны следующие направления совершенствования работы роликовой печи [2]:

- утилизация теплоты отходящих дымовых газов;
- совершенствование системы охлаждения печных роликов;
- совершенствование футеровки печи на основе современных материалов.

Задачей данной работы является сравнение эффективности первых двух направлений реконструкции малой роликовой печи.

# Характеристика малой роликовой печи

Проходная роликовая печь выполнена по проекту Государственного предприятия (ГП) «Укргипромез». Общая характеристика печи приведена в таблице 2, тепловой режим печи — в таблице 3.

Таблица 2 Техническая характеристика печи

Наименование		Ед.	Пок	азатели	
Паи	мснованис	изм.	проектн.	эксплуатац.	
Длина рабочего п	ространства	MM	18346 18346		
Ширина рабочего	пространства	MM	2204	2204	
Высота рабочего	пространства	MM	2250	2250	
Удельная произво	одительность	кг/(м <sup>2</sup> ·ч)	$V/(M^2 \cdot H)$ 43,6 164,0		
Тепловая мощнос	СТЬ	МВт	1,365 1,90		
Топливо			природный газ		
	диаметр	MM	48-60	37-73	
Control (a) (The Control (a)	толщина стенки	MM	4,5-10	3,0-15	
Сортамент труб	длина	M	3-9	3,5-12	
	марка стали	-	ШХ-15	ШХ-15	
Способ нагрева		откры	открытый нагрев продуктами сгорания		

Тепловой режим печи

Таблица 3

Наименование		Ед. изм.	Марка стали ШХ-15	
Толщина стенки трубы		MM	менее 10	более 10
Заданная температура	I зона	°C	700-710	750-760
печи по зонам	II зона	°C	700-710	750-760
Общий расход газа на печн	•	нм <sup>3</sup> /ч	110-160	120-180
Do avio v vono vo novovi	I зона	нм <sup>3</sup> /ч	90-120	90-130
Расход газа по зонам	II зона	нм <sup>3</sup> /ч 20-40	30-50	
D	I зона	нм <sup>3</sup> /ч	900-1300	1000-1300
Расход воздуха по зонам	II зона	нм <sup>3</sup> /ч	300-400	300-500
Коэффициент расхода возд	іуха	-	1,2	1,2
Продолжительность отжига труб		МИН	30	30
Температура нагрева труб		°C	670-690	600-620
Давление в печи		Па	9-10	9-10
Давление газа		Па	4500-5000	4500-5000
Давление воздуха		Па	5000-6000	5000-6000
Температура отходящих га дымососом	Температура отходящих газов перед		80-100	80-100

Печь представляет собой прямоугольную камеру, выложенную из шамота с изоляцией диатомитовым кирпичом. Трубы в печи перемещаются с помощью внутрипечного рольганга, который состоит из 20-ти роликов. Вращение роликов осуществляется от двух электроприводов с помощью цепной передачи (один электропривод на 10 роликов). Загрузка и выгрузка труб производится при помощи рольгангов загрузки и выдачи. Трубы на рольганг подаются пакетами, количество труб в одном пакете — 25...39 шт.

По тепловому режиму роликовая печь разделена на две зоны: зону нагрева и зону выдержки.

Печь отапливается природным газом, сжигаемым в двухпроводных горелках низкого давления, которые расположены равномерно, в боковых стенах печи в два ряда, над и под роликовым подом. Количество горелок в печи 36 штук, из них 20 штук расположены в зоне нагрева (первая зона по ходу движения труб), 16 штук – в зоне выдержки (вторая зона).

Воздух для горения газа подается не подогретым с помощью индивидуального вентилятора на каждую зону.

Удаление продуктов горения из печи производится через 18 дымоотводящих каналов, расположенных в подине печи по обеим сторонам вдоль боковых стен, которые соединяются общим боровом, расположенным под печью. Из борова дымовые газы при помощи дымососа выбрасываются в атмосферу через металлическую трубу.

Для уточнения исходных данных, необходимых для разработки мероприятий по совершенствованию работы печи, был выполнен поверочный расчет печи. В основу расчета положены инженерные методики расчета нагрева металла в печи [3]. Определение тепловых потерь и составление теплового баланса роликовой печи выполняли в соответствии с рекомендациями [4].

# Алгоритм расчета роликовой печи

## Известные величины:

- размеры труб (диаметр D, толщина стенки R, длина  $L_{3ar}$ , м);
- начальная температура металла ( $t_{\text{нач}}$ , °C);
- скорость транспортирования труб (м/с);
- температуры по зонам печи  $(t_1, t_2, {}^{\circ}C)$ ;
- размеры зон (длина, высота, ширина), м.

# Порядок расчета.

- 1. Задаемся температурой поверхности трубы в конце зоны  $t_{\text{метi}}^{\text{кон}}$ .
  - 2. Определяем плотность теплового потока на металл:
  - в начале і-ой зоны:

$$q_{\text{Hay}} = \sigma \cdot \left( \left( \frac{t_i + 273}{100} \right)^4 - \left( \frac{t_{\text{повметнач}i} + 273}{100} \right)^4 \right), \text{ BT/M}^2$$

где  $\sigma$  — приведенный коэффициент излучения печи по зонам,  $Bt/(m^2 \ K^4)$ ;  $t_i$  — температура i-ой зоны, °C;  $t_{\text{повметначi}}$  — начальная температура поверхности металла в i-ой зоне, °C;

- в конце зоны:

$$q_{\text{кон}} = \sigma \cdot \left( \left( \frac{t_i + 273}{100} \right)^4 - \left( \frac{t_{\text{конповприбл}} + 273}{100} \right)^4 \right), B_T/M^2$$

где  $t_{\text{конповприбл}}$  — конечная температура поверхности (приближение) і-ой зоны, °С.

3. Считая трубу термически тонким телом, принимаем, что средняя температура заготовки в конце і-ой зоны равна температуре поверхности

$$t_{icpkoh} = t_{kohnobnpuбл}, °C.$$

4. Определяем ориентировочное время нагрева в і-ой зоне (по формуле тепловой диаграммы):

$$\tau_{i} = R \cdot \rho \cdot C_{m} \cdot \frac{(t_{icpkoh} - t_{haчcpmeti})}{\kappa_{1} \cdot q_{cp}}, c$$

где R — толщина стенки трубы, м;  $\rho$  — плотность стали, кг/м³;  $C_m$  — теплоемкость стали, Дж/(кг·К); к<sub>1</sub> — коэффициент формы тела;  $t_{\text{начсрметі}}$  — начальная средняя температура металла в i-ой зоне, °C;  $q_{cp} = (q_{\text{нач}} - q_{\text{кон}}) / \ln(q_{\text{нач}}/q_{\text{кон}})$  — средняя плотность теплового потока на металл,  $B \tau / m^2$ .

5. Сравниваем ориентировочное время нагрева  $\tau_i$  в зоне с технологическим  $\tau_{\text{залi}}$ .

Если модуль разности между ориентировочным и технологическим значениями времени нагрева не превышает принятую допустимую погрешность расчета, то считаем, что расчет нагрева металла в зоне окончен, и можно переходить к следующему пункту расчета. В противном случае уточняем температуру поверхности трубы в конце зоны и повторяем расчет до тех пор, пока не будет выполняться вышеуказанное условие.

6. Расчет теплового баланса.

Тепловой баланс составляем для всей печи, без разбивки по зонам.

Записав уравнение теплового баланса печи через тепловые мощности, находим расход топлива,  ${\rm m}^3/{\rm c}$ :

$$B = \frac{M_{o \delta III}}{Q_{II}^{p}},$$

где  $M_{\text{общ}}$  – общая тепловая мощность печи, Вт;  $Q^p_{_H}$  – низшая теплота сгорания топлива, Дж/м $^3$ .

Удельный расход теплоты на нагрев труб, Дж/кг:

$$k = \frac{M_{\text{общ}}}{P}$$

где Р – производительность печи, кг/с.

Удельный расход условного топлива на нагрев, кг у.т./т:

$$b_{yr} = \frac{k \cdot 1000}{29,3 \cdot 10^6},$$

где  $29,3\cdot 10^6$  – теплота сгорания условного топлива, Дж/кг.

Так как расчеты по разработанному алгоритму предполагали многочисленные уточняющие вычисления, то их выполняли на ПЭВМ с использованием прикладного математического пакета.

Укрупненные результаты расчетов приведены в таблице 4, тепловой баланс – в таблице 5.

## Исследование вариантов реконструкции роликовой печи

Для надежной работы печного рольганга необходимо поддерживать температуру вала ролика на уровне, при котором обеспечивается достаточная механическая прочность и жесткость конструкции. По проекту для охлаждения вала ролика используется техническая вода из оборотного цикла. Температура воды на выходе из ролика составляет не более 50 °C, что предотвращает выпадение солей и образование накипи на внутренней поверхности вала. После печи нагретая вода охлаждается в бассейнах или градирне.

Согласно расчету, расход воды на охлаждение всех роликов составляет около  $5.0 \, \mathrm{m}^3/\mathrm{u}$  (при подогреве в ролике на  $20 \, \mathrm{^oC}$ ). При этом из рабочего пространства печи уносится (с водой) до  $120 \, \mathrm{kBt}$  энергии, что составляет  $7.25 \, \mathrm{\%}$  от общего расхода теплоты в печи. Это сравнимо с потерями теплоты через кладку всей печи.

Согласно проекту, утилизация теплоты продуктов сгорания не предусмотрена, что связано с относительно низкой температурой удаляемых из печи газов. В результате, потери теплоты с уходящими дымовыми газами составляют значительную величину — 0,5 МВт (32,4 %) от общего расхода теплоты.

Из двух возможных путей совершенствования работы печи (перевод печного рольганга с водяного на воздушное охлаждение с использованием подогретого воздуха для сжигания топлива либо установка обычного рекуператора для подогрева воздуха) необходимо выбрать один. Одновременное использования этих мероприятий затруднительно, так как количество воздуха, подаваемого на горение, может

значительно отличаться от количества, необходимого для охлаждения роликов. Кроме того, последующий подогрев предварительно нагретого в роликах воздуха в рекуператоре практически неосуществим изза низкой температуры уходящих из печи газов.

Таблица 4 Технико-экономические показатели роликовой печи до реконструкции (по расчету)

Показатель	Значение
Размеры труб, м:	
- диаметр	0,054
- толщина стенки	0,008
Температура печи по зонам, °С	705
Температура подогрева воздуха, °С	20
Средняя температура дыма за печью, °С	718
Расходы, м <sup>3</sup> /ч:	
- газа	150,83
- воздуха	1520,0
- продуктов сгорания	1674,0
- охлаждающей воды	4,72
Производительность, т/ч	5,965
Коэффициент использования топлива	0,681
КПД печи	0,456
Расход условного топлива, кг у.т./т	31,128

Таблица 5 Тепловой баланс печи до реконструкции (по расчету)

Приход теплоты			Расход теплоты		
Статья	кВт	%	Статья	кВт	%
Химическая теплота топлива	1511,1	99,284	Теплота, усвоенная металлом	689,5	45,297
Физическая теплота	11,0	0,716	Потери теплоты через кладку	121,6	7,261
воздуха			Потери теплоты через окна	97,1	5,801
			Потери теплоты с охлаждающей водой (в роликах)	121,3	7,246
			Физическая теплота дымовых газов	492,6	32,364
Итого	1522,1	100,00	Итого	1522,1	100,00

# Эффективность воздушного охлаждения роликов

Конструктивно ролик представляет собой бочку диаметром 0,3 м и длиной 2,2 м из жаропрочной стали X25H20C2. Общий вид ролика показан на рисунке 1.

Нагрузка от веса нагреваемых изделий, лежащих на бочке 1, через опорные втулки 6 и кольца 7 передается на несущую водоохлаждаемую ось 8 диаметром 100 мм из стали 35. С одной стороны бочка жестко соединена с осью. С другой стороны опорная втулка, приваренная к бочке, при температурном расширении скользит вдоль оси по направляющей шпонке 9. Для снижения тепловых потерь пространство между бочкой и осью заполнено диатомовой или шамотной засыпкой. Изоляцию засыпают через закрываемые пробками отверстия 10. С торцов ролик закрыт опорными втулками, которые предотвращают высыпание тепловой изоляции. Вода для охлаждения оси подводится по неподвижной центральной трубке 4 со стороны, противоположной приводу, а затем вода из полости оси сливается с разрывом струи в бачок.

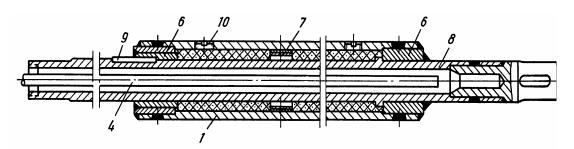


Рис. 1. Конструкция печного ролика с водоохлаждаемой осью

Для определения параметров системы при воздушном охлаждении роликов выполнили расчет теплопередачи через ролики.

# Расчет теплопередачи через воздухоохлаждаемый ролик

Для определения потерь теплоты через воздухоохлаждаемый ролик выполнили расчет на основе методики, приведенной в [4]. Расчетная схема представлена на рисунке 2. В основе методики совместное решение уравнений теплового потока от печи к поверхности ролика и через ролик к воздуху, отнесенных к 1 м длины бочки:

м·К/Вт;  $B = 1/(\alpha_{возд} \cdot d_1)$  — тепловое сопротивление при теплоотдаче на обдуваемой воздухом поверхности вала ролика, м·К/Вт;  $\sigma_0$  — коэффициент излучения абсолютно черного тела,  $Bt/(M^2 \cdot K^4)$ ;  $\epsilon$  — приведенная степень черноты системы «печь-ролик»; D — наружный диаметр бочки ролика, м;  $T_{печ}$  — температура печи, K;  $T_p$  — температура поверхности бочки ролика, K;  $T_{возд}$  — температура воздуха, K.

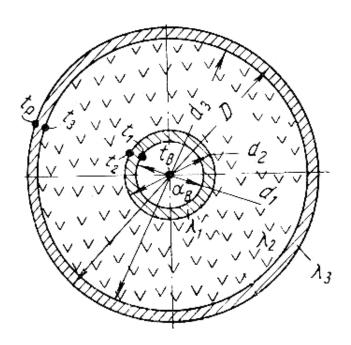


Рис. 2. Расчетная схема теплопередачи в ролике

Решая уравнение подбором, определяли температуру поверхности бочки ролика. Откуда тепловой поток от печи к ролику, отнесенный к 1 м длины бочки, рассчитывали по выражению:

$$q = \pi \cdot \epsilon \cdot \sigma_0 \cdot D \cdot \left[ \left( \frac{T_{\text{neq}}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_p}{100} \right)^4 \right], \, B_{\text{T/M}}.$$

Контроль температуры внутренней поверхности вала ролика (не более 300 °C) выполняли по формуле:

$$t_1 = t_p - \frac{q}{\pi} \cdot \left( \frac{1}{\lambda_1} \cdot \ln \left( \frac{d_2}{d_1} \right) + \frac{1}{\lambda_2} \cdot \ln \left( \frac{d_3}{d_2} \right) + \frac{1}{\lambda_3} \cdot \ln \left( \frac{D}{d_3} \right) \right).$$

Изменение температуры воздуха (подогрев) при заданном расходе воздуха на печь составляет:

$$\Delta t = \frac{q \cdot L_p \cdot N_p \cdot 3600}{C_{BO3\pi}(t_{BO3\pi}) \cdot V_{BO3\pi}}, \, ^{\circ}C,$$

где  $L_p$  — длина ролика, м;  $N_p$  — количество роликов в печи, шт;  $C_{\text{возд}}(t_{\text{возд}})$  — теплоемкость воздуха при температуре  $t_{\text{возд}}$ , Дж/(м $^3$ ·К);  $V_{\text{возд}}$  — расход воздуха через ролики (на всю печь), м $^3$ /ч.

Расчеты показали, что использование воздуха для охлаждения роликов, обеспечивает температуру подогрева воздуха до 172 °C, при необходимом для горения топлива расходе воздуха около  $1340 \text{ m}^3/\text{ч}$ .

Результаты расчета теплотехнических показателей печи с воздушным охлаждением роликов приведены в таблице 6, тепловой баланс – в таблице 7.

Таблица 6 Технико-экономические показатели РП-5 после реконструкции (воздушное охлаждение)

Показатель	Значение
Размеры труб, м:	
-диаметр	0,054
-толщина стенки	0,008
Температура печи по зонам, °С	705
Температура подогрева воздуха, °С	172
Средняя температура дыма за печью, °С	718
Расходы, м <sup>3</sup> /ч:	
-газа	132,9
-воздуха	1340,0
-продуктов сгорания	1475,0
Производительность, т/ч	5,965
Коэффициент использования топлива	0,737
КПД печи	0,518
Расход условного топлива, кг у.т./т	27,432

Таблица 7 Тепловой баланс РП-5 после реконструкции (воздушное охлаждение)

Приход теплоты			Расход теплоты		
Статья	кВт	%	Статья	кВт	%
Химическая теплота топлива	1332,0	94,161	Теплота, усвоенная металлом	689,5	48,716
Физическая теплота	82,6	5,839	Потери теплоты через кладку	121,6	7,810
воздуха			Потери теплоты через окна	97,1	6,239
			Потери теплоты с охлаждающим воздухом (в роликах)	72,9	5,156
			Физическая теплота дымовых газов	434,1	30,675
Итого	1414,6	100,00	Итого	1415,2	100,00

# Эффективность подогрева воздуха в рекуператоре

Для расчета рекуператора использовали известную методику, которая приведена в [5].

Используя итерационный процесс, уточняли температуру подогрева воздуха в рекуператоре с заданными размерами.

При расчете рекуператора учитывалось ограничение по габаритным размерам устройства, что связано с необходимостью монтажа последнего в существующие борова печи. Так, для установки рекуператора имеется подземный дымовой канал сечением 696×1050 мм.

Исходные данные по расходу воздуха и дымовых газов, а также их температурам, принимали согласно расчету роликовой печи с воздушным охлаждением роликов. Это позволило достаточно корректно учесть снижение расхода топлива на печь за счет подогрева воздуха и исключить дополнительные итерации по расходам теплоносителей.

Расчет показал, что металлический рекуператор с площадью нагрева  $6,407 \text{ m}^2$ , из 18 петлевых труб размером  $57 \times 3,5 \text{ мм}$ , с коридорным расположением и шагом x1/d = x2/d = 2 обеспечивает подогрев необходимого количества воздуха до 172 °C.

Результаты расчета теплового баланса печи с водяным охлаждением роликов и подогревом воздуха в рекуператоре приведены в таблице 8.

Таблица 8 Тепловой баланс РП-5 после реконструкции (водяное охлаждение и подогрев воздуха в рекуператоре)

			T			
Приход теплоты			Расход теплоты			
Статья	кВт	%	Статья	кВт	%	
Химическая теплота топлива	1397,0	94,07	Теплота, усвоенная металлом	689,5	46,43	
Физическая теплота	88,0	5,93	Потери теплоты через кладку	121,6	8,19	
воздуха			Потери теплоты через окна	97,1	6,54	
			Потери теплоты с охлаждающей водой (в роликах)	121,3	8,17	
			Физическая теплота дымовых газов	455,5	30,67	
Итого	1485,0	100,00	Итого	1485,0	100,00	

### Анализ результатов

Рассмотрим подробно тепловые балансы печи по каждому варианту:

- базовый вариант (водоохлаждаемые ролики, печь работает без рекуператора для подогрева воздуха);
- первый вариант реконструкции (воздухоохлаждаемые ролики, подогретый воздух используется для сжигания топлива);
- второй вариант реконструкции (водоохлаждаемые ролики, печь работает с рекуператором для подогрева воздуха).

Для удобства оценки эффективности обоих вариантов реконструкции, результаты расчетов сведем в таблицу 9.

Таблица 9 Показатели тепловой работы РП-5

	Режим работы				
Показатель	базовый	реконструкция по варианту			
	оазовыи	первый	второй		
производительность, т/ч	5,965	5,965	5,965		
температура нагрева металла, °С	703	703	703		
температура дымовых газов, °С	718	718	718		
температура подогрева воздуха, °С	20	172	172		
коэффициент использования топлива	0,681	0,737	0,737		
коэффициент полезного действия	0,456	0,518	0,493		
расход топлива, м <sup>3</sup> /ч	150,83	132,92	139,47		
расход условного топлива, кг/т	31,128	27,432	28,784		
тепловые потери печи, МВт:					
-общие	0,34	0,292	0,34		
-через кладку	0,1216	0,1216	0,1216		
-через ролики	0,1213	0,0730	0,1213		
теплота подогретого воздуха, кВт/%	10,90/0,7	82,58/5,84	87,61/5,9		

Как следует из таблицы 9, оба варианта реконструкции печи обеспечивают повышение КИТ и экономию топлива.

В то же время, предпочтительным выглядит случай перевода роликов на воздушное охлаждение (первый вариант реконструкции). Данное мероприятие, помимо увеличения КИТ, дает заметное повышение КПД печи, что объясняется сокращением тепловых потерь через ролики. Связанное с этим повышение температуры внутренней поверхности вала ролика контролировалось при расчете и в данной ситуации не является чрезмерным. Благодаря этому, при воздушном

охлаждении роликов общий расход топлива снижается со 150,83 до 132,93 м<sup>3</sup>/ч и, соответственно, уменьшается удельный расход условного топлива с 31,128 до 27,432 кг у.т./т.

#### Выводы

В нынешних условиях для малой роликовой печи технически осуществимы оба варианта реконструкции: первый — перевод роликов с водяного охлаждения на воздушное при последующем использовании этого воздуха для сжигания топлива, второй — установка металлического рекуператора в печном борове для подогрева воздуха.

В обоих случаях воздух подогревается до 170 °C, что обеспечивает увеличение КИТ с 0,681 до 0,737. При этом по первому варианту обеспечивается снижение тепловых потерь через ролики с 0,1213 до 0,0729 МВт, что приводит к увеличению КПД печи с 0,456 до 0,518.

При установке рекуператора для подогрева воздуха (второй вариант) – тепловые потери остаются на прежнем уровне, и КПД увеличивается только за счет изменения соотношения абсолютных значений составляющих теплового баланса. Так, до реконструкции (в базовом варианте) КПД составляет 0,456, по первому варианту реконструкции – 0,518, по второму – 0,493. Удельный расход условного топлива уменьшается с 31,128 до 27,432 (11,87%) и 28,784 (7,53%) кг у.т./т соответственно.

Окончательный выбор того либо иного варианта возможен только при тщательном расчете материальных затрат на реализацию проекта, а также при учете стоимости используемых топливно-энергетических ресурсов.

# Список литературы

- 1. Сталинский Д. В. Энергосбережение и экологическое оздоровление предприятий горно-металлургического комплекса: проблемы и пути решения / Д. В. Сталинский, В. А. Ботштейн, В. Д. Мантула В.Д. // Металлургическая и горнорудная промышленность. 2002. № 6. С. 115—118.
- 2. Губинский В. И. Современные способы энергосбережения в нагревательных печах металлургии и машиностроения / В. И. Губинский, М. П. Ревун, Ю.Н. Радченко // Металлургическая теплотехника: сб. науч. трудов НМетАУ. Днепропетровск: НМетАУ, 2001. С. 191–196.
- 3. Пульпинський В.Б. Методичні вказівки до курсового та дипломного проектування «Перевірочний розрахунок термічних прохідних печей з роликовим подом» з дисципліни «Теплотехніка» для студентів спеціальностей: 6.090104, 7.090104, 7.090406, 7.090511 /

- В. Б. Пульпинський, Ю. Я. Абраменков, Л. П. Грес. Дніпропетровськ : НМетАУ, 2003. 24 с.
- 4. Справочник конструктора печей прокатного производства: справочник в 2-х т. / под ред. В. М. Тымчака. М.: Металлургия, 1970. . Т. 2. 1970. 992 с.
- 5. Расчеты нагревательных печей: учебное пособие для вузов / под ред. Н. Ю. Тайца. К.: Техника, 1969. 540 с.

Рукопись поступила 06.05.2010 г.

УДК 662.959

**Ревун М.П.** — д.т.н., проф., Запорожская государственная инженерная академия **Яковлева А.В.** — Запорожская государственная инженерная академия

# РАСЧЕТНАЯ ОЦЕНКА ТЕМПЕРАТУРЫ ПОВЕРХНОСТИ ОТРАЖАТЕЛЯ U-ОБРАЗНОГО «ТЕМНОГО» ТРУБНОГО ИЗЛУЧАТЕЛЯ

В статье проведена расчетная оценка температуры поверхности отражателя U- образного «темного» трубного излучателя, при симметричном расположении горелочной и уходящей ветвей излучающей трубы. Проведены численные расчеты для различных конструктивных размеров излучателя. Результаты расчетов показывают, что температура внутренней поверхности отражателя уменьшается с увеличением тепловых потерь. При изменении геометрических параметров (d=0.8...0.1, h=0.04...0.1, H=0.15...0.18, S=0.2...0.3) температура отражателя изменяется не более, чем на 5 %.

Ключевые слова: U-образный трубный излучатель; горелочная ветвь излучающей трубы; уходящая ветвь излучающей трубы; корпус отражателя; температура расчетной поверхности; лучистый теплообмен.

#### Введение

Лучистое отопление зданий и сооружений большого объема «темными» излучателями в последние годы успешно применяется в Украине и за рубежом [1]. При проектировании системы отопления возникает необходимость расчета тепловой энергии, излучаемой на поверхность пола помещения. Это возможно, если известны, наряду с другими параметрами, температуры поверхностей тел, участвующих в лучистом теплообмене.

#### Постановка задачи

Целью данной работы является определение расчетной температуры внутренней поверхности отражателя U-образного трубного излучателя, которая необходима для оценки мощности лучистого потока на поверхность пола помещения.

#### Решение поставленной задачи

Схема U-образного «темного» трубного излучателя изображена на рис. 1.

\_\_\_

<sup>©</sup> Ревун М.П., Яковлева А.В., 2010

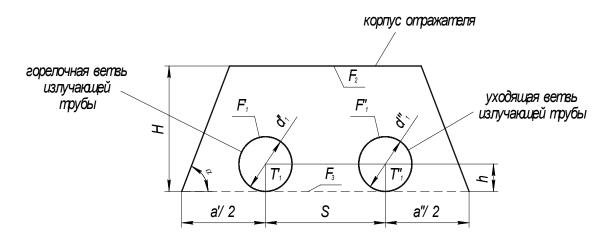


Рис. 1. Система поверхностей, участвующих в лучистом теплообмене

Обозначим:  $F_{1'}$  – площадь поверхности горелочной ветви излучающей трубы;  $F_{1''}$  – площадь поверхности уходящей ветви излучающей трубы;  $F_2$  – площадь внутренней поверхности отражателя;  $F_3$  – условная (расчетная) поверхность обогревателя;  $T_{1'}$  – температура поверхности горелочной ветви излучающей трубы;  $T_{1''}$  – температура поверхности уходящей ветви излучающей трубы;  $T_2$  – температура внутренней поверхности отражателя;  $T_3$  – температура условной поверхности.

Задача заключается в расчетной оценке температуры отражателя  $T_2$ . При решении поставленной задачи используем методику, приведенную в [2].

Для оценки температуры отражателя  $T_2$  примем следующие допущения.

Поверхности  $F_{1'}$ ,  $F_{1''}$ ,  $F_{2}$ ,  $F_{3}$  изотермические и неограниченно протяженные в направлении, перпендикулярном плоскости рисунка. Эти поверхности серые, их излучение диффузное и подчиняется закону Ламберта. Все они разделены лучепрозрачной средой.

Для любых двух поверхностей, участвующих в лучистом теплообмене можно определить мощность результирующего потока излучения Q, Вт, по известной зависимости [3]

$$Q_{ij} = C_{ij}^{\Pi P U B} \varphi_{ij} F_i (T_i^4 - T_j^4), \qquad (1)$$

где  $C_{ij}^{npu6}$  — приведенный коэффициент излучения системы двух поверхностей  $F_i$  и  $F_j$ ,  $Bt/(M^2 K)$ ;  $\phi_{ij}$  — угловой коэффициент излучения между поверхностями  $F_i$  и  $F_j$ ;  $F_i$  — величина площади излучающей поверхности,  $M^2$ ;  $F_j$  — величина площади воспринимающей поверхности,  $M^2$ ;  $M^2$ 

$$C_{ij}^{\Pi D \mu B} = \frac{C_0}{100^4 \left[ 1 + \phi_{ij} (\frac{1}{A_i} - 1) + \phi_{ji} (\frac{1}{A_j} - 1) \right]}.$$
 (2)

Численные значения  $\phi_{ij}$  и  $\phi_{ji}$  рассчитываются по известным формулам определения угловых коэффициентов системы двух поверхностей, участвующих в лучистом теплообмене [3].

На основании (1) и (2) можно записать следующие формулы для определения мощности потоков результирующего излучения в системе поверхностей  $F_{1'}$ ,  $F_{1''}$ ,  $F_{2}$ ,  $F_{3}$ :

$$Q_{1'2} = C_{1'2}^{\text{прив}} \varphi_{1'2} F_2 (T_{1'}^4 - T_2^4);$$
(3)

$$Q_{1"2} = C_{1"2}^{\text{прив}} \varphi_{1"2} F_2 (T_{1"}^{4} - T_2^{4}); \tag{4}$$

$$Q_{23} = C_{23}^{\Pi P \mu B} \varphi_{23} F_2 (T_2^4 - T_3^4). \tag{5}$$

Для дальнейшего анализа приняты известными температуры  $T_{1'}$  и  $T_{1''}$  горелочной и уходящей ветвей излучающей трубы и  $T_{3}$ , равной температуре реальной лучевоспринимающей поверхности пола помещения.

При определении температуры  $T_2$  учтем тепловые потери  $Q_2$  через стенки отражателя, имеющие место в реальных условиях:

$$(Q_{1'2} + Q_{1''2}) - Q_{23} = Q_2. (6)$$

Из уравнения (6) следует:

$$Q_{23} = (Q_{1'2} + Q_{1''2})(1 - K), \tag{7}$$

где  $K = \frac{Q_2}{Q_{1'2} + Q_{1''2}}$  — коэффициент, учитывающий потери теплоты

через стенки отражателя. Предельные значения K равны  $0 \div 1$ . Значение K = 0 соответствует случаю, когда  $Q_{1'2} + Q_{1''2} = Q_{23}$  (т.е. тепловые потери отсутствуют).

Решая уравнение (7), относительно  $T_2$ , с учетом (3), (4), (5) получаем расчетную температуру поверхности отражателя при отоплении помещений U-образными «темными» трубными отражателями

$$T_{2} = \sqrt[4]{\frac{C_{1'2}^{\ \ npub}\phi_{1'2}F_{1'}T_{1'}^{\ \ 4}(1-K) + C_{1''2}^{\ \ npub}\phi_{1''2}F_{1''}T_{1''}^{\ \ 4}(1-K) + C_{23}^{\ \ npub}\phi_{23}F_{2}T_{3}^{\ \ 4}}{C_{1'2}^{\ \ npub}\phi_{1'2}F_{1'}(1-K) + C_{1''2}^{\ \ npub}\phi_{1''2}F_{1''}(1-K) + C_{23}^{\ \ npub}\phi_{23}F_{2}}} \ . \tag{8}$$

Проведена расчетная оценка  $T_2$  при различных значениях коэффициента K, учитывающего тепловые потери через стенки отражате-

ля. Геометрические параметры излучателя по вариантам представлены в табл. 1.

Исходные данные для расчета

Таблица 1

№ варианта	Параметры излучателя						
	d <sup>´</sup> , м	d′′, м	Ѕ, м	Н, м	h, м	α	$\frac{a}{2}$ , M
1	0,1	0,1	0,3	0,18	0,05	60	0,15
2	0,08	0,08	0,3	0,18	0,04	60	0,15
3	0,1	0,1	0,3	0,15	0,05	60	0,15
4	0,1	0,1	0,2	0,18	0,05	60	0,15
5	0,1	0,1	0,3	0,18	0,1	60	0,15
6	0,1	0,1	0,3	0,18	0,05	60	0,15

В вариантах 1...5 приняты  $A_{1'}=A_{1''}=0.8$ ,  $A_2=0.1$ ,  $A_3=0.9$ ,  $T_{1'}=700$  K ,  $T_{1''}=500$  K ,  $T_3=290$  K . В варианте 6  $A_2=0.8$  . Остальные исходные данные те же.

Результаты расчетов температур отражателя представлены в табл. 2.

Из анализа результатов расчета следует, что температура внутренней поверхности отражателя уменьшается с увеличением тепловых потерь. При изменении геометрических параметров (d=0,8...0,1, h=0,04...0,1, H=0,15...0,18, S=0,2...0,3) температура отражателя изменяется не более, чем на 5 %.

Таблица 2 Расчетные температуры  $T_2$  внутренней поверхности отражателя, K

№ варианта	K = 0	K = 0.2	K = 0.4	K = 0.6	K = 0.8	K = 1
1	552,00	539,896	522,84	496,106	446,55	290,0
2	547,185	534,591	516,813	489,452	440,187	290,0
3	536,349	522,827	504,049	475,806	426,731	290,0
4	556,894	545,300	527,990	502,407	453,532	290,0
5	562,341	539,364	522,067	495,162	446,016	290,0
6	534,017	520,298	501,368	473,291	424,001	290,0

При K=1, когда вся теплота от поверхности отражателя уходит в окружающую среду, температура отражателя не изменяется и равна температуре расчетной поверхности  $T_3$ .

## Выводы

1. Получена зависимость, позволяющая оценивать температуру внутренней поверхности отражателя U-образного трубного излучателя при известных температурах горелочной и уходящей ветвей излучающей трубы.

- 2. Температура внутренней поверхности отражателя зависит, в основном, от величины тепловых потерь с его наружной поверхности (уменьшается с их увеличением).
- 3. Расчетное значение величины  $T_2$  позволит оценивать мощность лучистого потока от U-образного излучателя на поверхность пола помешения.

# Список литературы

- 1. Тютюнников А. И. О применении газовых инфракрасных излучателей для отопления производственных зданий / А. И. Тютюнников, В. Ю. Мосягин // Ассоциация инженеров по вентиляции, отоплению, кондиционированию. АВОК. − 2003. − № 3. − С. 13–18.
- 2. Алексеев Г. Ф. Оценка параметров системы обогрева зданий с «темными» линейными (трубными) излучателями / Г. Ф. Алексеев, Дрепин В. В., Яковлева И. Г. // Известия вузов. Строительство. 2002. № 1–2. С. 79–83.
- 3. Блох А. Г. Теплообмен излучением: справочник / А. Г. Блох, Ю. А. Журавлев, Л. Н. Рыжков. М. : Энергоатомиздат, 1991. 432 с.

Рукопись поступила 15.09.2010 г.

УДК 621.746: 669.18

**Романько Я.В.** – ассистент, Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ)

**Решетняк С.И.** – к.т.н., доц., НМетАУ

# ИССЛЕДОВАНИЕ СУШКИ ПРОМЕЖУТОЧНОГО КОВША С ПОМОЩЬЮ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ

Важным направлением повышения эффективности непрерывной разливки стали является увеличение числа плавок без замены промежуточного ковша. С этой целью в конструкции промежуточных ковшей применяют многослойные футеровки, состоящие из основного слоя, на который сверху наносят рабочий слой. При значительном повышении толщины такого слоя в процессе сушки может возникнуть опасность его взрывного скалывания под воздействием давления испаряющейся влаги. Для изучения этого явления при помощи разработанной ранее математической модели были проведены исследования влияния ряда факторов на максимальное внутреннее давление в порах рабочего слоя промежуточного ковша при его сушке.

Ключевые слова: непрерывная разливка; промежуточный ковш; футеровка; сушка; проницаемость; давление; взрывное скалывание; математическая модель.

# Состояние вопроса

Важным направлением повышения эффективности непрерывной разливки стали является увеличение числа разливаемых плавок непосредственно из одного промежуточного ковша [1]. С этой целью в конструкции промежуточных ковшей применяют многослойные футеровки, состоящие из основного (арматурного) слоя, на который сверху наносят рабочий (расходуемый) слой. В настоящее время распространение получила конструкция футеровки, в которой арматурный слой изготавливают из тиксотропных алюмосиликатных наливных масс с содержанием  $Al_2O_3$  от 40 до 95 %, а рабочий слой – из основных огнеупорных масс, содержащих более 85 % MgO [1, 2]. При этом рабочий слой должен удовлетворять ряду противоречивых требований. С одной стороны, он должен обладать высокой прочностью и не разрушаться под воздействием жидкого металла и шлака в течение длительного времени. С другой стороны, для уменьшения тепловых потерь рабочий слой должен иметь низкую теплопроводность, а также легко удаляться после окончания разливки. Поэтому на практике для получения расходуемой футеровки применяют различные ма-

\_

<sup>©</sup> Романько Я.В., Решетняк С.И., 2010

териалы: плотные и легковесные торкрет-смеси, сухие огнеупорные смеси, специальные плиты и другие [3]. Относительно простой и широко применяемой технологией является создание защитного слоя толщиной от 30 до 80 мм с помощью пульпового (мокрого) или полусухого торкретирования [4, 5].

В процессе разливки наибольшие разрушения футеровки промежуточного ковша имеют место в зоне падения струи из сталеразливочного ковша и области расположения шлака. Одним из способов защиты футеровки является соответствующее локальное увеличение толщины рабочего слоя, что позволяет повысить число плавок без замены промежуточного ковша [1]. В то же время, при сушке торкретслоя повышенной толщины могут возникнуть проблемы, аналогичные проблемам сушки основной футеровки, когда испаряющаяся в порах бетона влага не успевает удаляться через свободную поверхность. Это вызовет повышение давления внутри бетона, что может привести к его растрескиванию и уменьшению срока службы, а также может возникнуть «вспучивание» рабочего слоя и отделение его от основного арматурного слоя [6].

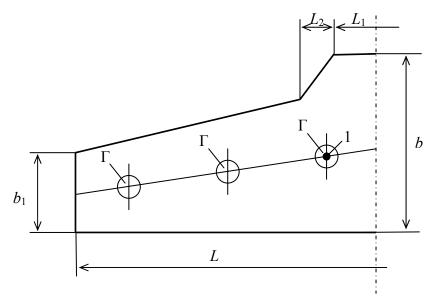
**Целью** настоящей работы является исследование влияния толщины рабочего слоя с различными свойствами на максимальное давление испаряющейся влаги внутри бетона в процессе его сушки. Для этого используется математическая модель, рассмотренная в работах [7, 8].

# Результаты моделирования

В качестве объекта моделирования был выбран семиручьевой промежуточный ковш (рис. 1), имеющий следующие 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, а толщина арматурного слоя из монолитного алюмосиликатного бетона равна 0.15 м. Подробнее характеристики промежуточного ковша рассмотрены в [7].

При помощи математической модели было проведено исследование влияния различных факторов на максимальное давление при сушке семиручьевого промковша после нанесения рабочего слоя. Как было показано в [7], наибольшие скорости подъема температуры и, соответственно, наиболее высокие давления внутри бетона наблюдаются в участках футеровки, расположенных под горелочными устройствами. Поэтому результаты моделирования приводятся для наиболее показательной точки 1, расположенной на днище промежуточного ковша непосредственно под горелкой (рис. 1).

Для каждого расчетного случая начальная степень влагонасыщения рабочего слоя принималась равной 90 %; перед началом сушки основной и рабочий слой имели температуру 20 °C.



Г – горелки, 1 – точка контроля давления

Рис. 1. Схема (план) семиручьевого промежуточного ковша

На рис. 2 показана зависимость максимального давления от проницаемости торкрет-слоя из низкоцементного бетона при режиме с постоянной скоростью разогрева  $C_{\rm H} = 40~^{\rm o}{\rm C/vac}$ . Она имеет нелинейный характер, особенно на участке, когда проницаемость не превышает  $4\times10^{-13}$  м/с. Из представленных результатов следует, что увеличение толщины торкрет-слоя приводит к существенному росту максимального давления водяного пара, а значит, и растягивающих напряжений внутри материала.

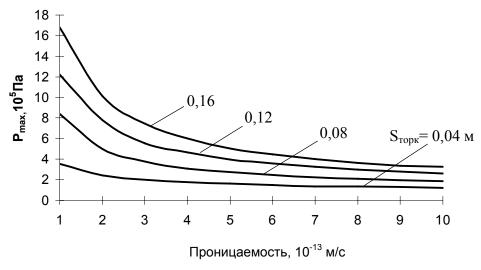


Рис. 2. Изменение максимального давления при сушке торкрет-слоя в зависимости от проницаемости. Скорость разогрева 40 °С/час, низкоцементный бетон

На рис. 3 приведены результаты аналогичных расчетов, но при скорости разогрева  $C_{\rm H} = 20~^{\rm o}{\rm C}/{\rm vac}$ . Полученные зависимости также имеют нелинейный характер, однако общий уровень максимальных давлений на  $25-30~^{\rm o}{\rm c}$  ниже, чем при  $C_{\rm H} = 40~^{\rm o}{\rm c}$  с/час.

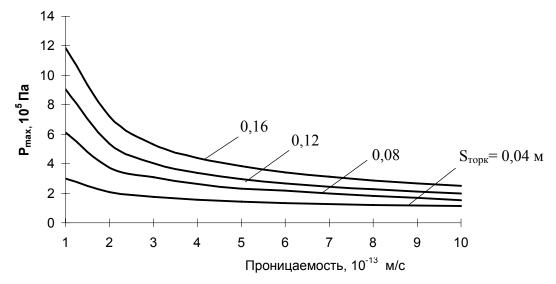


Рис. 3. Изменение максимального давления при сушке торкрет-слоя в зависимости от проницаемости. Скорость разогрева 20 °С/час, низкоцементный бетон

Повышение содержания цемента в торкрет-смеси приводит к увеличению содержания воды и, соответственно, росту максимального давления водяного пара при всех проницаемостях и толщинах слоя. Результаты для среднецементного бетона при скорости разогрева  $C_{\rm H} = 40~{\rm ^oC/чаc}$  представлены на рис. 4.

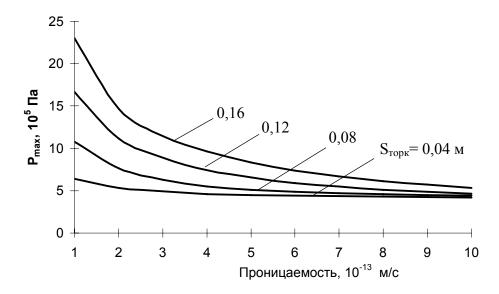


Рис. 4. Изменение максимального давления при сушке торкрет-слоя в зависимости от проницаемости. Скорость разогрева 40  $^{\circ}$ С/час, среднецементный бетон

На рис. 5 представлена зависимость максимального давления от скорости разогрева при сушке рабочего слоя толщиной 80 мм. На графике представлены зависимости для торкрет-массы с проницаемостями от  $1\times10^{-12}$  м/с до  $1\times10^{-13}$  м/с. Из него видно, что сушка при постоянной скорости разогрева поверхности способствует возникновению высоких давлений водяного пара внутри слоя, особенно при малых проницаемостях.

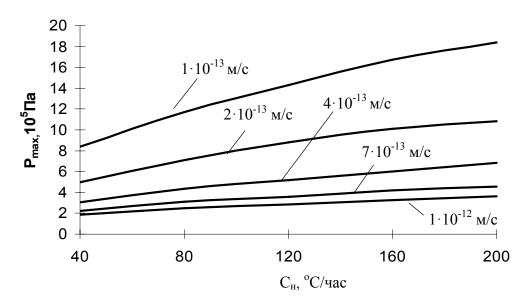


Рис. 5. Изменение максимального давления при сушке торкрет слоя толщиной 80 мм в зависимости от скорости разогрева. Низкопементный бетон

Для количественной оценки опасности растрескивания и скалывания рабочего слоя в процессе его сушки необходимо сравнить расчетные давления с пределом прочности материала при растяжении. Например, представленные в [5] периклазовые торкрет-массы при 800 °C имели пористость от 35 до 27,5 % и предел прочности при сжатии от 3,5 до 6,7 МПа. Учитывая, что соотношение между пределами прочности бетона на сжатие и растяжение может меняться в широких пределах [9], ориентировочно значение предела прочности этих материалов при растяжении можно принять на порядок меньшим. Сопоставление этого диапазона с приведенными выше данными показывает, что для масс с проницаемостью выше 10<sup>-12</sup> м/с (средняя и низкая проницаемость) практически во всех рассчитанных случаях максимальное давление в порах рабочего слоя в процессе сушки не превышает предел его прочности. В то же время имеющиеся данные [5] о пористости рассматриваемой торкрет-массы не позволяют однозначно оценить величину проницаемости материала. Поэтому в характеристики разрабатываемых торкрет-масс кроме обычных показателей (плотность, пористость, теплопроводность, предел прочности) целесообразно также включать значение проницаемости. При отсутствии таких данных безопасную сушку рабочего слоя повышенной толщины придется осуществлять по более продолжительным режимам с меньшей скоростью разогрева.

#### Выводы

В результате моделирования сушки семиручьевого промежуточного ковша после нанесения торкрет-слоя получены зависимости влияния толщины рабочего слоя, его проницаемости и скорости нагрева на максимальное давление пара, возникающее в порах бетона. Для рассмотренных периклазовых торкрет-масс с проницаемостью более  $10^{-12}$  м/с максимальное давление в порах рабочего слоя в процессе сушки не превышает предел его прочности. При уменьшении же проницаемости до  $10^{-13}$  м/с максимальное давление в несколько раз возрастает и возникает возможность взрывного скалывания.

Увеличение скорости разогрева рабочего слоя приводит к возрастанию максимального давления в порах бетона, но при этом также существенно влияние проницаемости материала. Так, при изменении скорости разогрева слоя толщиной 80 мм от 40 до  $200\,^{\circ}$ С/час максимальное давление для материала с проницаемостью  $10^{-12}$  м/с возрастает примерно в 1,5 раза, тогда как для материала с проницаемостью  $10^{-13}$  м/с – примерно в 6 раз.

Таким образом, наиболее существенное влияние на величину максимального давления оказывает проницаемость материала рабочего слоя. Поэтому для возможности выбора режима безопасной сушки рабочего слоя повышенной толщины в характеристики разрабатываемых торкрет-масс, кроме обычных показателей (плотность, пористость, теплопроводность, предел прочности), целесообразно также включать значение проницаемости материала.

# Список литературы

- 1. Смирнов А. Н. Повышение эксплуатационного ресурса металлоприемника и футеровки промежуточного ковша шестиручьевой сортовой МНЛЗ / Смирнов А. Н., Подкорытов А. Л., Климов В. Г., Соловых С. Г., Кравченко А. В., Коваленко А.Г. // Сталь. 2009. N = 9. С. 23—27.
- 2. Сенников С. Г. Материалы и оборудование для футеровки промежуточных ковшей МНЛЗ / Сенников С. Г., Фокин С. Н., Мальков М. А., Шестаков А. В. // Огнеупоры и техническая керамика. 2000. № 7. С. 43—49.

- 3. Johnson H. B. A Comparison of Disposable Magnesitic Tundish Lining Systems / Johnson H. B. and Saylor K. J. // Proc. 73<sup>rd</sup> ISS Steelmaking Conference, Detroit, Mi, March 23–25, 1990.
- 4. Смирнов А. Н. Процессы непрерывной разливки / Смирнов А. Н., Пилюшенко В. Л., Минаев А. А. Донецк: ДНТУ, 2002. 536 с.
- 5. Аксельрод Л. М. Массы основного состава расходуемая футеровка промежуточных ковшей МНЛЗ / Аксельрод Л. М., Егоров И. В., Горячева З. Е. // Огнеупоры и техническая керамика. 1996. N = 4. С. 28—30.
- 6. Patent USA № 5073525. Lightweight tundish refractory composition. Publ. 17.12.1991.
- 7. Романько Я. В. Модель тепловой подготовки промежуточного ковша / Романько Я. В., Решетняк С. И. // Металлургическая теплотехника: сб. научных трудов НМетАУ. Днепропетровск, 2007. С. 237–245.
- 8. Романько Я. В. Исследование сушки наливной футеровки промежуточного ковша / Романько Я. В., Решетняк С. И. // Металлургическая теплотехника: сб. научных трудов НМетАУ. Днепропетровск, 2008. С. 246—254.
- 9. Невиль А. М. Свойства бетона / Невиль А. М. // М. : Стройиздат, 1972. 344 с.

Рукопись поступила 10.09.2010 г.

УДК 621.577

Yсенко A.Ю. — к.т.н., доц., Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ)

**Усенко Ю.И.** – к.т.н., доц., НМетАУ

**Адаменко Д.С.** – к.т.н., доц., НМетАУ

**Бикмаев С.Р.** – студент, НМетАУ

# АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛОВОГО НАСОСА ДЛЯ СНАБЖЕНИЯ ТЕПЛОМ БЫТОВЫХ ПОТРЕБИТЕЛЕЙ

В статье представлены результаты исследования эффективности работы тепловых насосов. Определена экономическая и экологическая целесообразность использования этих агрегатов в условиях Украины. Установлены зависимости влияния температур источника теплоты и нагреваемого теплоносителя на коэффициент трансформации. Показано, что применение тепловых насосов позволяет существенно сократить выбросы парниковых газов в атмосферу.

Ключевые слова: тепловой насос; коэффициент преобразования энергии; парниковые газы, хладагент.

#### Ввеление

Непрерывный рост потребностей современного общества в энергии приводит к увеличению потребления ископаемых топливно-энергетических ресурсов и, соответственно, к увеличению выброса в атмосферу продуктов сгорания, в том числе, парниковых газов, повышение концентрации которых в атмосфере является одной из вероятных причин необратимого изменения климата.

Основные способы экономии традиционных видов топлива и снижения объема выбросов парниковых газов — замена ископаемого топлива на возобновляемые источники энергии (ВИЭ), в том числе, использование теплонасосных установок (ТНУ).

Наиболее эффективными путями экономии топливноэнергетических ресурсов является использование экологически чистых нетрадиционных возобновляемых источников энергии, и, в первую очередь, солнечной энергии, аккумулированной в грунте, водоемах и воздухе [1-3]. Однако периодичность действия и низкий температурный потенциал этих источников не позволяют использовать их энергию непосредственно, без преобразования. В качестве преобразователей тепловой энергии, от низко потенциальных источников

<sup>©</sup> Усенко А.Ю., Усенко Ю.И., Адаменко Д.С., Бикмаев С.Р., 2010

энергии в высокопотенциальную тепловую энергию, используются теплонасосные установки.

В настоящей статье представлены исследования эффективности применения тепловых насосов для нужд теплоснабжения в условиях Украины.

## Постановка задачи

Целью данной работы явилось определение экономического и экологического эффектов применения ТНУ для нужд теплоснабжения при существующем технологическом уровне производств и способов преобразования энергии.

На экономические и экологические показатели работы ТНУ влияют:

- коэффициент преобразования энергии μ, представляющий собой отношение теплоты, отдаваемой нагреваемому теплоносителю, к затраченной энергии на привод компрессора;
  - тип хладагента;
  - соотношение цен на энергоносители;
  - снижение выбросов парниковых газов в атмосферу.

Ниже представлены результаты исследования влияния этих факторов на эффективность THУ

# Определение коэффициентов преобразования энергии

На практике величина коэффициента преобразования, в основном, зависит от разности температуры источника и потребителя, степени обратимости цикла, термодинамических свойств рабочего тела и других факторов.

Зависимости коэффициентов преобразования µ теплового насоса от температуры низкопотенциального источника теплоты и температуры нагреваемого теплоносителя приведены на рис. 1. Во всех расчетах использовались P-I диаграммы аммиака (R717).

На рис. 1 видно, что, например, при температуре источника теплоты  $+10\,^{\circ}$ С и температуре нагрева теплоносителя  $+60\,^{\circ}$ С, коэффициент преобразования теплонасосной установки достигает величины 2.53.

С увеличением температуры источника низкопотенциального тепла или с уменьшением температуры, необходимой потребителю, коэффициент преобразования возрастает и может достигнуть величины  $\mu \geq 5$ .

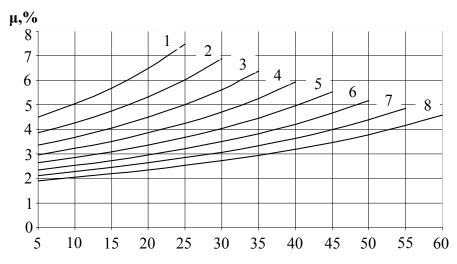


Рис. 1. Зависимость коэффициента преобразования энергии  $\mu$  от температуры низкопотенциального источника теплоты  $\mathbf{t}_{\text{ист}}$  и температуры теплоносителя  $\mathbf{t}_{\text{тн}}$ , нагретого в тепловом насосе. Температура теплоносителя после теплового насоса: 1) 35 °C; 2) 40 °C; 3) 45 °C; 4) 50 °C; 5) 55 °C; 6) 60 °C; 7) 65; 8)70 °C.

 $t_{\text{ист.}}, {}^{\circ}C$ 

В качестве низкопотенциальных источников теплоты могут использоваться:

- а) вторичные энергетические ресурсы промышленного производства:
  - теплота вентиляционных выбросов;
  - теплота канализационных стоков;
  - -теплота сбросных отходов процессов;
  - б) возобновляемые источники энергии:
    - теплота окружающего воздуха;
    - теплота грунтовых вод;
    - теплота водоемов и природных водных потоков;
    - теплота солнечной энергии;
    - теплота поверхностных слоев грунта.

### Выбор хладагента для теплового насоса

Выбор хладагента также имеет большое значение в работе теплового насоса. Поэтому хладагент не должен быть легковоспламеняемым, оказывать разрушающее влияние на окружающую среду, быть токсичным. При этом он должен иметь рабочее давление, близкое к атмосферному и высокую удельную теплоту парообразования, иметь совместимость с материалами, из которых изготавливается холодильная машина, а также иметь низкую себестоимость [2].

В таблице 1 представлены зависимости коэффициентов преобразования  $\mu$  теплового насоса от наиболее распространенных хладагентов при прочих равных условиях ( $t_{\text{ИСТ}} = 10 \, ^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{\text{TH}} = 60 \, ^{\circ}\text{C}$ ).

Таблица 1 Влияние хладагента на коэффициент µ

Хладагент	Химическая формула	μ	Название
R410A	R32/125 (50/50)	1,97	Хлорофторокарбонат
R22	CHClF <sub>2</sub>	2,37	Хлордифторметан
R134a	CH <sub>2</sub> FCF <sub>3</sub>	2,39	Тетрафторэтан
R12	CCl <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	2,48	Дифтордихлорметан
R600a	CH(CH <sub>3</sub> ) <sub>3</sub>	2,52	Изобутан
R717	NH <sub>3</sub>	2,53	Аммиак
R11	CCl <sub>3</sub> F	2,80	Трихлорфторметан

Исходя из результатов расчета, приведенных в таблице 1, видно, что применение некоторых хладагентов существенно повышает коэффициент преобразования теплоты. Например, при сравнении двух тепловых насосов, использующих в качестве рабочего тела R717 и R410A, соответственно, коэффициент преобразования первого будет выше на 0,56 (на 28,6 %). Поэтому при выборе хладагента необходимо учитывать его термодинамические и теплофизические характеристики. Это позволит достичь максимальной эффективности работы теплового насоса.

# Определение экономической эффективности использования теплонасосных установок

На рисунке 2 приведена зависимость энергетической составляющей стоимости выработанной теплоты от коэффициента преобразования и тарифов на электрическую энергию. Так же, для сравнения, на рисунке 2 указана топливная составляющая стоимости 1 Гкал тепловой энергии при стоимости природного газа 2 500 грн/тыс. м<sup>3</sup> и КПД котла 80 %.

Исходя из полученных результатов (рис. 2), область, расположенная ниже горизонтали ПГ, является на данном этапе экономически целесообразной с точки зрения затрат на энергоносители. Например, электрической средней стоимости энергии уровне при на 0,75 грн/кВт∙ч среднегодовом коэффициенте преобразования  $\mu = 2,5$  стоимость выработанной теплоты будет меньше, в среднем, на 12 % относительно газового котла. В связи с этим, действующие в настоящее время тарифы на тепловую энергию, заставляют все чаще задумываться над альтернативными способами теплоснабжения, а теплонасосные системы представляются одними из наиболее эффективных средств решения этой проблемы.

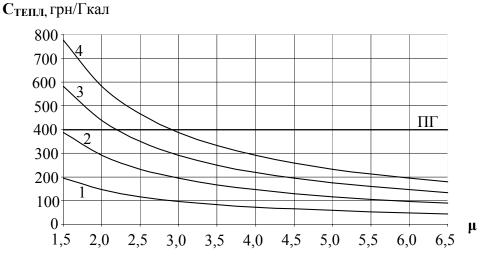


Рис. 2. Зависимость энергетической составляющей в себестоимости 1 Гкал выработанной тепловой энергии  $C_{\text{ТЕПЛ}}$  при различных условиях ее производства от коэффициента преобразования  $\mu$ .

1-4 — производство тепловой энергии с помощью теплового насоса при стоимости электроэнергии: 1-0.25 грн / кВт·ч; 2-0.5грн / кВт·ч; 3-0.75 грн / кВт·ч; 4-1 грн / кВт·ч. ПГ — производство тепловой энергии с использованием природного газа (ПГ) в энергетических котлах при КПД котельной 80% и стоимости ПГ 2500 грн/1000 м $^3$ 

# Определение экологической эффективности использования теплонасосных установок

Эффективность тепловых насосов в последние годы значительно возросла вследствие изменений, внесенных в конструкцию компрессоров, теплообменников и микропроцессорных систем управления. Применение двухступенчатого сжатия и впрыска в компрессор жидкого фреона позволяют существенно увеличить диапазон давлений испарения и конденсации, что, в свою очередь, позволяет снизить температуру испарения и повысить конечную температуру теплоносителя. В результате, воздействие таких систем на окружающую среду существенно снижается. Сегодня они считаются более «чистыми» в экологическом плане, нежели самые современные высокоэффективные газовые котлы. Проведенные исследования помогают провести сравнительный анализ воздействия на среду тепловых насосов и газовых котлов по годовым эксплуатационным показателям сгорания и объемам выбросов СО<sub>2</sub> в атмосферу (рис. 3).

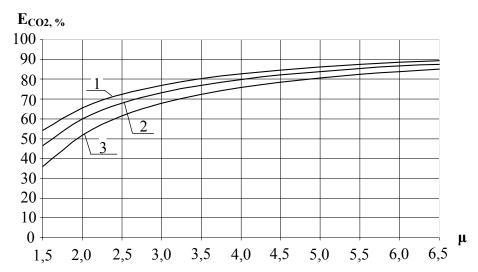


Рис. 3. Снижение выбросов парниковых газов  $\mathbf{E}_{\mathbf{CO2}}$  в зависимости от коэффициента преобразования энергии  $\boldsymbol{\mu}$  и коэффициента использования единичной мощности теплонасосной установки  $\mathbf{K}_{\mathbf{n}}$ :  $1-\mathrm{K}_{\mathbf{n}}=60$  %;  $2-\mathrm{K}_{\mathbf{n}}=80$  %;  $3-\mathrm{K}_{\mathbf{n}}=100$  %

Средний показатель выбросов  $CO_2$  при производстве электрической энергии в Украине составляет 512,95 г $CO_2$ -экв/кг у.т. [4] При расходе 0,420 кг у.т./кBт·ч, количество выбросов равно 215,5 г $CO_2$ -экв/кBт·ч. Выбросы  $CO_2$  при сжигании природного газа — 221 г $CO_2$ -экв/кBт тепловой энергии [4, 5].

Для примера: тепловой насос с коэффициентом сезонной производительности — 2,5 по сравнению с котлом, имеющим коэффициент годовой производительности на уровне  $80\,\%$ , выбрасывает в атмосферу  $CO_2$  на  $68\,\%$  меньше, чем газовый котел той же мощности за аналогичный временной отрезок.

Снижение выбросов и экономия топлива не единственные достоинства тепловых насосов. Их использование приводит также к снижению и других вредных соединений: SOx, NOx, твердых частиц, фтористых соединений. Поэтому применение теплонасосной техники представляет собой не очередную модернизацию традиционных энергоисточников, а внедрение принципиально нового, прогрессивного, высокоэффективного и экологически чистого способа преобразования энергии, позволяющего не только уменьшить затраты органического топлива при получении теплоты, но и существенно снизить загрязнение окружающей среды.

#### Выводы

Одним из важных преимуществ тепловых насосов является возможность использования низкопотенциальных возобновляемых источников энергии, а также вторичных энергетических ресурсов промышленных предприятий. Это значительно расширяет ресурсную базу теплоснабжения, делает ее менее зависимой от поставок дорогих топливных ресурсов.

Анализ представленных материалов показал, что эффективность работы тепловых насосов определяется рядом факторов: температурным режимом работы (коэффициентом преобразования µ), видом хладагента, стоимостью электрической энергии, затрачиваемой на привод компрессора и ценой природного газа, используемого для работы альтернативного источника теплоснабжения (энергетического котла).

Результаты исследования показали, что при существующем уровне цен на природный газ (2 500 грн/тыс. м³) и электрическую энергию (0,75 грн/кВт·ч) работа ТНУ целесообразна, с точки зрения затрат энергоносителя, при коэффициенте преобразования  $\mu \ge 2,5$ .

Производство тепловой энергии с использованием ТНУ, по сравнению с выработкой тепловой энергии в котлах, обеспечивает снижение выбросов парниковых газов на  $35 \div 90$  %.

Несмотря на очевидные преимущества, недостатками тепловых насосов является высокая стоимость оборудования и большой срок окупаемости затрат (от 3 до 5 лет). Поэтому актуальной является задача выбора режимных и конструктивных параметров работы ТНУ, обеспечивающих экономическую эффективность и инвестиционную привлекательность в условиях Украины. К основным направлениям исследований в данной области можно отнести изучение работы комплекса тепловой насос - возобновляемый источник энергии, возможных схем использования низкопотенциальных ВЭР при одновременной выработке тепловой и электрической энергии.

# Список литературы

- 1. Боровков В. М. Энергосберегающие теплонасосные системы теплоснабжения / В. М Боровков., А. А. Аль Алавин // Изв. Вузов. Проблемы энергетики. 2007. № 1-2.
- 2. Николаев Ю. Е., Новиков Д. В., Федоров Р. В. Определение эффективных областей использования теплонасосных установок в системах теплоснабжения / Ю. Е. Николаев, Д. В. Новиков, Р. В. Федоров // Проблемы совершенствования топливно-энергетического комплекса: сб. науч. тр. Вып. 4. Саратов: Изд-во Саратов. ун-та, 2006.

- 3. Горшков В. Г. Тепловые насосы / В. Г. Горшков // Аналитический обзор (Применение тепловых насосов в России). Справочник пром. Оборудования.  $-2005. \mathbb{N} \cdot 4$  (7).
- 4. Усенко А. Ю. Совершенствование процесса окислительного пиролиза биомассы с целью снижения эмиссии парниковых газов / А. Ю. Усенко // Автореф. дисс. на соискание науч. степ. канд. техн. наук: спец. 05.14.06 «Техническая теплофизика и промышленная теплоэнергетика. Днепропетровск, 2006. 19 с.
- 5. Пат. 2139478 Российская Федерация, МПК<sup>6</sup> F 25 B 29/00, 30/00. Теплонасосная установка / Усенко Ю. И., Усенко А. Ю.; заявитель и патентообладатель Усенко Ю. И., Усенко А. Ю.; заявл. 14.04.98; опубл. 10.10.99, Бюл. № 28.

Рукопись поступила 06.10.2010 г.

УДК 662.764

**Шарабура Т.А.** – аспирант, Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ)

**Пинчук В.А.** – к.т.н., доц., НМетАУ

**Шевченко Г.Л.** – канд. техн. наук, доц., НМетАУ

# ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ПОДОГРЕВА ВОДОУГОЛЬНОГО ТОПЛИВА НА ЕГО СВОЙСТВА И СОСТАВ

Приведены результаты технического анализа исследуемого водоугольного топлива, полученного из газового угля украинского месторождения. Проведены экспериментальные и теоретические исследования подогрева водоугольного топлива и показана динамика выхода парогазовых компонентов топлива в зависимости от температуры и давления. Представлена зависимость влияния температуры на состав водоугольного топлива. Проведены расчетно-теоретические исследования зависимости содержания горючих компонентов в генераторном газе при воздушной и кислородной газификации от температуры предварительного подогрева водоугольного топлива.

Ключевые слова: водоугольное топливо; влажность; подогрев; газификация.

#### Введение

Водоугольное топливо (ВУТ) является одним из эффективных заменителей угля, дорогих жидких топлив и природного газа. Получение водоугольного топлива из обводненной угольной мелочи, мокрых шламов и отходов обогатительных предприятий, не используемых в настоящее время, и применение его в энергетике может дать значительный экономический эффект.

Для использования в качестве топлива ВУТ должно обладать рядом специфических свойств, в том числе высокой текучестью (низкой вязкостью), устойчивостью к расслоению и высокой концентрацией твердой фазы. Повышение концентрации угля в топливе возможно только до определенного предела, выше которого получить однородную систему с низким уровнем вязкости невозможно.

#### Постановка задачи и методика исследований

Как установлено в [1], начиная с определенной влажности  $(W_p \le 40 \div 50 \%)$  в зависимости от марки угля и его дисперсности, водоугольное топливо становится весьма устойчивой системой, что де-

<sup>©</sup> Шарабура Т.А., Пинчук В.А., Шевченко Г.Л., 2010

лает возможным его длительное хранение в обычных хранилищах, аналогичных нефтяным цистернам и хранилищам жидкого топлива. Стабильность и транспортируемость по трубам зависят от влажности и крупности частиц водоугольного топлива [2]. Чем выше влажность топлива, тем ниже его устойчивость и тем быстрее наступает его расслоение. Чем крупнее частицы угля в топливе, тем меньше значение влажности, при которой начинается интенсивное расслоение. Однако водоугольное топливо с малой влажностью характеризуется весьма большой вязкостью, что приводит к очень большим затратам энергии при его транспортировании по трубам к топочным устройствам и создает значительные эксплуатационные трудности.

Влага, присутствующая в топливе, вступает во взаимодействие с углеродом в качестве промежуточного окислителя, и интенсифицирует процесс горения. При этом необходимо учитывать, что увеличение количества воды в топливе приводит к росту потерь теплоты на испарение и с уходящими газами (увеличение влажности водоугольного топлива на 5 % приводит к снижению температуры процесса на 50 – 60 °C). Одним из управляющих параметров для достижения требуемого температурного уровня процессов термической переработки является предварительный подогрев водоугольного топлива.

В процессе использования температура водоугольного топлива может меняться, что приведет к изменению его свойств. К примеру, при увеличении температуры происходит снижение вязкости водоугольнго топлива (при увеличении температуры топлива на 10° С вязкость снижается на 1,5-2 %) [3]. Кроме того, при предварительном подогреве водоугольного топлива происходит деструкция органического вещества топлива с образованием промежуточных горючих соединений, что благоприятно отразится на последующем процессе термической переработки.

Исследованию подвергалось водоугольное топливо, полученное из газового угля украинского месторождения. Проведен технический анализ проб исследуемого водоугольного топлива в соответствии с ГОСТ 27314-91, ГОСТ 6381-91, ГОСТ 11022-95, результаты которого представлены в таблице 1.

Проведены исследования влияния температуры подогрева водоугольного топлива на динамику газообразования. Предварительно взвешенные пробы водоугольного топлива (массой 1 г) нагревались в муфельной печи типа СНОЛ — 1,6.2,5.1/11 при различных температурах. Температура в печи контролировалась с помощью универсального измерительного прибора с контактной термопарой ОКСИ 5М. После нагрева до заданной температуры тигель с пробой топлива охлаждали, взвешивали и определяли убыль веса пробы топлива, таким образом, устанавливался вес газовой фазы водоугольного топлива, которая образуется при его подогреве. На рис. 1 представлена зависимость выхода парогазовых компонентов от температуры водоугольного топлива.

Таблица 1 Характеристика исследуемого водоугольного топлива

	Обозна-	Размер-	Значение
Параметр	чение	ность	
	$C_{b}$		40,6
Элементный состав	$H^p$		2,7
топлива	$N^p$	%	0,7
	$S^p$		1,3
	$O_b$		4,9
Влажность	$W^p$	%	38,5
Зольность	$A^{c}$	%	18,4
Содержание летучих	$V^{\scriptscriptstyle \Gamma}$	%	37
Теплота сгорания	$Q_{\scriptscriptstyle \mathrm{H}}^{\;\;p}$	кДж/кг	15141
Температура вос-			
пламенения	$t_{\tiny BOC\Pi}$	°C	420

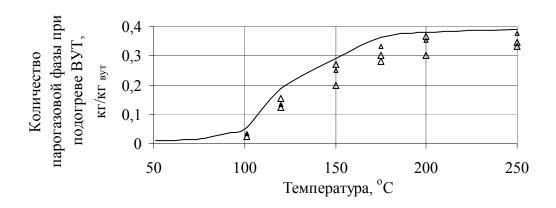


Рис. 1. Влияние температуры водоугольного топлива на образование парогазовой фазы

Данные теоретических (сплошная линия) исследований, полученных с помощью программного комплекса для термодинамического расчета равновесного состава и свойств многокомпонентных гетерогенных систем [4, 5], и экспериментальных исследований показывают, что при нагреве топлива свыше  $100\,^{\circ}$ С интенсивно образуется парогазовая фаза, количество которой равномерно возрастает. Расхождение полученных экспериментальных данных с теоретическими составляет не более чем  $10-12\,\%$ .

### Анализ полученных результатов

Результаты анализа состава подогретого водоугольного топлива и парогазовой смеси представлены на рис. 2.

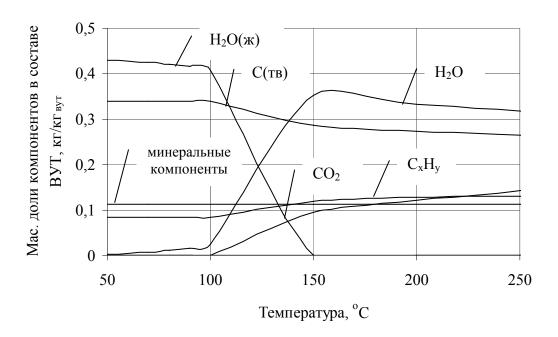


Рис. 2. Состав водоугольного топлива и парогазовой смеси при различных температурах

Полученные данные показывают, что уже при нагреве до 50 °C начинается выделение парогазовой фазы топлива. Это объясняется тем, что химическое взаимодействие воды с углеродом начинается уже при температурах  $30-40\,^{\circ}\text{C}$  [6]. С повышением температуры скорость реагирования углерода с водой (с водяным паром) значительно возрастает. Взаимодействие это протекает через адсорбцию пара на угольной поверхности с образованием сложного комплекса, который затем разлагается с выделением в газовую фазу  $H_2$ , CO,  $C_xH_y$  [7].

Высокое содержание углеводородных соединений в парогазовой фазе может быть объяснено процессами, происходящими при производстве водоугольного топлива. Механическая обработка углей, которая является одной из стадий приготовления водоугольного топлива, происходит с выделением летучих и растворимых низкомолекулярных продуктов, являющихся продуктами механохимических превращений органических веществ углей. Достаточно высокий выход углеводородных газов, в состав которых входит метан, происходит при измельчении угля в воде и водных растворах, т.е. в тех случаях, когда свободный водород имеется в избытке. Выделение СО<sub>2</sub> после механической обработки углей объясняется процессами декарбоксилирова-

ния, появление углеводородных газов – глубокими деструктивными процессами органического вещества угля с немедленным заполнением некомпенсированных связей выделяющимся водородом [8].

Интенсивное испарение жидкости происходит в диапазоне температур от 100 до 150 °C. При температурах выше 150 °C топливо состоит из твердой фазы, которая включает углерод и минеральные компоненты, и парогазовой фазы, состоящей из  $H_2O$ ,  $CO_2$ ,  $C_xH_y$  и в небольших количествах присутствует  $H_2$  и CO.

На рисунке 3 представлен график расчетной зависимости влияния температуры на удельный объем топлива, нагреваемого при разных давлениях.

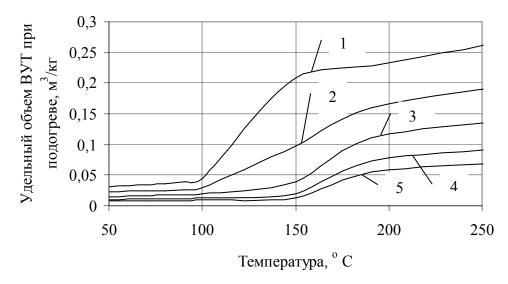


Рис. 3. Зависимость влияния температуры на удельный объем водоугольного топлива при различных давлениях: 1-5 атм; 2-7 атм; 3-10 атм; 4-15 атм; 6-20 атм

Полученные результаты показывают, что удельный объем нагретого топлива увеличивается (при этом плотность в среднем составляет  $8-65~{\rm kr/m}^3$ ) и, следовательно, это необходимо учитывать при проектировании и выборе оборудования для эксплуатации и транспортировки такого топлива.

При подогреве водоугольного топлива формируется газовая фаза, содержащая компоненты, которые будут способствовать повышению эффективности последующей термической переработки топлива. Для исследования влияния температуры подогрева водоугольного топлива на процесс его газификации проведены расчетно-теоретические исследования. На рис. 4 представлена зависимость содержания восстановительных компонентов в генераторном газе при воздушной газификации от температуры подогрева топлива.

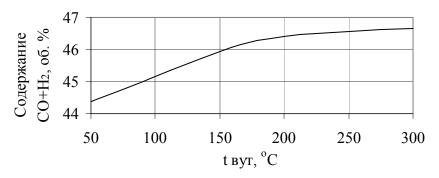


Рис. 4. Зависимость содержания восстановительных компонентов в генераторном газе от температуры подогрева водоугольного топлива при воздушной газификации

Зависимость содержания восстановительных компонентов в генераторном газе от температуры подогрева водоугольного топлива при кислородной газификации имеет аналогичный характер. Как видно из полученных результатов, с увеличением температуры топлива содержание восстановительных компонентов возрастает. Однако при температурах выше 200 °C эффект от подогрева топлива снижается. Например, при подогреве топлива до 200 °C выход восстановительных компонентов увеличивается на 2 %, а при подогреве на следующие 50 °C – на 0,2 %. Кроме того, в процессе исследований установлено, что при предварительном подогреве волоугольного топлива снижается количество окислителя, необходимого для его газификации.

#### Выводы

- 1. Одним из управляющих параметров для достижения требуемых свойств водоугольного топлива и необходимого температурного уровня процесса термической переработки, является предварительный подогрев водоугольного топлива. Кроме того, при предварительном подогреве водоугольного топлива происходит деструкция органического вещества топлива с образованием промежуточных горючих соединений, что благоприятно влияет на последующие процессы термической переработки.
- 2. Экспериментальные и теоретические исследования влияния подогрева водоугольного топлива на динамику газообразования показали, что выход парогазовой фазы топлива начинается уже при  $50\,^{\circ}$ С и при температурах  $100-200\,^{\circ}$ С идет интенсивное ее образование. Удельный выход парогазовой фазы составляет 0,2-0,25 кг/кг водоугольного топлива.
- 3. Теоретическими исследованиями установлено, что в процессе подогрева водоугольного топлива вода (водяной пар) взаимодействует с углеродом топлива и в результате взаимодействия образуются  $CO_2$ ,  $C_xH_y$  и в небольших количествах  $H_2$  и CO. С повышением температу-

ры скорость реагирования углерода с водой (с водяным паром) значительно возрастает.

4. Предварительный подогрев водоугольного топлива приводит к образованию промежуточных горючих соединений, что способствует эффективной организации дальнейшего процесса термической переработки. Предварительный подогрев водоугольного топлива до  $180-200\,^{\circ}$ C позволяет увеличить содержание восстановительных компонентов на  $2-2,5\,\%$ .

# Список литературы

- 1. Делягин Г. Н. Использование обводненных твердых топлив в виде водоугольных суспензий / Г. Н. Делягин, Б. В. Канторович // Теория и технология процессов переработки топлив. М. : Недра, 1966. 212 с.
- 2. Давыдова И. В. Некоторые свойства водоугольных суспензий / И. В. Давыдова, Г. Н. Делягин. Труды ИГИ, 1962.
- 3. Попов В. И. Реологические и теплофизические свойства водоугольных суспензий / В. И. Попов, Ю. А. Коваленко, А. А. Борисов // Теплоэнергетика. — 1995. — № 8. — С. 39—43.
- 4. Применение ЭВМ для термодинамических расчетов металлургических процессов / [Синярев Г. Б., Ватолин Н. А., Трусов Б. Г., Моисеев Г. К.]. М.: Наука, 1982. 263 с.
- 5. Трусов Б. Г. Метод и алгоритм расчета равновесного состава и свойств многокомпонентных гетерогенных систем / Трусов Б. Г. М. : МГТУ, 2002. 27 с.
- 6. Мак-Бэн Д. В. Сорбция паров и газов твердыми телами / Мак-Бэн Д. В. М.: Госхимиздат, 1934.
- 7. Лавров Н. В. Графический метод расчета состава газа: автореф. дис. на получение науч. звания канд. техн. наук: спец. 05.14.06 «Техническая теплофизика и промышленная теплоэнергетика» / Лавров Н. В. Энергетический научно-исслед. институт АН СССР, 1950.
- 8. Хренкова Т. М. Механо-химическая активация углей / Хренкова Т. М. М. : Недра, 1993. С. 30–31.

Рукопись поступила 01.11.2010 г.

УДК 662.93/.95

**Яковлєва І.Г.** – д.т.н., проф., Запорізька державна інженерна академія (ЗДІА) **Рябошапка Н.Є.** – аспірант, ЗДІА

# ЩОДО ПИТАННЯ РІВНОМІРНОСТІ НАГРІВАННЯ ВУГЛЕГРАФІТОВИХ ВИРОБІВ В ОБПАЛЮВАЛЬНИХ ПЕЧАХ (повідомлення 1)

Наведені результати експериментального дослідження рівномірності температурного поля муфеля багатокамерної обпалювальної печі вуглеграфітових виробів. Отримані залежності зміни температури від висоти муфеля, швидкості підйому температури на різних ділянках муфеля, швидкості підйому температури в газовому просторі.

Ключові слова: багатокамерна обпалювальна піч закритого типу; муфель; температурний режим; математична модель.

# Аналіз проблеми

Обпалення вуглеграфітових виробів являє собою складний технологічний і теплофізичний процес. При обпаленні під впливом теплової дії в електродних масах протікають фізико-хімічні процеси, які пов'язані з різним ступенем спікання матеріалу. При цьому для виготовлення високоякісних виробів, які не мають тріщин і деформацій, необхідно забезпечити раціональний режим термічної обробки, якому притаманне рівномірне нагрівання і охолодження виробів за всією масою з припустимою швидкістю зміни температури.

Таким чином, необхідними умовами виготовлення високоякісної продукції і підвищення продуктивності печей обпалення є правильна організація їх теплової роботи і точне утримання температурного графіку обробки виробів [1].

Експериментальні дослідження в умовах виробництва є коштовним, складним і тривалим процесом. Сучасний стан обчислювальної техніки і методів математичного забезпечення, які включають чисельні методи реалізації складних математичних моделей, дозволяють одержати достатньо точну інформацію про різні теплові процеси шляхом проведення обчислювальних експериментів. Цей метод дослідження суттєво дозволяє скоротити термін і витрати на розробку раціональних теплових режимів. В роботі [2] створена математична модель теплових процесів шахтної печі, яку розглядали як окрему камеру багатокамерної кільцевої обпалювальної печі, не враховуючи вплив димових газів на температурний режим.

<sup>©</sup> Яковлєва І.Г., Рябошапка Н.Є., 2010

#### Постановка задачі

В даній роботі проводиться аналіз нерівномірностей температурних полів при обпаленні вуглеграфітових виробів у багатокамерних печах закритого типу для подальшого створення математичної моделі теплообміну в печі з метою підвищення ефективності роботи печі і покращення якості готової продукції.

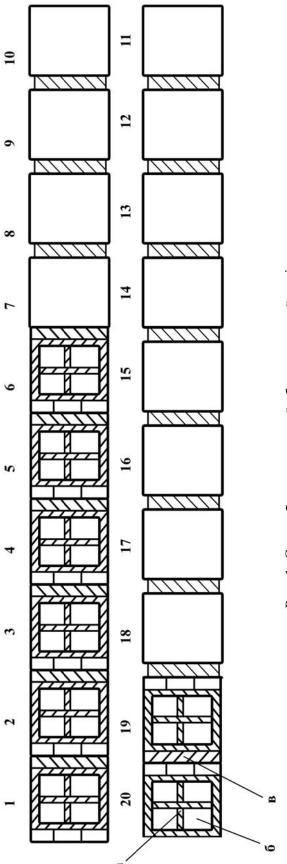
#### Основна частина

В багатокамерних кільцевих печах закритого типу природний газ спалюється за допомогою пальників, вмонтованих в край склепіння, з напрямом факела в димові канали, які служать для пересування продуктів згоряння з попередньої камери до наступної. Камера печі (рис. 1) розділена на муфелі стінками зі спеціальної вогнетривкої цеглини з отворами, через які рухаються гарячі димові гази, нагріваючи стінки муфеля, шар засипки і завантажені вироби. Конструкція печі також забезпечує рух гарячих димових газів і під подом печі для нагрівання садки знизу.

Обпалення виробів в печах відбувається в засипці, матеріал якої оберігає вироби від деформації і вигоряння. При експлуатації печі контролюються витрата і тиск палива на піч, температура і розрядження продуктів згоряння під склепінням кожної камери обпалення і в димоході печі. Але даних параметрів недостатньо для дослідження процесів обпалення, тому піч додатково устатковують термопарами для контролю температур в різних точках муфеля. На рис. 2 наведена схема установки термопар в муфелі обпалювальної печі.

Контроль температурного режиму обпалення здійснюється за температурою продуктів згоряння. На рис. З наведені дані восьми термопар для режиму обпалення тривалістю 378 год. Лінія ПС показує зміну температури під склепінням печі в газовому середовищі.

Експериментальні результати показують (рис. 3 і рис. 4), що в початковий період нагрівання муфеля відбувається димовими газами, які поступають з попередньої обпалювальної камери (температура верхніх перерізів муфеля змінюється повільніше, ніж нижніх). Нагрівання верхньої частини муфеля посилюється з початком спалення палива в просторі під склепінням. Температура у верхніх перерізах муфеля збільшується швидше, ніж в нижніх. Різко посилюється нагрівання верхньої частини муфеля наприкінці періоду нагрівання як з боку простору під склепінням, так і з боку верхніх ділянок димових каналів. Інтенсифікація підведення теплоти від верхніх ділянок димових каналів пояснюється збільшенням швидкості руху газів за рахунок збільшення їх кількості і температури. Таким чином, вироби, які розташовані у верхній частині муфелю, перегріваються.



а – обпалювальна камера; б – муфель з вуглеграфітовими виробами; в – простінок камери Рис. 1. Схема багатокамерної обпалювальної печі:

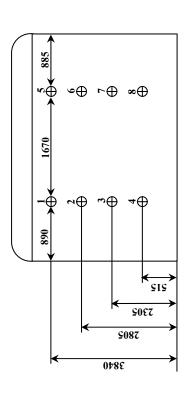
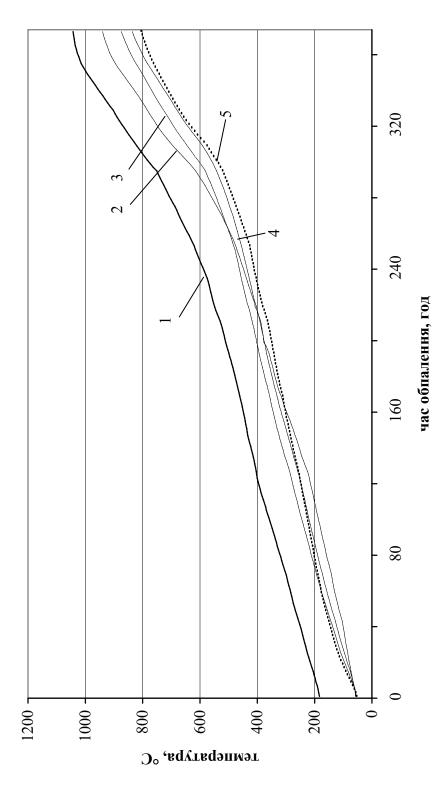
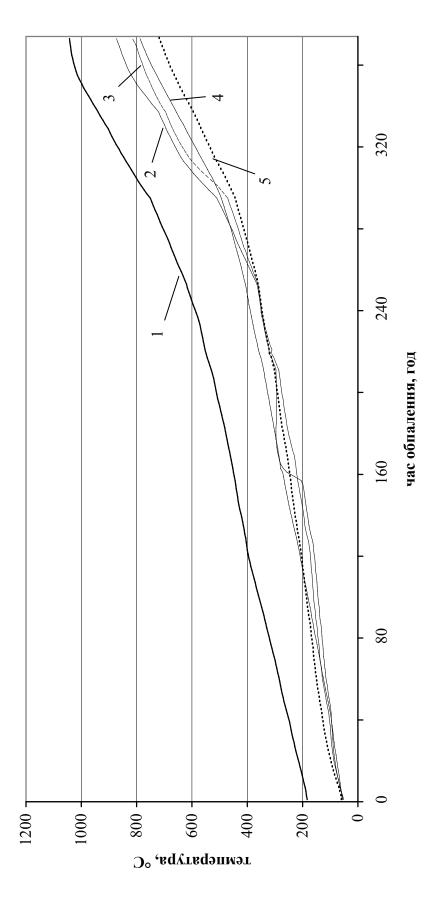


Рис. 2. Схема установки термопар в муфелі печі обпалення



Показання термопар: лінія 1 – температура під склепінням; лінія 2 – термопара №1; лінія 3 – термопара №2; лінія 4 – термопара №3; лінія 5 – термопара №4 Рис. 3. Температурний режим обпалення тривалістю 378 год.



Показання термопар: лінія 1 – температура під склепінням; лінія 2 – термопара №5; лінія 3 – термопара №6; лінія 4 – термопара №7; лінія 5 – термопара №8 Рис. 4. Температурний режим обпалення тривалістю 378 год.

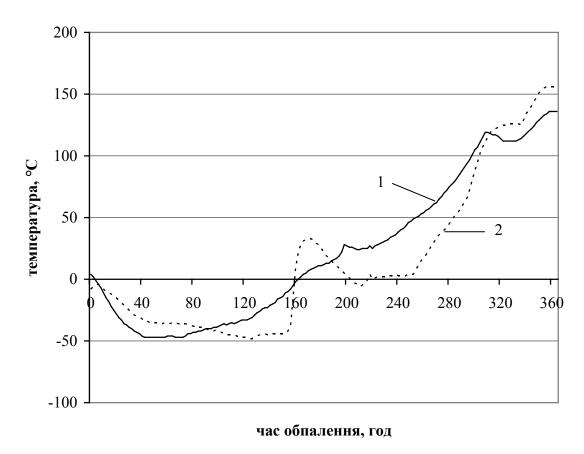


Рис. 5. Різниця температур в залежності від висоти муфеля для режиму обпалення тривалістю 378 год.: лінія 1 — різниця температур по висоті завантаження між термопарою 1 і 4; лінія 2 — різниця температур по висоті завантаження між термопарою 5 і 8

Обпалення поєднує в одній технологічній операції декілька фізичних процесів (наприклад, розм'якшення в'яжучої речовини, виділення «летучих» речовин, утворення полукоксу і коксу). Деякі з цих процесів протікають одночасно, а деякі послідовно з підвищенням, а потім — зменшенням температури обпалення. Тому для температурного режиму обпалення характерним є повільне збільшення температури до  $250-300\,^{\circ}\mathrm{C}$  і різкий ріст температури вище  $300-350\,^{\circ}\mathrm{C}$ . Оператор печі обмежений в можливостях впливати як на прискорення підйому температури (при низьких температурах), так і на уповільнення при більш високих температурах, як цього вимагають економічні і технологічні фактори [3]. Також характерним є різкий перепад температур в залежності від висоти муфеля (наприкінці процесу обпалення до  $200\,^{\circ}\mathrm{C}$  на один погонний метр висоти). З технологічної точки зору бажано мати найменше падіння температур в залежності від висоти муфеля.

Зменшення перепаду температур в залежності від висоти муфеля можливо, по-перше, при зменшенні швидкості нагрівання камери пе-

чі, але це призводить до зменшення продуктивності і економічності печі вцілому. По-друге, при рівномірному розподіленні палива і димових газів в каналах, але це вимагає устаткування печі додатковим міжкамерним збірним димоходом. Останнім часом найбільш перспективним способом оптимізації теплових процесів в печі вважається спосіб імпульсного спалення палива.

### Висновки

Аналізуючи експериментальні дані можна зробити висновки:

- максимальна температура, яка досягнута в завантаженні, пропорціональна температурі в газовому середовищі і не залежить від тривалості підйому температури;
- різниця максимально досягнутих температур в завантаженні складає  $150-200\,^{\circ}\mathrm{C}$ , а різниця між максимальною температурою газового простору і температурою в завантаженні  $300-500\,^{\circ}\mathrm{C}$ ;
- швидкість підйому температури на різних ділянках муфеля неоднакова і відрізняється від швидкості підйому температури в газовому просторі.

Перелічені недоліки не дозволяють здійснювати обпалення за оптимальними графіками з мінімальними перепадами температур в залежності від висоти муфеля. Теплофізичні параметри заготовок і показники теплової роботи печі змінюються зі зміною температури виробів і швидкості нагрівання. Експериментальне дослідження впливу всіх показників на процес обпалення неможливо. Тому необхідно вирішувати задачу оптимізації теплових режимів печі обпалення методами математичного моделювання. Застосування цих методів дозволяє без значних витрат одержати необхідну інформацію про вплив практично будь-яких факторів на технологічний процес.

## Список літератури

- 1. Кривандин В. А. Металлургическая теплотехника [Текст]: в 2-х томах. Т. 1. Теоретические основы: учеб. пособие для вузов / Кривандин В. А., Арутюнов В. А., Мастрюков Б. С. и др.; под общ. ред. В. А. Кривандина; М.: Металлургия, 1986. 424 с.
- 2. Шибалов С. Н. Совершенствование тепловых процессов с целью повышения качества обжига заготовок из углеродистых материалов [Текст] : дис. ... канд. техн. наук : 05.16.02 / Шибалов Сергей Николаевич. М., 2003. 138 с.
- 3. Чалых Е. Ф. Оборудование электродных заводов [Текст] : учеб. пособие для вузов. М. : Металлургия, 1990. 238 с.

Рукопис надійшов 08.09.2010 р.

# АННОТАЦИИ

УДК 662.767:533:532.517.4

Адаменко Д.С., Кремнева К.В., Кремнев В.Є., Форись С.М., Павлюк Л.Л.

Аналіз впливу сітчастих стабілізаторів полум'я на ефективність спалювання природного газу в факелі.

C. 3-13.

Укр.

Библ.- 8 назв.

Наведено результати аналізу впливу сітчастих стабілізаторів полум'я на ефективність спалювання природного газу в факелі. Виконані експериментальні дослідження структури та характеристик турбулентного дифузійного і кінетичного факелів при установці сіток на зрізі пальника. Досліджувалися сталеві сітчасті стабілізатори полум'я: сітки, що гасять турбулентність набігаючого потоку та генеруючи сітки. В значній мірі сітки вплинули на структуру факела, що найбільш інтенсивно виявилося в ядрі факелу. Встановлено вплив сіток на температуру по висоті факелу. Визначено, що сітки суттєво розширюють діапазон стійкої роботи пальника, що збільшує можливості використання пальників при зміни витрат палива внаслідок зміни теплових навантажень на паливовикористовуючий агрегат.

Ключові слова: сітчастий стабілізатор; пальник; природний газ; факел; ефективність спалювання.

Адаменко Д.С., Кремнева Е.В., Кремнев В.Е., Форись С.Н., Павлюк Л.Л.

Анализ влияния сетчатых стабилизаторов пламени на эффективность сжигания природного газа в факеле.

Приведены результаты анализа влияния сетчатых стабилизаторов пламени на эффективность сжигания природного газа в факеле. Выполнены экспериментальные исследования структуры и характеристик турбулентного диффузионного и кинетического факелов при установке сеток на срезе горелки. Исследовались стальные сетчатые стабилизаторы пламени: сетки, которые гасят турбулентность набегающего потока и генерирующие сетки. В значительной мере сетки повлияли на структуру факела, что наиболее интенсивно проявилось в ядре факела. Установлено влияние сеток на температуру по высоте факела. Определено, что сетки существенно расширяют диапазон устойчивой работы горелки, что увеличивает возможности использования горелок при изменении расхода топлива вследствие изменения тепловых нагрузок на топливоиспользующий агрегат.

Ключевые слова: сетчатый стабилизатор; горелка; природный газ; факел; эффективность сжигания.

Adamenko D.S., Kremneva E.V., Kremnev V.E, Foris S.N., Pavliuk L.L.

The analysis of flame gauzy stabilizers influence on the efficiency of natural gas combustion in a torch.

The results of analysis of flame gauzy stabilizers influence on the efficiency of natural gas combustion in a torch are presented. The experimental researches of the structure and characteristics of turbulent diffusion and kinetic torches during installation of gauzy stabilizers on the burner section are conducted. Steel gauzy stabilizers of the flame were investigated: gauzes which reduce turbulence of the approaching flow and generating gauzes. The structure of the torch have been significantly affected by gauzes which most intensively manifested in the torch core. The influence of gauzes on the temperature along the torch height is determined. It is defined that gauzes essentially expand the range of stable operation of the burner. They increase possibilities of the burner use when fuel consumption changes as the result of heat load variation in the fuel-consuming unit.

Key words: gauzy stabilizer; burner; natural gas; torch; efficiency of combustion.

УДК 621.771.22.016

Бровкин В.Л., Анурова Т.В., Радченко Ю.Н., Коваленко В.В., Лазич Л.

Анализ существующих технологий ускоренного охлаждения сортового проката и его влияние на структуру и механические свойства металла.

C. 14-22.

Pyc.

Библ.- 13 назв.

В статье выполнен анализ влияния ускоренного охлаждения на микроструктуру и механические свойства сортового проката, рассмотрены различные способы охлаждения, а также конструкции устройств для камерного охлаждения. Сформулированы основные задачи исследований, направленные на экономию расхода энергии в технологическом процессе, совмещающем ускоренное охлаждение проката и дальнейшую термообработку металла в термических печах.

Ключевые слова: прокат; ускоренное охлаждение; термообработка; термическая печь.

Бровкін В.Л., Анурова Т.В., Радченко Ю.М., Коваленко В.В., Лазич Л. Аналіз існуючих технологій прискореного охолодження сортового прокату і його вплив на структуру і механічні властивості метала.

У статті виконано аналіз впливу прискореного охолодження на мікроструктуру і механічні властивості сортового прокату, розглянуті різні способи охолодження, а також конструкції пристроїв для камерного охолодження. Сформульовано основні задачі досліджень, спрямовані на економію витрати енергії в технологічному процесі, що сполучає прискорене охолодження прокату і подальшу термообробку метала в термічних печах.

Ключові слова: прокат; прискорене охолодження; термообробка; термічна піч.

Brovkin V.L., Anurova T.V, Radchenko Y.N., Kovalenko V.V., Lazich L.

The analysis of existing technologies of the fast cooling of high-quality rolled steel and its influence on the structure and mechanical properties of metal.

The paper analizes the influence of the fast cooling on the microstructure and mechanical properties of high-quality rolled steel. Various ways of cooling, and the design of devices for chamber cooling are also considered. The primary goals of the research focused on the economy of power consumption in the technological process combining fast cooling of rolled steel further heat treatment of metal in thermal furnaces are formulated.

Key words: rolled steel; fast cooling; heat treatment; thermal furnace.

УДК 536.2:539.3

Веселовский В.Б., Колесник И.А., Клим В.Ю.

Тепловыделение в стержневых элементах конструкций при циклическом нагружении.

C. 23-31.

Pyc.

Библ.- 11 назв.

Предложен подход к определению температуры стержневых элементов конструкций при исследовании процесса тепловыделения — диссипации энергии деформирования — вследствие циклического нагружения с учетом нестационарных условий теплообмена с окружающей средой и зависимости теплофизических и механических характеристик материала и источников тепла от температуры. Приведены результаты вычислительного эксперимента.

Ключевые слова: температурное поле; нестационарные условия теплообмена; диссипативный разогрев; циклическое нагружение.

Веселовський В.Б., Колесник І.А., Клим В.Ю.

*Тепловиділення у стержневих елементах конструкцій при циклічному навантаженні.* 

Запропоновано підхід до визначення температури стержневих елементів конструкцій при дослідженні процесу тепловиділення — дисипації енергії деформування — внаслідок циклічного навантаження з урахуванням нестаціонарних умов теплообміну із навколишнім середовищем та залежності теплофізичних, механічних характеристик матеріалу і джерел тепла від температури. Наведені результати обчислювального експерименту.

Ключові слова: температурне поле; нестаціонарні умови теплообміну; дисипативний розігрів; циклічне навантаження.

Veselovskiy V.B., Kolesnik I. A., Klim V.H.

Heat generation in rod elements of constructions under cyclic loading.

The paper focuses on the principles of defining the temperature of construction rod elements for the purpose of heat generation process analysis. The generated heat in the form of dissipated energy of deformation is a result of cyclic loading in terms of non-stationary conditions of heat exchange with the environment and temperature impact on thermophysical and mechanical properties of materials and heat sources. The results obtained in the computational experiment are presented.

Key words: temperature field; non-stationary conditions of heat exchange; dissipative heating; cyclic loading.

УДК 669.184

Гичёв Ю.А.

Исследование эффективности нагрева металлолома в загрузочном совке для кислородно-конвертерной плавки.

C. 32-44.

Pyc.

Библ.- 6 назв.

Представлены результаты экспериментального исследования нагрева металлолома в загрузочном совке для кислородно-конвертерной плавки. Нагрев металлолома в загрузочном совке обеспечивает достаточно высокую температуру лома при всех вариантах подачи и отвода газа, а также возможность регулирования температуры нагрева путем изменения расхода газа. При одних и тех же расходах газа температура нагрева лома в различных вариантах подачи и отвода газа для ус-

ловий данной экспериментальной установки имеет сравнительно близкие значения. Тем не менее более эффективной представляется торцевая подача газа, а менее эффективной — верхняя. Среди способов отвода газа более эффективным показал себя торцевой отвод газа по сравнению с верхним. Величина теплового к.п.д. нагрева в значительной степени зависит от температуры нагрева лома, с повышением которой тепловой к.п.д. уменьшается.

Ключевые слова: нагрев; металлолом; загрузочный совок; кислородно-конвертерная плавка.

Гічов Ю.А.

Дослідження ефективності нагріву металобрухту в завантажувальному совку для киснево-конвертерної плавки.

Наведено результати експериментального дослідження нагріву металобрухту в завантажувальному совку для киснево-конвертерної плавки. Нагрів металобрухту в завантажувальному совку забезпечує достатньо високу температуру лома при всіх варіантах подачі і відведення газу, а також можливість регулювання температури нагріву шляхом зміни витрати газу. При одних і тих же витратах газу температура нагріву лома в різних варіантах подачі і відведення газу для умов даної експериментальної установки має порівняно близькі значення. Проте ефективнішою представляється торцева подача газу, а менш ефективною — верхня. Серед способів відведення газу ефективнішим показало себе торцеве відведення газу в порівнянні з верхнім. Величина теплового к.к.д. нагріву в значній мірі залежить від температури нагріву лома, з підвищенням якої тепловий к.к.д. зменшується.

Ключові слова: нагрівання; металобрухт; завантажувальний совок; киснево-конвертерна плавка.

Gichov U.A.

Research of scrap metal heating efficiency in the loading scoop for oxygen-converter melting.

The experimental research results of scrap metal heating in a loading scoop for the oxygen-converter melting are presented. Heating of scrap metal in a loading scoop provides the sufficiently high temperature of scrap metal for all variants of gas feeding and withdrawal, as well as the possibility of heating temperature regulation by changing gas consumption. The temperature of scrap metal heating in different variants of gas feeding and withdrawal under the same rate of gas consumption in conditions of the given experimental facility has comparatively similar values.

Nevertheless the butt-end gas feeding seems more effective than top feeding. As for gas withdrawal the butt-end option turned out also more effective than top withdrawal. The value of heat efficiency significantly depends on the scrap metal heating temperature, being reversely proportional to its increase.

Key words: heating; scrap metal; loading scoop; oxygen-converter melting.

УДК 621.175:658.2

Гичёв Ю.А.

Экспериментальное исследование процесса обжига известняка при периодической подаче газа-теплоносителя.

C. 45-55.

Pyc.

Библ.- 3 назв.

Выполненный на основе экспериментальных данных анализ периодического обжига известняка дал следующие результаты.

Периодическая подача газа, как и непрерывная, обеспечивает достаточно высокую степень обжига. Влияние на обжиг увеличения расхода газа и продолжительности его подачи аналогично непрерывному обжигу, т.е. с увеличением продолжительности подачи газа (количества продувок) и расхода газа степень обжига возрастает. Периодический обжиг дает по сравнению с непрерывным обжигом некоторое улучшение показателей процесса в низкотемпературной части слоя за счет притока в нее теплоты в паузы между продувками из высокотемпературных участков. Влияние продолжительности пауз между продувками по мере приближения процесса к завершению ослабевает.

Ключевые слова: обжиг; известняк; периодическая подача; газтеплоноситель; продувка.

Гічов Ю.А.

Експериментальне дослідження процесу випалу вапняку при періодичній подачі газу-теплоносія.

Виконаний на основі експериментальних даних аналіз періодичного випалу вапняку дав наступні результати. Періодична подача газу, як і безперервна, забезпечує досить високу ступінь випалу. Вплив на випалювання збільшення витрати газу та тривалості його подачі є аналогічним непереривному випалу, тобто зі збільшенням тривалості подачі газу (кількості продувок) і витрати газу ступінь випалення зростає. Періодичне випалення дає в порівнянні з непереривним випаленням деяке поліпшення показників у низькотемпературній частині шару за рахунок припливу в неї теплоти у паузи між продувками з ви-

сокотемпературних ділянок. Вплив тривалості пауз між продуваннями у міру наближення процесу до завершення слабшає.

Ключові слова: випалення; вапняк; періодична подача; газтеплоносій; продування.

Gichov Y.A.

Experimental research into the lime stone burning process during the periodic feeding of gas heat-carrier.

Periodic limestone burning has been analysed on the basis of experimental data. The periodic gas feeding, as the continuous feeding, ensures sufficiently high degree of burning. The impact of the gas consumption and duration of its feeding increase on the burning process is analogous to continuous burning, that is the longer gas feeding (number of blows-in) and gas consumption, the higher the burning degree. Periodic burning during the process results in a certain improvement of parameters in low-temperature part of the layer in comparison with continuous burning at the expense of heat incoming during the breaks between blows-in from high-temperature zones. The impact of break duration between blows-in increases as the process moves to its completion.

Key words: burning, limestone, periodic feeding, gas-heat carrier, blow-in.

УДК 536.24

Горбунов А.Д.

Аналитический расчёт нагрева (охлаждения) простых тел, покрытых тонкой оболочкой.

C. 56-62.

Pyc.

Библ.- 7 назв.

Получены приближенные аналитические решения для расчёта конвективного нагрева (охлаждения) тел простой геометрической формы, покрытых тонкой оболочкой.

Ключевые слова: нагрев; охлаждение; аналитический расчет; пластина; цилиндр; шар; покрытые тонкой оболочкой.

Горбунов О.Д.

Аналітичний розрахунок нагріву (охолодження) простих тіл, по-критих тонкою оболонкою.

Отримані наближені аналітичні рішення для розрахунку конвективного нагріву (охолодження) тіл простої геометричної форми, що покриті тонкою оболонкою.

Ключові слова: нагрівання; охолодження; аналітичний розрахунок; пластина; циліндр; куля; вкриті тонкою оболонкою.

Gorbunov A.D.

Analytical calculation of the heating (cooling) of the simple bodies covered with a thin shell.

Approximated analytical solutions for calculating convective heating (cooling) of bodies of simple geometrical shape and covered with a thin shell, have been obtained.

Keywords: heating; cooling; analytical calculation; plate; cylinder; sphere; covered with a thin shell.

УДК 66.045

Губинский В.И., Воробьёва Л.А.

Минимизация материалоемкости насадки трубчатого регенератора путем выбора оптимального расстояния между осями труб.

C. 63-69.

Pyc.

Библ.- 6 назв.

Предложен способ оптимальной компоновки насадки трубчатого регенератора по критерию максимальной теплоотдачи на единицу массы насадки. Показано, что для обеспечения максимальной теплоотдачи распределение расходов теплоносителя по каналам внутри и снаружи труб должно быть пропорционально площади поверхности теплообмена. Получено уравнение для расчета оптимального расстояния между осями труб в зависимости от наружного и внутреннего диаметров. Выполнен расчет массы насадки при различном шаге между осями труб, обеспечивающей подогрев воздуха до одной и той же температуры.

Ключевые слова: регенератор; трубная насадка; теплообмен; оптимальный шаг.

Губинський В.Й., Воробйова Л.О.

Мінімізація матеріалоємності насадки трубчастого регенератора шляхом вибору оптимальної відстані між осями труб.

Запропоновано спосіб оптимального компонування труб у насадці трубчастого регенератора за критерієм максимальної тепловіддачі на одиницю маси насадки. Показано, що для забезпечення максимальної тепловіддачі розподіл витрат теплоносія по каналам всередині та ззовні труб повинен бути пропорційним площі поверхні теплообміну. Отримано рівняння для розрахунку оптимальної відстані між осями

труб залежно від зовнішнього та внутрішнього діаметрів. Виконано розрахунок маси насадки при різному кроці між осями труб, яка забезпечує підігрів повітря до однієї і тієї ж температури.

Ключові слова: регенератор; трубна насадка; теплообмін; оптимальний крок.

Gubynskiy V.I., Vorobyova L.A.

Minimizing specific metal consumption of the regenerator checkerwork by choosing the optimal distance between the pipe axes.

The method to locate the checker pipes with the optimal distance between their axes, based on the criterion of maximal heat transfer per checker mass unit is proposed. The present paper shows that the distribution of heat carrier consumption inside and outside the pipes should be proportional to the area of heat exchanging surface in order to ensure the maximum effect of heat transfer. The equation to calculate the optimal distance between the pipe axes with regard to the inner and outer pipe diameters is developed. The checker mass is calculated for the conditions of the varying distance between the pipe axes and heating the air up to the same temperature.

Key words: regenerator, pipes checker, heat exchange, optimal distance.

УДК 51-74:669.162-669.181.4

Губинский М.В., Федоров С.С., Форись С.Н., Адаменко Д.С., Агаджанян А.В.

Исследование процессов газораспределения в шахтных известково-обжиговых печах.

C. 70-77.

Pyc.

Библ.- 8 назв.

Современные технологии переработки сырья широко используют тепло- и массообменные процессы в плотном слое кускового материала. Подавляющая их часть реализована в шахтных печах, работающих на газообразном топливе. В данной статье исследовано влияние на газораспределение в шахтных известково-обжиговых печах расходов теплоносителей, размера кусков, ширины рабочего пространства и длины пути перемешивания. Для количественной оценки качества смесеобразования использован коэффициент дисперсии концентраций газа в горизонтальном срезе печи.

Ключевые слова: шахтная печь; конвекция; турбулентная диффузия; газораспределение.

Губинський М.В., Федоров С.С., Форись С.М., Адаменко Д.С., Агаджанян А.В.

Дослідження процесів газорозподілу в шахтних вапняновипалювальних печах.

Сучасні технології переробки сировини широко застосовують тепло- та масообмінні процеси у щільному шарі кускового матеріалу. Переважна їх частина реалізована в шахтних печах на газоподібному паливі. В даній статті досліджено вплив на газорозподіл у шахтних вапняно-випалювальних печах витрати теплоносіїв, розміру шматків, ширини робочого простору й довжини шляху перемішування. Для кількісної оцінки якості сумішоутворення використаний коефіцієнт дисперсії концентрацій газу в горизонтальному зрізі печі.

Ключові слова: шахтна піч; конвекція; турбулентна дифузія; газорозподіл.

Gubinskyy M.V., Fedorov S.S., Foris S.N., Adamenko D.S., Agadjanyan A.V.

The research of gas distribution in shaft lime-kilning furnaces.

The modern technologies of raw materials recycling are widely incorporating heat- and mass-transfer processes in the dense bed of lump material. They are mostly utilized in shaft furnaces operating on gaseous fuel. The paper analizes the impact of heat carriers consumption, lump size, working space width and mixing way length on gas distribution in shaft lime-kilning furnaces. To conduct a quantitative assessment of mixture formation, a coefficient of gas concentration dispersion in the furnace horizontal section was used.

Key words: shaft furnace; convection; turbulent diffusion; gas distribution.

УДК 621.783.2

Гупало О.В., Василенко Н.Е., Пономаренко Д.С.

Методика розрахунку теплової роботи печі безперервної дії з розподіленим підведенням і відведенням газоподібного теплоносія.

C. 78-88.

Укр.

Библ.- 5 назв.

Досліджено нагрівання тіл простих форм при розподіленому підведенні і відведенні газоподібного теплоносія уздовж зони теплообміну. Визначено закономірність зміни витрати палива, яка забезпечує реалізацію режиму нагрівання при постійній температурі димових газів, і закономірності зміни температури димових газів та метала при

його нагріванні з рівномірним підведенням палива уздовж зони теплообміну. Виконано порівняння зазначених режимів нагрівання. Розроблено методику розрахунку теплової роботи печі безперервної дії, обладнаної рекуперативними або регенеративними пальниковими пристроями, яка може бути використана для розробки енергоефективних режимів нагрівання метала і вибору потужності пальникових пристроїв на стадії предпроектних розробок обладнання.

Ключові слова: піч безперервної дії; методика розрахунку; нагрівання; режим нагрівання; пальниковий пристрій.

Гупало Е.В., Василенко Н.Е., Пономаренко Д.С.

Методика расчета тепловой работы печи непрерывного действия с распределенным подводом и отводом газообразного теплоносителя.

Выполнены исследования нагрева тел простых форм при распределенном подводе и отводе газообразного теплоносителя вдоль зоны теплообмена. Установлены закономерность изменения расхода топлива, обеспечивающая реализацию режима нагрева при постоянной температуре дымовых газов, и закономерности изменения температуры дымовых газов и метала при нагреве с равномерным распределением топлива вдоль зоны теплообмена. Выполнено сравнение рассмотренных режимов нагрева. Разработана методика расчета тепловой работы печи непрерывного действия, оборудованной рекуперативными или регенеративными горелочными устройствами, которая может быть использована для разработки энергоэффективных режимов нагрева метала и выбора мощности горелочных устройств на стадии предпроектных проработок оборудования.

Ключевые слова: печь непрерывного действия; методика расчета; нагрев; режим нагрева; горелочное устройство.

Gupalo O.V., Vasilenko N.E., Ponomarenko D.S.

Technique of computing the heat work of the continuous furnace with regard to the heat carrier distribution at inlet and outlet.

Researches into heating the articles of simple shapes in conditions of distributed heat carrier feeding withdrawal along the heat-exchanging zone are carried out. The regularity of changes in the fuel consumption is determined which allows to maintain the heating regime at the constant flue gases temperature. Regularities of the changes in the temperature of flue gases and metal when it is heated with the fuel distribution along the heat-exchanging zone are also found out. The investigated heating regimes are compared. Technique of computing the heat work of the continuous furnace equipped with recuperative or regenerative burners is developed and can be applied for the development of energy-saving metal heating regimes

and choosing burners capacity during the preparatory stage of equipment design.

Key words: continuous furnace, computing technique, heating, heating regime, burners.

УДК 662.957/.994

Гупало О.В., Василенко Н.Е., Пономаренко Д.С.

Ефективність використання регенеративної системи опалення і утилізації теплоти димових газів в кільцевих печах.

C. 89-95.

Укр.

Библ.- 11 назв.

Досліджено теплову роботу кільцевої печі, обладнаної металевим рекуператором для підігрівання повітря. визначено, що максимальна економія палива, яка може бути забезпечена за рахунок підвищення температури підігріву повітря в рекуператорі з 200 до 400 °C не перевищує 11 %. В той же час впровадження на печі регенеративної системи опалення і утилізації теплоти димових газів забезпечить економію палива до 18 %. Орієнтовний термін окупності капіталовкладень — 3,2 роки.

Ключові слова: кільцева піч; економія палива; рекуператор; регенеративний пальник.

Гупало Е.В., Василенко Н.Е., Пономаренко Д.С.

Эффективность применения регенеративной системы отопления и утилизации теплоты дымовых газов в кольцевых печах.

Выполнено исследование тепловой работа кольцевой печи, оборудованной металлическим рекуператором для подогрева воздуха. установлено, что максимальная экономия топлива, которая может быть обеспечена за счет повышения температуры подогрева воздуха в рекуператоре с 200 до 400 °C не превышает 11 %. В то же время перевод печи на регенеративную систему отопления и утилизации теплоты дымовых газов обеспечит экономию топлива до 18 %. Ориентировочный срок окупаемости капиталовложений – 3,2 года.

Ключевые слова: кольцевая печь; экономия топлива; рекуператор; регенеративная горелка.

Gupalo O.V., Vasilenko N.E., Ponomarenko D.S.

Efficiency of the heating regenerative system and flue gas heat utilization in the circular furnaces.

Research into the heat work of the circular furnace equipped with a metal recuperator for air heating is carried out. The present paper shows

that the maximum fuel economy provided by increasing the temperature of the heated air up to 400 °C (from the initial 200 °C) is under 11 %. At the same time, if the furnace is converted to the regenerative system of heating and flue gas heat utilization, it will ensure economy of fuel up to 18 %. The expected term for the investment return is 38 months.

Key words: circular furnace, economy of fuel, recuperator, regenerative burner.

УДК 669.04:662.957

Ерёмин А.О.

Формирование равномерного температурного поля газов в регенеративном нагревательном колодце.

C. 96-104.

Pyc.

Библ.- 6 назв.

Разработана конструкция горелки регенеративного нагревательного колодца с отоплением из центра подины. Определены динамические характеристики топлива и воздуха горения, разработан режим сжигания топлива, обеспечивающий равномерное температурное поле печных газов в рабочей камере нагревательного колодца.

Ключевые слова: регенеративный нагревательный колодец; динамические характеристики; равномерное температурное поле газов; количество движения; конструкция горелки.

 $\epsilon$ рьомін O.O.

Формування рівномірного температурного поля газів в регенеративному нагрівальному колодязі.

Розроблено конструкцію пальника регенеративного нагрівального колодязю з опаленням із центра подини. Визначені динамічні характеристики палива і повітря горіння, розроблено режим спалювання палива який забезпечує рівномірне температурне поле пічних газів в робочій камері нагрівального колодязя.

Ключові слова: регенеративний нагрівальний колодязь; динамічні характеристики; рівномірне температурне поле газів; кількість руху; конструкція пальника.

Yeremin A.O.

Formation of the uniform temperature gas field in the regenerative soaking pit.

The burner design of regenerative soaking pit with central hearth heating is developed. Dynamic characteristics of fuel and combustion air are defined. The mode of fuel burning is developed to provide the uniform

temperature field of furnace gases in the working chamber of the soaking pit.

Key words: regenerative soaking pit; dynamic characteristics; uniform temperature gas field; linear momentum; burner design.

УДК 538.953

Ильченко К.Д., Шадрова Т.А.

Экспериментальное определение коэффициента формы для тел сложной конфигурации.

C. 105-112.

Pyc.

Библ.- 5 назв.

Приведен обзор состояния методов исследования теплофизических свойств (теплоемкости, коэффициентов тепло- и температуропроводности), а также коэффициента теплоотдачи с использованием методов регулярного режима. Отмечено, что метод регулярного режима позволяет исследовать теплофизические свойства (коэффициент температуропроводности) тел сложной конфигурации (кусковых тел), которые совсем или плохо поддаются механической обработке. Особенно это касается кусковых шихтовых материалов, используемых в металлургии, а также таких материалов, как угли, гарнисажи и прочие. При исследовании теплофизических свойств кусковых материалов произвольной формы обязательно возникает вопрос об определении их коэффициентов формы. Исследованию этого вопроса и посвящена данная работа, в которой экспериментально определены коэффициенты формы десяти образцов как правильной (шаровой) формы, так и произвольной. Получено соотношение, позволяющее определить коэффициент формы любого тела, если известны его объем и поверхность.

Ключевые слова: метод регулярного режима; коэффициент формы; тело сложной конфигурации; кусковые шихтовые материалы.

Ільченко К.Д., Шадрова Т.А.

Експериментальне визначення коефіцієнта форми для тіл складної конфігурації.

Наведено огляд стану методів дослідження теплофізичних властивостей (теплоємності, коефіцієнтів тепло- і температуропровідності), а також коефіцієнта тепловіддачі з використанням методів регулярного режиму. Зауважено, що метод регулярного режиму дозволяє досліджувати теплофізичні властивості (коефіцієнт температуропровідності) тіл складної конфігурації (кускових тіл), які зовсім або пога-

но піддаються механічній обробці. Особливо це стосується кускових шихтових матеріалів, які використовуються в металургії, а також таких матеріалів, як вугілля, гарнісажі й інші. При дослідженні теплофізичних властивостей кускових матеріалів довільної форми обов'язково виникає питання про визначення їх коефіцієнтів форми. Дослідженню цього питання й присвячена дана робота, в якій експериментально визначено коефіцієнти форми десяти зразків як правильної (кульової) форми, так і довільної. Одержано співвідношення, яке дозволяє визначити коефіцієнт форми для будь-якого тіла, якщо відомі його об'єм і поверхня.

Ключові слова: метод регулярного режиму; коефіцієнт форми; тіло складної конфігурації; кускові шихтові матеріали.

Ilchenko K.D., Shadrova T.A.

Experimental determination of the shape coefficient for bodies of complex configuration.

Methods of research into thermophysical properties (heat capacity, coefficients of heat- and temperature conductivity) as well as heat transfer coefficient by the regular mode method are reviewed. The regular mode method allows to investigate thermophysical properties of bodies with complex configuration (lump bodies) that cannot be mechanically treated. This approach refers in particular to lump charge materials used in metallurgy and such materials as coals, skulls and others. The study of thermophysical properties of arbitrarily-shaped lump materials brings about the problem of determining their shape coefficient. This issue is in the focus of the present paper which presents experimental values for the shape coefficients for 10 samples of regular (spherical) and arbitrary shape. The resulting formula allows to determine the shape coefficient of any body, if its volume and surface are known.

Key words: method of the regular mode; coefficient of shape; body of complex configuration; lumpy charge materials.

УДК 662.997

Козлов Я.М., Сухий М.П., Сухий К.М., Бурмістр М.В.

Фотометричні дослідження стільникових полікарбонатних пластиків з метою їх ефективного використання в якості конструктивних елементів сонячних колекторів.

C. 113-123.

Укр.

Библ.- 3 назв.

Дослідженні фотометричні характеристики полікарбонатних пластиків з метою їх ефективного використання в якості конструктивних елементів сонячних колекторів. Розраховані інтегральні величини випромінювання, яке проходить крізь прозоре покриття у діапазоні сонячного спектру та у діапазоні теплового випромінювання тіл, які нагріті до температур 500 °C, 1000 °C та 1500 °C.

Ключові слова: сонячний колектор; фотометричні характеристики; полікарбонатні пластики.

Козлов Я.Н., Сухой М.П., Сухой К.М., Бурмистр М.В.

Фотометрические исследования сотовых поликарбонатных пластиков с целью их эффективного использования в качестве конструктивных элементов солнечных коллекторов.

Исследованы фотометрические характеристики поликарбонатных пластиков с целью их эффективного использования в качестве конструктивных элементов солнечных коллекторов. Рассчитаны интегральные величины излучения, которое проходит сквозь прозрачное покрытие в диапазоне солнечного спектра и в диапазоне теплового излучения тел, которые нагреты до температур 500 °C, 1000 °C и 1500 °C.

Ключевые слова: солнечный коллектор; фотометрические характеристики; поликарбонатные пластики.

Kozlov Ya.N., Sukhoy M.P., Sukhoy K.M., Burmistr M.V.

Photometric researches of cellular polycarbonate plastic materials for the purpose of their effective utilization as constructive elements of solar collectors.

Photometric characteristics of polycarbonate plastic materials for the purpose of their effective utilization as constructive elements of solar collectors are examined. Integrated rates of radiation which passes through a transparent covering within the range of solar spectrum and in the thermal radiation range of bodies heated to temperatures 500 °C, 1000 °C and 1500 °C are calculated.

Key words: solar collector; photometric characteristics; polycarbonate plastic materials.

УДК 536.421.1+532.546:621.746

Мелихов В.М.

Математическое моделирование теплообменных процессов и гидродинамики при формировании армированного слитка.

C. 124-134.

Pyc.

Библ.- 11 назв.

При помощи разностных методов решаются нелинейные дифференциальные уравнения теплопереноса и гидродинамики. Проведенный вычислительный эксперимент по исследованию процесса формирования армированного слитка позволил получить информацию по протеканию теплофизических процессов в слитке. Кроме того, определены размеры кристаллов в армированном слитке и кинетика затвердевания при различных поперечных размерах внутреннего холодильника. Показано, что внутренний холодильник с поперечным размером от 80 мм и до 120 мм обеспечивает получение качественного металла.

Ключевые слова: математическое моделирование; теплофизические процессы; теплоперенос; гидродинамика; армированный слиток; численное моделирование; кристаллизация; затвердевание.

Меліхов В.М.

Математичне моделювання теплообмінних процесів і гідродинаміки при формуванні армованого зливка.

За допомогою різницевих методів вирішуються нелінійні диференціальні рівняння теплопереносу та гідродинаміки. Проведений обчислювальний експеримент з дослідження процесу формування армованого злитка дозволив одержати інформацію із протікання теплофізичних процесів у зливку. Крім того, визначені розміри кристалів в армованому зливку та кінетика твердіння при різних поперечних розмірах внутрішнього холодильника. Показано, що внутрішній холодильник з поперечним розміром від 80 мм і до 120 мм забезпечує одержання якісного металу.

Ключові слова: математичне моделювання; теплофізичні процеси; теплоперенос; гідродинаміка; армований зливок; чисельне моделювання; кристалізація; твердіння.

Melikhov V.M.

Mathematical modelling of heat transfer processes and hydrodynamics during formation of the reinforced ingot.

By means of subtractive methods the nonlinear differential hydrodynamic and heat transfer equations are solved. Computing experiment with the aim to investigate the reinforced ingot formation process allowed to receive the information about the way thermal processes take place in the ingot. Besides, the crystal sizes in the reinforced ingot and hardening kinetics for various cross-section sizes of the internal refrigerator are determined. It is revealed that the internal refrigerator with the cross-section size from 80 mm to 120 mm ensures production of high quality metal.

Key words: mathematic modelling, thermophysical processes, heat transfer, hydrodynamics, reinforced ingot, computational modelling, crystallization, hardening.

УДК 669.184

Михайловский Н.В., Бейцун С.В.

Влияние толщины футеровки сталеразливочного ковша на тепловые потери расплава.

C. 135-142.

Pyc.

Библ.- 8 назв.

На математической модели исследовано влияние толщины футеровки сталеразливочного ковша на снижение температуры расплава во время его внепечной обработки. Показано, что имеется оптимум толщины футеровки, обеспечивающий минимальные тепловые потери расплава. Результаты исследований могут быть полезны при проектировании сталеразливочных ковшей.

Ключевые слова: сталеразливочный ковш; охлаждение расплава; толщина футеровки.

Михайловський М.В., Бейцун С.В.

Вплив товщини футерівки сталерозливочного ковша на теплові втрати розплаву.

На математичній моделі досліджений вплив товщини футерівки сталерозливочного ковша на зниження температури розплаву під час його позапічної обробки. Показано, що має місце оптимум товщини футерівки, який забезпечує мінімальні теплові втрати розплава. Результати досліджень можуть бути корисні при проектуванні сталерозливочних ковшів.

Ключові слова: сталерозливочний ківш; охолодження розплаву; товщина футерівки.

Mikhailovsky M.V., Beitsun S.V.

Influence of steel ladle lining thickness on the heat losses of the melt.

In impact of the steel ladle lining thickness on temperature decrease during its out-of-the-furnace treatment is studied on the basis of mathematical model. It is proved that there is an optimum lining thickness ensuring minimum heat losses of the melt. The research results can be applied for designing steel ladles.

Key words: steel ladle; cooling of the melt; thickness of the lining.

УДК: 536.421.4+ 548.527

Недопекин Ф.В., Петренко А.А.

Определение скорости затвердевания отливок на основе модели взрывной пульсирующей кристаллизации.

C. 143-148.

Pyc.

Библ.- 9 назв.

В работе процесс кристаллизации рассматривается как пульсирующий, протекающий с большой скоростью, равной скорости звука. Предкристаллизационное переохлаждение расплава считается внутренней характеристикой вещества, является const и может быть рассчитано или измерено. Исходя из этих предположений, получена формула для вычисления скорости затвердевания отливки, которая содержит только справочные характеристики вещества.

Ключевые слова: отливка; скорость затвердевания; модель взрывной пульсирующей кристаллизации.

Недопекін Ф.В., Петренко О.О.

Визначення швидкості твердіння виливків на основі моделі вибуховий пульсуючої кристалізації.

У роботі процес кристалізації розглядається як пульсуючий, що протікає з великою швидкістю, що дорівнює швидкості звуку. Предкристалізаційне переохолодження розплаву вважається внутрішньою характеристикою речовини, є const і може бути розраховане або виміряне. Виходячи з цих припущень, отримана формула для обчислення швидкості затвердіння виливки, яка містить лише довідкові характеристики речовини.

Ключові слова: виливка; швидкість затвердіння; модель вибухової пульсуючої кристалізації.

Nedopekin F.V., Petrenko A.A.

Definition of casting solidification rate on the basis of explosive pulse crystallization model.

In the paper crystallization is assumed to be a pulsating process going on at a great speed equal to that of sound.

Precrystallizational supercooling of the melt is considered to be an inherent and constant substance characteristic which can be calculated or measured. Departing from these assumptions, a formula for calculating casting solidification rate containing only referential characteristics of the substance, is obtained.

Key words: casting; solidification rate; model of explosive pulsating crystallization.

УДК 621.01.216

Павленко А.М., Климов Р.А.

Особенности вскипания капель дисперсной фазы эмульсий при изменении температуры несущей среды.

C. 149-156.

Pyc.

Библ.- 8 назв.

В данной работе представлена математическая модель роста паровой фазы при закипании эмульсии в результате резкого сброса давления, учитывающая изменение температуры несущей среды. Модель позволяет описать в более корректной постановке рост паровой фазы в присутствии масла, как ПАВ, с учетом формирования паровой фазы на границе раздела вода-масло. Модель роста паровой фазы с учетом изменения теплоподвода от масла позволяет более точно рассмотреть и изучить процессы, происходящие при вскипании эмульсий.

Ключевые слова: эмульсия; закипание; дробление; ускорение; нестабильность; тепловой поток.

Павленко А.М., Клімов Р.О.

Особливості закипання крапель дисперсної фази емульсій при зміні температури несучого середовища.

У даній роботі представлена математична модель зростання парової фази при закипанні емульсії в результаті різкого скидання тиску, що враховує зміну температури несучого середовища. Модель дозволяє описати в більш коректній постановці зростання парової фази у присутності масла, як ПАР, з урахуванням формування парової фази на межі розділу вода-масло. Модель зростання парової фази з урахуванням зміни теплопідводу від масла дозволяє точніше розглянути і вивчити процеси, що відбуваються при скипанні емульсій.

Ключові слова: емульсія; закипання; подрібнення; прискорення; нестабільність; тепловий потік.

Pavlenko A., Klimov R.

Characteristics of drops effervescence in emulsions disperse phase at the temperature change of the carrying agent.

This paper presents the mathematical model of steam phase growth during emulsion effervescence resulting from sharp pressure drop with regard to the change of carrying agent temperature. The model allows to provide more correct description of the steam phase growth in the presence of oil, as a superficially active substance, taking into account steam phase formation at water-oil borderline. Modelling steam phase growth, considering change of heat supply from the oil allows to make a more accurate analysis of the processes involved in emulsion effervescence.

Keywords: emulsion; effervescence; crushing; acceleration; instability; thermal flow.

УДК 662.764; 536.7

Пинчук В.А., Шевченко Г.Л., Живолуп С.Г.

Структура, свойства и энтальпия образования органической массы бурых углей Украины.

C. 157-164.

Pyc.

Библ.- 10 назв.

Проведен анализ структуры бурых углей, рассмотрены соединения, отражающие особенности строения органического вещества и состава бурого угля. Определен диапазон изменения энтальпии образования бурого угля. Установлены количественные соотношения распределения различных соединений в органической структуре бурого угля и их вклад в суммарный энергетический потенциал. Установлено распределение кислородосодержащих соединений по функциональным группам. Получена зависимость энтальпии образования бурого угля от степени углефикации и содержания кислорода. Оценено количество энергии заключенной в органической массе бурого угля, которую возможно преобразить в полезно используемую теплоту.

Ключевые слова: бурый уголь; энтальпия образования; органическая структура; кислородсодержащие соединения; функциональные группы.

Пінчук В.О., Шевченко Г.Л., Живолуп С.Г.

Структура, властивості та ентальпія утворення органічної маси бурого вугілля України.

Проведений аналіз структури бурого вугілля, розглянуті з'єднання, що відображають особливості будови органічної речовини і складу бурого вугілля. Визначений діапазон зміни ентальпії утворення бурого вугілля. Встановлені кількісні співвідношення розподілу різних з'єднань в органічній структурі бурого вугілля і їх внесок в сумарний енергетичний потенціал. Встановлено розподіл кісневовмістких з'єднаь по функціональних групах. Отримано залежність ентальпії утворення бурого вугілля від ступеня углефікації і вмісту кисню. Оцінена кількість енергії, ув'язненої в органічній масі бурого вугілля, яку можливо перетворити в корисно використовувану теплоту.

Ключові слова: буре вугілля; ентальпія утворення; органічна структура; кисневмісні з'єднання; функціональні групи.

Pinchuk V.A, Shevchenko G.L., Zhyvolup S.G.

Structure, properties and formation enthalpy of Ukrainian brown coal organic matter

The paper analizes brown coal structure and examines compounds, reflecting the structural features of organic matter and composition of brown coal. Formation enthalpy variation range of brown coal is determined. Quantitative distribution ratio of different compounds in the brown coal organic structure and their impact on the total energy potential have been established. The dispersion of oxygen-containing compounds by functional groups has been determined. The dependence of brown coal formation enthalpy on coalification level and oxygen content has been obtained. The amount of energy contained in the organic mass of brown coal and which can be converted to useful heat, is estimated.

Key words: brown coal; formation enthalpy; organic structure; oxygen-containing compounds; functional groups.

УДК 621.783.2:536.25

Похилько А.С., Румянцев В.Д.

Расчет нагрева металла в камерной печи с выдвижным подом, при условии постоянства изменения скорости нагрева на поверхности тела (Chn=const).

C. 165-170.

Pyc.

Библ.- 3 назв.

Предложена методика расчета нагрева металла в камерных печах с выдвижным подом при условии постоянства изменения скорости нагрева на поверхности тела. Данная методика учитывает передачу тепла конвекцией и излучением от дыма к металлу, а также позволяет рассчитать период выхода плотности теплового потока на постоянное значение. Выполнен конкретный расчет по данной методике для нагревательной печи с выдвижным подом ОАО «Армапром». Для расчета коэффициентов теплоотдачи конвекцией использованы известные решения М.А. Михеева. Полученные значения коэффициентов теплоотдачи конвекцией отличаются от аналитически полученных значений, характерных для малоподвижного воздуха.

Ключевые слова: плотность теплового потока; камерная печь; скорость нагрева; коэффициент теплоотдачи; процесс нагрева.

Похилько А.С., Румянцев В.Д.

Розрахунок нагріву метала у камерній печі з висувним подом за умови постійної зміни швидкості нагріву на поверхні тіла ( $C_{H\Pi} = const$ ).

Запропоновано методику розрахунку нагрівання метала в камерних печах з висувним подом за умови постійної зміни швидкості нагріву на поверхні тіла. Дана методика враховує передачу теплоти конвекцією і випромінюванням від диму до металу, а також дозволяє розрахувати період виходу щільності теплового потоку на постійне значення. Виконано конкретний розрахунок за даною методикою для нагрівальної печі з висувним подом ВАТ «Армапром». Для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі конвекцією використані відомі рішення М.А. Міхєєва. Отримані значення коефіцієнтів тепловіддачі конвекцією відрізняються від аналітично отриманих значень, характерних для малорухомого повітря.

Ключові слова: щільність теплового потоку; камерна піч; швид-кість нагріву; коефіцієнт тепловіддачі; процес нагрівання.

Pokhilko A.S., Rumyantsev V.D.

Calculation of metal heating in chamber furnaces bogie hearth at the constant change of heating rate on the body surface.

The method of calculating metal heating in chamber furnaces with bogie hearth subject to constant change of the heating rate on the body surface has been suggested. This method takes into account heat transfer by convection and radiation from the smoke to the metal, and allows to calculate the point of the heat flux density reaching a constant value. The developed method was applied to calculate the heating furnace with bogie hearth Armaprom JSC. Conventional solutions by M.A. Mikheev were used to calculate the convection heat transfer coefficients. The empirically obtained values of convection heat transfer coefficients differ from the analytically obtained values characteristic of slow moving air.

Key words: heat flow density; chamber furnace; heating rate; heat transfer coefficient; heating process.

УДК 669:621.783.23

Радченко Ю.Н., Сапов В.Ф., Шибакинский В.И., Радченко Р.Ю. Совершенствование роликовой печи для термообработки труб.

C. 171-184.

Pyc.

Библ.- 5 назв.

Приведено описание конструкции и тепловой работы существующей роликовой печи для термообработки труб. Выполнен анализ показателей работы печи и определены пути совершенствования теплового агрегата. На основе инженерной модели нагрева разработан

алгоритм расчета работы роликовой печи для ПЭВМ. Выполнено численное исследование по двум вариантам реконструкции роликовой печи. Первый вариант — перевод печного рольганга с водяного охлаждения роликов на воздушное (с последующим использованием этого воздуха для сжигания топлива), второй — установка обычного рекуператора для подогрева воздуха. По результатам расчетов определена экономия топлива по каждому варианту реконструкции роликовой печи.

Ключевые слова: энергосбережение; роликовая печь; водяное охлаждение; воздушное охлаждение; подогрев воздуха; рекуператор.

Радченко Ю.М., Сапов В.Ф., Шибакинський В.І., Радченко Р.Ю. Вдосконалення роликової печі для термообробки труб.

Представлено опис конструкції і теплової роботи існуючої роликової печі для термообробки труб. Виконано аналіз показників роботи печі і визначені шляхи вдосконалення теплового агрегату. На основі інженерної моделі нагріву розроблено алгоритм розрахунку роботи роликової печі для ПЕОМ. Виконано чисельне дослідження по двох варіантах реконструкції роликової печі. Перший варіант — переведення пічного рольганга з водяного охолоджування роликів на повітря (з подальшим використанням цього повітря для спалювання палива), другий — установка звичайного рекуператора для підігріву повітря. За результатами розрахунків визначена економія палива для кожного варіанта реконструкції роликової печі.

Ключові слова: енергозбереження; роликова піч; водяне охолоджування; повітряне охолоджування; рекуператор.

Radchenko Yu.N., Sapov V.F., Shibakinskiy V.I., Radchenko R.Yu. Improvement of the roller stove for heat treatment of pipes.

Design and heat work of the operating roller stove for heat treatment of pipes is described. The stove work indices are analysed and the ways of their improvement are worked out. The algorithm for computing the roller stove is developed on the basis of the engineering heating model. Numerical research has been done into two variants of the roller stove reconstruction. The first variant involves replacement of water cooling of rollers by the air cooling (with subsequent utilization of the used air for fuel combustion), in the second variant a conventional recuperator is used for air heating. Fuel saving has been calculated for each variant of the roller stove reconstruction.

Key words: energy saving; roller stove; water cooling; air cooling; air heating; recuperator.

УДК 621.785

Ревун М.П., Яковлева А.В.

Расчетная оценка температуры поверхности отражателя U-образного «темного» трубного излучателя.

C. 185-189.

Pyc.

Библ.- 3 назв.

В статье проведена расчетная оценка температуры поверхности отражателя U- образного «темного» трубного излучателя при симметричном расположении горелочной и уходящей ветвей излучающей трубы. Выполнены численные расчеты для различных конструктивных размеров излучателя. Результаты расчетов показывают, что температура внутренней поверхности отражателя уменьшается с увеличением тепловых потерь. При изменении геометрических параметров (d=0,8...0,1; h=0,04...0,1; H=0,15...0,18; S=0,2...0,3) температура отражателя изменяется не более, чем на 5 %.

Ключевые слова: U-образный трубный излучатель; горелочная ветвь излучающей трубы; уходящая ветвь излучающей трубы; корпус отражателя; температура расчетной поверхности; лучистый теплообмен.

Ревун М.П., Яковлєва О.В.

Розрахункова оцінка температури поверхні відбивача U-образного «темного» трубного випромінювача.

У статті наведено розрахункову оцінку температури поверхні відбивача U- образного «темного» трубного випромінювача при симетричному розташуванні гілок пальника та гілки, що відходить, випромінюючої труби. Виконано чисельні розрахунки для різних конструктивних розмірів випромінювача. Результати розрахунків показують, що температура внутрішньої поверхні відбивача зменшується із збільшенням теплових втрат. При зміні геометричних параметрів  $(d=0,8...0,1;\ h=0,04...0,1;\ H=0,15...0,18;\ S=0,2...0,3)$  температура відбивача змінюється не більш, ніж на 5 %.

Ключові слова: U-образний трубний випромінювач; гілка пальника випромінюючої труби; гілка, що відходить, випромінюючої труби; корпус відбивача; температура розрахункової поверхні; променистий теплообмін.

Revun M.P., Yakovleva A.V.

Computational assessment of the surface temperature of the U-shaped «dark» pipe radiation reflector.

The paper presents computational assessment of the surface temperature of the U- shaped «dark» pipe emitter reflector for the symmetrically located gas-ring and drain-off branches of the radiating pipe. Numerical calculations have been done for the design dimensions of the radiator. The calculation results show that the bigger heat loss, the lower the inner reflector surface temperature. With the change of geometrical parameters (d = 0.8...0.1, h = 0.04...0.1, H = 0.15...0.18, S = 0.2...0.3), the reflector temperature does not change more than by 5 %.

Key words: U-shaped «dark» pipe radiator; gas-ring branch of the radiating pipe; drain-off branch of the radiating pipe; reflector case; temperature of the computed surface; radiant heat exchange.

УДК 621.746: 669.18

Романько Я.В., Решетняк С.И.

Исследование сушки промежуточного ковша с помощью математической модели.

C. 190-196.

Pyc.

Библ.- 9 назв.

Важным направлением повышения эффективности непрерывной разливки стали является увеличение числа плавок без замены промежуточного ковша. С этой целью в конструкции промежуточных ковшей применяют многослойные футеровки, состоящие из основного слоя, на который сверху наносят рабочий слой. При значительном повышении толщины такого слоя в процессе сушки может возникнуть опасность его взрывного скалывания под воздействием давления испаряющейся влаги. Для изучения этого явления при помощи разработанной ранее математической модели были проведены исследования влияния ряда факторов на максимальное внутреннее давление в порах рабочего слоя промежуточного ковша при его сушке.

Ключевые слова: непрерывная разливка; промежуточный ковш; футеровка; сушка; проницаемость; давление; взрывное скалывание; математическая модель.

Романько Я.В., Решетняк С.І.

Дослідження сушки проміжного ковша за допомогою математичної моделі.

Важливим напрямком підвищення ефективності неперервного розливання сталі є підвищення кількості плавок без заміни проміжного ковша. З цією метою в конструкції проміжних ковшів застосовують багатошарові футерівки, які складаються з основного шару, на який зверху наносять робочий шар. При значному підвищенні товщини такого шару під час сушіння може виникнути небезпека вибухового сколювання під впливом тиску вологи, що випаровується. Для ви-

вчення цього явища за допомогою розробленої математичної моделі були проведені дослідження впливу ряду факторів на максимальний внутрішній тиск в порах робочого шару проміжного ковша при його сушінні.

Ключові слова: неперервне розливання; проміжний ківш; футерівка; сушіння; проникність; тиск; вибухове сколювання; математична модель.

Romanko J.V., Reshetnyak S.I.

The study of tundish ladle drying through mathematical modelling.

Steel continuous casting efficiency increases as steel mark rises. To achieve this aim, multilayered linings comprising basic and working layers are applied in the tundish ladle design. As the thickness of such layer significantly increases in the process of drying, there is an increased danger of its explosive spalling under the pressure of evaporating moisture. To study this phenomenon using the earlier elaborated mathematical model, research has been conducted to analyse the impact of certain factors on the maximum internal pressure in the pores of tundish working layer during its drying.

Key words: continuous casting; tundish; lining; drying; permeability; pressure; expolosive spalling; mathematical model.

УДК 621.577

Усенко А.Ю., Усенко Ю.И., Адаменко Д.С., Бикмаев С.Р.

Анализ эффективности использования теплового насоса для снабжения теплом бытовых потребителей.

C. 197-204.

Pvc.

Библ.- 5 назв.

В статье представлены результаты исследования эффективности работы тепловых насосов. Определена экономическая и экологическая целесообразность использования этих агрегатов в условиях Украины. Установлены зависимости влияния температур источника теплоты и нагреваемого теплоносителя на коэффициент трансформации. Показано, что применение тепловых насосов позволяет существенно сократить выбросы парниковых газов в атмосферу.

Ключевые слова: тепловой насос; коэффициент преобразования; парниковые газы; хладагент.

Усенко А.Ю., Усенко Ю.І., Адаменко Д.С., Бікмаєв С.Р.

Аналіз ефективності використання теплового насосу для постачання теплом побутових споживачів.

У статті представлені результати дослідження ефективності роботи теплових насосів. Визначено економічну та екологічну доцільність використання цих агрегатів в умовах України. Встановлені залежності впливу температур джерела теплоти і теплоносія, що нагрівається, на коефіцієнт трансформації. Показано, що застосування теплових насосів дозволяє істотно скоротити викиди парникових газів в атмосферу.

Ключові слова: тепловий насос; коефіцієнт перетворення; парникові гази; холодоагент.

Usenko A.J., Usenko J.I., Adamenko D.S., Bikmaiev S.R.

Analysis of the heat pump efficiency for heating households.

The paper presents the results of research into the heat pumps work efficiency. Economic and environmental feasibility of their use in Ukraine has been defined. The impact of heat source temperature on transformation coefficient was established. The research has proved that heat pumps utilization allows to significantly reduce greenhouse emissions in the atmosphere.

Key words: heat pump; conversion coefficient; greenhouse gases; coolant.

УДК 662.764

Шарабура Т.А., Пинчук В.А., Шевченко Г.Л.

Влияние температуры подогрева водоугольного топлива на его свойства и состав.

C. 205-211.

Pyc.

Библ.- 8 назв.

Приведены результаты технического анализа исследуемого водоугольного топлива, полученного из газового угля украинского месторождения. Проведены экспериментальные и теоретические исследования подогрева водоугольного топлива и показана динамика выхода парогазовых компонентов топлива в зависимости от температуры и давления. Представлена зависимость влияния температуры на состав водоугольного топлива. Проведены расчетно-теоретические исследования зависимости содержания горючих компонентов в генераторном газе при воздушной и кислородной газификации от температуры предварительного подогрева водоугольного топлива.

Ключевые слова: водоугольное топливо; влажность; подогрев; газификация.

Шарабура Т.А., Пінчук В.О., Шевченко Г.Л.

Вплив температури підігріву водовугільного палива на його властивості і склад.

Приведено результати технічного аналізу досліджуваного водовугільного палива, отриманого з газового вугілля українського родовища. Проведено експериментальні і теоретичні дослідження підігріву водовугільного палива і показана динаміка виходу парогазових компонентів палива залежно від температури і тиску. Представлено залежність впливу температури на склад водовугільного палива. Проведено розрахунково-теоретичні дослідження залежності вмісту горючих компонентів в генераторному газі при повітряній і кисневій газифікації від температури попереднього підігріву водовугільного палива.

Ключові слова: водовугільне паливо; вологість; підігрів; газифікація.

Sharabura T.A., Pinchuk V.A., Shevchenko G.L.

Influence of water-coal fuel heating temperature on its properties and composition.

The paper presents the results of the technical analysis of the investigated water-coal fuel received from gas coal of the Ukrainian deposit. Experimental and theoretical researches of water-coal fuel heating are carried out and dynamics of the output of fuel gas components depending on temperature and pressure is shown. Relations between temperature and composition of water-coal fuel are presented. The dependence of the combustible components in generator gas on the water-coal fuel preliminary heating temperature during air and oxygen gasification has been calculated and theoretically analized.

Key words: water-coal fuel; humidity; heating; gasification.

УДК 662.93/.95

Яковлєва І.Г., Рябошапка Н.*Є*.

Щодо питання рівномірності нагрівання вуглеграфітових виробів в обпалювальних печах (повідомлення 1).

C. 212-218.

Укр.

Библ.- 3 назв.

Наведені експериментальні результати дослідження рівномірності температурного поля муфеля багатокамерної обпалювальної печі вуглеграфітових виробів. Отримані залежності зміни температури в залежності від висоти муфеля, швидкості підйому температури на різних ділянках муфеля від швидкості підйому температури в газовому просторі.

Ключові слова: багатокамерна обпалювальна піч закритого типу; муфель; температурний режим; математична модель.

Яковлева И.Г., Рябошапка Н.Е.

К вопросу равномерности нагрева углеграфитовых изделий в обжиговых печах (сообщение 1).

Приведены экспериментальные результаты исследования равномерности температурного поля муфеля многокамерной печи обжига углеграфитовых изделий. Получены зависимости изменения температуры в зависимости от высоты муфеля, скорости подъема температуры на разных участках муфеля от скорости подъема температуры в газовом пространстве.

Ключевые слова: многокамерная обжиговая печь закрытого типа; муфель; температурный режим; математическая модель.

Yakovlyeva I.H., Ryaboshapka N.Ye.

Uniformity of carbon-graphite articles heating in combustion furnaces (presentation 1).

The paper presents the results of experimental research into the temperature field uniformity of the multichamber furnace muffle for carbon-graphite articles combustion. The relations between the temperature change and the muffle height, as well as between the temperature increase rate at different muffle sections and the temperature growth rate in gas space, have been obtained.

Key words: multichamber combustion furnace; muffle; temperature mode; mathematical model.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Адаменко Д.С., Кремнева К.В., Кремнев В.С., Форись С.М., Павлюк Л.Л. Аналіз впливу сітчастих стабілізаторів полум'я на ефективність спалювання природного газу в факелі	3
Бровкин В.Л., Анурова Т.В., Радченко Ю.Н., Коваленко В.В., Лазич Л. Анализ существующих технологий ускоренного охлаждения сортового проката и его влияние на структуру и механические свойства металла.	14
Веселовский В.Б., Колесник И.А., Клим В.Ю. Тепловыделение в стержневых элементах конструкций при циклическом нагружении.	23
Гичёв Ю.А. Исследование эффективности нагрева металлолома в загрузочном совке для кислородно-конвертерной плавки	32
Гичёв Ю.А. Экспериментальное исследование процесса обжига известняка при периодической подаче газа-теплоносителя	45
Горбунов А.Д. Аналитический расчёт нагрева (охлаждения) простых тел, покрытых тонкой оболочкой	56
Губинский В.И., Воробьева Л.А. Минимизация материалоемкости насадки трубчатого регенератора путем выбора оптимального расстояния между осями труб	63
Губинский М.В., Федоров С.С., Форись С.Н., Адаменко Д.С., Агаджанян А.В. Исследование процессов газораспределения в шахтных известково-обжиговых печах	70
Гупало О.В., Василенко Н.С., Пономаренко Д.С. Методика розрахунку теплової роботи печі безперервної дії з розподіленим підведенням і відведенням газоподібного теплоносія	78
Гупало О.В., Василенко Н.С., Пономаренко Д.С. Ефективність використання регенеративної системи опалення і утилізації теплоти димових газів в кільцевих печах	89
<i>Ерёмин А.О.</i> Формирование равномерного температурного поля газов в регенеративном нагревательном колодце	96
<i>Ильченко К.Д., Шадрова Т.А.</i> Экспериментальное определение коэффициента формы для тел сложной конфигурации	105
Козлов Я.М., Сухий М.П., Сухий К.М., Бурмістр М.В. Фотометричні дослідження стільникових полікарбонатних пластиків з метою їх ефективного використання в якості конструктивних елементів сонячних колекторів	113
CHEMICH LIB COHNYHUX KOHCKTOHIK	117

124
135
143
149
157
165
171
185
190
197
205
212
212

## НАУКОВЕ ВИДАННЯ

Збірник наукових праць Міністерство освіти і науки України Національна металургійна академія України

#### МЕТАЛЛУРГИЧЕСКАЯ ТЕПЛОТЕХНИКА

Російською та українською мовами

Технічний редактор **Т.М. Шемет** Коректор **В.О. Гореленко** 

Здано на складання 29.11.2010 р. Рекомендовано до друку Вченою радою Національної металургійної академії України (протокол № 14 від 02.12.2010 р.)

Оригінал-макет наукового видання розроблено редакцією збірника «Металлургическая телпотехника» спільно з редакційно-видавничим відділом Національної металургійної академії України.

Підписано до друку 02.12.10. Формат 84х108/32 Папір офсетний. Умовн. друк. арк. 14,71. Тираж 300 прим. Замов. №

Віддруковано у видавництві «Нова ідеологія». 49044, м. Дніпропетровськ, вул. Гоголя, 15-а. Свідоцтво ДК № 191 від 20.09.2000 р.

Металлургическая теплотехника: збірник наукових праць М 54 Національної металургійної академії України. — Випуск 2 (17) — Дніпропетровськ: Нова ідеологія, 2010.— 252 с.

ISSN 2075-0714

До цього збірника увійшли статті з теплотехніки та енергетики в металургії, ефективного використання палива, моделювання та експериментального дослідження теплофізичних процесів.