

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ
И НАУКИ УКРАИНЫ**

**НАЦИОНАЛЬНАЯ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКАЯ
АКАДЕМИЯ УКРАИНЫ**

**ТЕПЛОТЕХНИКА,
ЭНЕРГЕТИКА И ЭКОЛОГИЯ
В МЕТАЛЛУРГИИ**

**КОЛЛЕКТИВНАЯ МОНОГРАФИЯ
В ДВУХ КНИГАХ**

КНИГА ПЕРВАЯ

**Под общей редакцией
д.т.н., проф. Ю.С. Пройдака**

**Дніпро
Нова ідеологія
2017**

УДК 669.01/.09:658.567.1:628.477.6:574

ББК 31.3

Т 34

Рекомендовано до друку Вченою радою
Національної металургійної академії України
протокол № 7 от 20 вересня 2017 р.

Теплотехніка, енергетика та екологія в металургії : колективна монографія. У двох книгах. – Книга перша / Під загальною редакцією д.т.н., проф. Ю.С. Пройдака. – Дніпро : Нова ідеологія, 2017. – 284 с.

ISBN 978-617-7068-42-5

У книзі першій колективної монографії представлено роботи вітчизняних і зарубіжних науковців, які присвячені сучасним проблемам промислової теплоенергетики, конструюванню металургійних печей та їх елементів, моделюванню теплофізичних і фізико-хімічних процесів в металургії та енергетиці.

Наведені в монографії результати досліджень будуть корисні фахівцям-металургам та енергетикам, які працюють в проектно-конструкторських, освітніх і наукових установах та науково-виробничих, металургійних і машинобудівних підприємствах.

ISBN 978-617-7068-42-5

© Національна металургійна
академія України, 2017

Раздел 1.

Промышленная теплоэнергетика

Редактор раздела – проф., д.т.н.,
заведующий кафедрой промышленной теплоэнергетики
Национальной металлургической академии Украины
Губинский М.В.

Рецензент – проф., д.т.н.,
профессор кафедры теплоэнергетики Днепровского
государственного технического университета
Горбунов А.Д.

ENERGY-EFFICIENT OPERATIONAL PROCESSES OF ADSORPTIVE HEAT ENERGY STORAGE DEVICES FOR WARMING OF INFLOWING AIR

*E.A. Belyanovskaya¹, K.M. Sukhyi¹, R.D. Lytovchenko¹,
M.P. Sukhyi¹, O.O. Yeromin², E.M. Prokopenko², P. Pissis³*

*1 – State Higher Education Institution «Ukrainian State University of Chemical
Engineering», Dnipro, Ukraine*

2 – National Metallurgical Academy of Ukraine, Dnipro, Ukraine

3 – National Technical University of Athens, Athens, Greece

Abstract

The present work is concerned with evaluation of operational processes of adsorptive heat energy storage devices for warming of inflowing air. The algorithm for calculation of its performance is suggested. It includes computation of mass transfer coefficient, adsorption, useful heat of adsorption, heat inputs for heating the adsorbent, device casing, water in the humidifier, evaporation of water, heating the adsorbed water, desorption and calculation of efficiency coefficient. The optimal operational parameters of adsorptive heat storage device are determined.

Key words: heat energy storage device, composite adsorbent, adsorption, ventilation.

Introduction

Simultaneous growth of fuel costs and energy rates results in enhancement of applying of nonconventional power sources and decentralized heating system. However, exploiting of unconventional power sources is rather complicated with its daily irregularity, dependence of weather conditions, and incoordination in its periods of maximal generation and consuming. In these conditions design of energy effective devices for low-potential energy storage becomes one of the tasks of current interest.

To support acceptable thermal and humidity conditions is the key object of ventilation system. The easiest solution of this problem is applying of warm air for heating cold inflowing air. Regenerative and recuperative heat exchangers are used for this purpose [1, 2]. However, such devices are not apt to solve the problems associated with considerable amounts of moisture in the air-out resulted in ice formation on the cold end of heat exchanger and blockage its work. In these conditions the most promising trends is applying of adsorptive devices for warming of incoming airflow [3].

Although main principles of modeling and optimization of adsorptive processes are considered by Lukin [4], estimation of optimal operational parameters of energy efficient adsorptive heat storage devices suggests multifactor studies of heat-and-mass transfer processes which require substantial material inputs. Accordingly, algorithm developing for calculation

of optimal construction and working parameters of heat storage device becomes an important task.

The present work is focused on operational processes of open-type adsorptive heat energy storage device for warming of inflowing air and developing of algorithm for determination of optimal operating parameters.

Problem definition

Construction of open-type adsorptive heat storage device is given in Fig. 1 [5]. The heat energy storage device is operated into two steps. On the first step external air is pumped by compressor 3 into humidifier 4 where

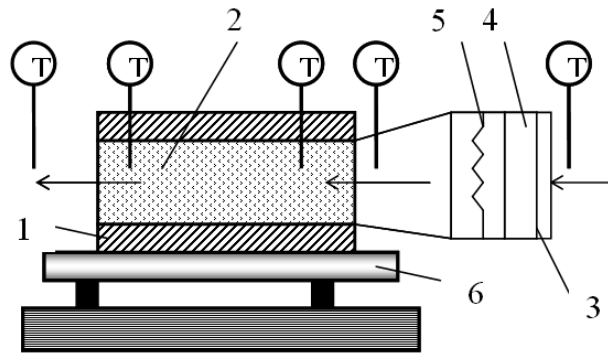


Fig. 1. Test heat storage apparatus:
1 – thermal insulated casing; 2 – heat storage material; 3 – compressor; 4 – air humidifier; 6 – resistance element [10]

its relative degree of humidity is increased to 40 – 80 %. Then humidified air is heated by resistance element 5 to 30 – 60 °C and directed into adsorptive heat storage material for its warming-up during 15 min. Then water adsorption from air passed through adsorbent results in temperature increasing of both heat storage material and air. The temperature of outlet air is observed to be 90 – 115 °C. On the second step (regeneration, i.e. desorption)

hot air is fanned through adsorbent layer to heat adsorbent up to temperatures above 90 °C.

In accordance with these steps algorithm for computation of efficiency coefficient open-type heat storage device is suggested, its operations flowchart being given on Fig. 2.

Having been allowed for operation steps of heat storage device, efficiency coefficient (η) is determined as %:

$$\eta = \frac{Q_u}{Q_{in}} \cdot 100, \quad (1)$$

where Q_u is useful heat (adsorption heat), kJ:

$$Q_u = M_{ads} \cdot \Delta H_{ads}, \quad (2)$$

where M_{ads} is adsorbent mass, kg; ΔH_{ads} – adsorption heat, kJ/kg; Q_{in} is heat input, kJ:

$$Q_{in} = Q_{des} + Q_{ads}^h + Q_{cas}^h + Q_w^h + Q_{a.w.}^h + Q_w^{ev}, \quad (3)$$

where Q_{des} , Q_{ads}^h , Q_{cas}^h , Q_w^h , $Q_{a.w.}^h$, Q_w^{ev} are heat inputs for desorption, heating of sorbent, device casing, water in the humidifier, adsorbed water, water evaporation, kJ.

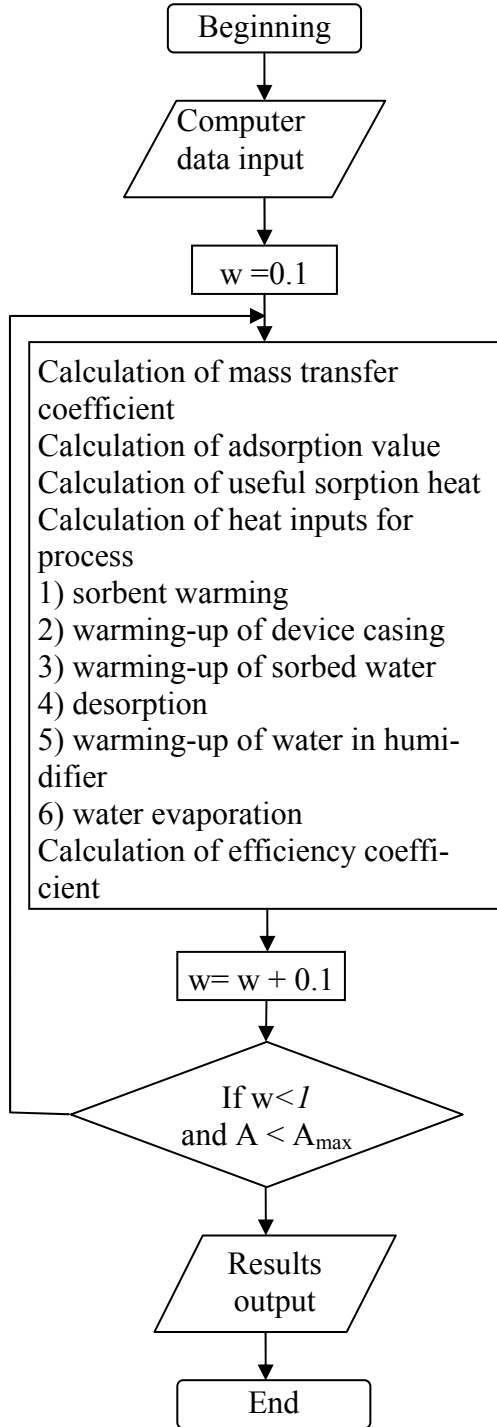


Fig. 2. Operations flowchart for calculation of efficiency factor of adsorptive heat storage device

Heat inputs for warming of materials and units of the device is computed with common formula:

$$Q = M \cdot C \cdot \Delta t. \quad (4)$$

The influence of air-vapor flow rate on efficiency coefficient considered by coefficient A , i.e. adsorption value, kg/kg, this coefficient being used to calculate heat costs for desorption

$$Q_{des} = \Delta H_{des} \cdot M_{ads} \cdot A, \quad (5)$$

and for heating of adsorbed water:

$$Q_{a.w.}^h = M_{ads} \cdot A \cdot C_w \cdot (t_{reg} - t_{env.}), \quad (6)$$

where $\Delta H_{des} = 2850$ kJ/kg is heat of desorption, M_{ads} is adsorbent mass, kg, C_w is water specific heat, kJ/kg·K, t_{reg} and $t_{env.}$ are temperatures of regeneration and environment, °C.

Adsorption value is calculated by formula [6]:

$$A = \frac{C_0 - C}{M_{sor}} \cdot V_{air}, \quad (7)$$

where C_0 and C are inlet and outlet concentration of air-vapor flow, kg/m³, V_{air} is air volume: $V_{air} = F_{hs} \cdot w \cdot \tau$, m³; F_{hs} is cross-section area of heat storage device, m², w is air-vapor flow rate, m/s, τ is sorption time, s, [6]:

$$C = \frac{C_0}{\frac{[\beta \frac{(-\tau \cdot w \cdot C_0)}{A_{max}} + H]}{e^{\frac{A_{max}}{w}}} + 1}}, \quad (8)$$

where H is height of adsorbent layer, m, A_{max} is sorption capacity of sorbent, kg/kg; β – mass transfer coefficient, s⁻¹, calculated by [7]:

$$\frac{1}{\beta} = \frac{1}{\beta_y} + \frac{1}{\beta_p} + \frac{1}{\beta_{c.s.}}, \quad (9)$$

where β_y , β_p and $\beta_{c.s.}$ are mass transfer coefficients for gas phase, pores and coplanar stirring, s^{-1} [7].

As adsorptive heat storage materials composites ‘silica gel – sodium sulphate’ synthesized by sol – gel method are used [5].

Results and discussion

Dependences for efficiency coefficient of adsorptive open-type heat energy storage device based on composite silica gel – sodium sulphate vs. air-vapor flow rate calculated by (1) – (9) are given on Fig. 3.

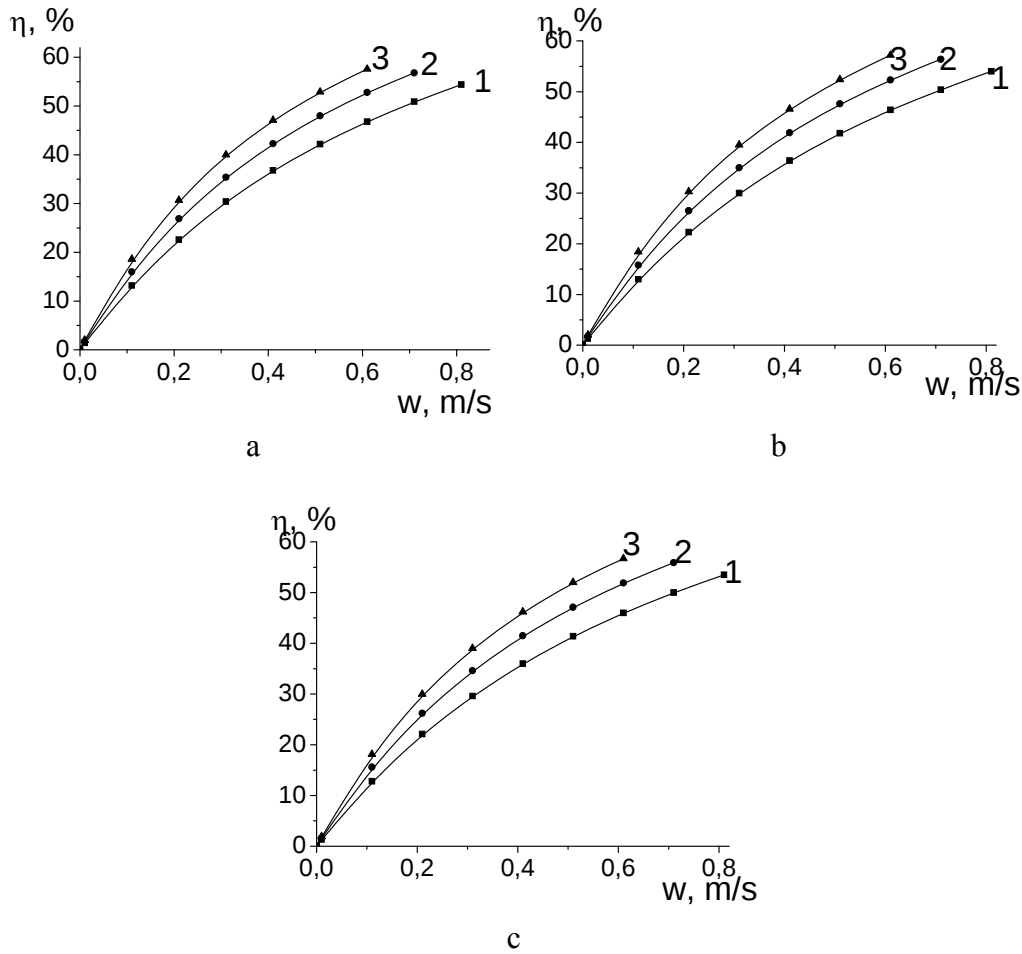


Fig. 3. Efficiency coefficient-vs.-air-vapor flow rate and relative humidity:
1 – 40 %; 2 – 50 %; 3 – 60 %. Air-vapor flow temperature °C:
40 (a); 50 (b) and 60 (c)

Increase in air-vapor flow rate and its relative degree of humidity is registered to result in rise of efficiency coefficient of heat storage device η . Maximum efficiency coefficients of 52 – 57 % are calculated for vapor-air flow rate 0.6 – 0.8 m/s and relative humidity of 40 – 60 %. Value η is appeared to be almost constant when air-vapor flow temperature increased from 40 to 60 °C.

Suggested adsorptive heat storage device is shown to keep the room temperature within limits from 20 °C to 22 °C during at least 8 – 10 hours. It allows reducing energy consumption no less than 2.9 and 2.4 times as compared to solid fuel combustion boiler and electric boiler.

Conclusions

Operational processes of open-type adsorptive heat storage device were studied. The algorithm for estimation of its efficiency coefficient was developed for inflow air warming process. Optimal operating parameters of adsorptive heat storage device are determined by suggested algorithm when composite ‘silica gel – sodium sulphate’ used. They are estimated to be vapor-air flow rate 0.6 – 0.8 m/s and relative humidity of 40 – 60 %.

References

1. Доценко С. А. Энергосберегающие технологии систем вентиляции и кондиционирования воздуха // Стройпрофиль. – 2003. – № 4. – С. 54 – 56.
2. Tyfour W. R., Tashtoush G., Al-Khayyat A. Design and testing of a ready-to-use standalone hot air space heating system // Energy Procedia. – Vol. 74. – 2015 – P. 1228 – 1238
3. Bertsch F., Dagmar J., Asenbeck S., Kerskes H., Druecka H., Wagner W., Weiss W. Comparison of the thermal performance of a solar heating system with open and closed solid sorption storage // Energy Procedia. – 2014. – Vol. 48. – P. 280 – 289
4. Лукин В. Д. Циклические адсорбционные процессы: Теория и расчет / В. Д. Лукин, А. В. Новосельский. – Л.: Химия, 1989. – 256 с.
5. Sukhyu K.M. Structure and adsorption properties of the composites ‘silica gel – sodium sulphate’, obtained by sol – gel method/ K.M. Sukhyu, E.A. Belyanovskaya, Ya.N. Kozlov, E.V. Kolomiyets, M.P. Sukhyu // Applied Thermal Engineering. – 2014. – V. 64. – P. 408 – 412.
6. Павлов К. Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. Учебное пособие для вузов / Под ред. чл.-кор. АН СССР П. Г. Романкова. – 10-е изд., перераб. и доп. – Л: Химия, 1987. – 576 с.
7. Матвейкин, В.Г. Математическое моделирование и управление процессом короткоцикловой безнагревной адсорбции / В.Г. Матвейкин, В.А. Погонин, С.Б. Путин, С.А. Скворцов. – М. : «Издательство Машиностроение-1», 2007. – 140 с.

DYWERSYFIKACJA ŹRÓDEŁ CIEPŁA NA PRZYKŁADZIE CIEPŁOWNI AKADEMICKIEJ

Urbaniak D.¹, Boryca J.², Wyleciał T.²

*1 – Politechnika Częstochowska, Wydział Inżynierii Mechanicznej
i Informatyki, Al. Armii Krajowej 21, 42-200 Częstochowa, Polska*

*2 – Politechnika Częstochowska, Wydział Inżynierii Produkcji i Technologii
Materiałów, Al. Armii Krajowej 19, 42-200 Częstochowa, Polska*

Streszczenie

W pracy przedstawiono możliwości zmiany struktury źródeł pozyskiwania energii na przykładzie ciepłowni akademickiej. Opisano jak, wykorzystując promieniowanie słoneczne, można zaspokoić wyzwania, jakie wynikają z międzynarodowych zobowiązań Polski, a jednocześnie realizować na szczeblu lokalnym cele państwowe. Pokazano również, iż zainstalowanie układu solarnego pozwala zmniejszyć koszty wytwarzania ciepła, a jednocześnie ograniczyć szkodliwe emisje do środowiska, co może stanowić czynnik poprawiający stan bezpieczeństwa energetycznego.

Wprowadzenie

Wzrost dobrobytu ludności każdego kraju zależny jest od jego rozwoju. Rozwój ten rozpatrywany jest na ogół w wymiarze gospodarczym, ale równie ważny jest rozwój ekonomiczny, kulturalny, społeczny, cywilizacyjny, itd.

Rozwój kraju, niezależnie od jego specyfiki, możliwy jest wtedy, kiedy zaspokojone są potrzeby energetyczne społeczeństwa. To z kolei jest ściśle związane z bezpieczeństwem energetycznym kraju. Bezpieczeństwo energetyczne to między innymi zapewnienie możliwości pozyskiwania energii niezależnie od sytuacji geopolitycznej. Kraje cywilizowane dążą do tego, aby w największym stopniu uniezależnić się w tym zakresie od innych krajów. Realizują na ogół politykę dywersyfikacji źródeł energii.

Z drugiej strony w dyskusjach dotyczących rozwoju świata coraz częściej i coraz bardziej stanowczo słyszane są stanowiska dotyczące ochrony środowiska. Rozwój krajów, a nawet całego świata nie jest możliwy bez uwzględnienia różnych regulacji prawnych, dotyczących ochrony natury.

W Polsce energię elektryczną, jak i ciepło wytwarza się przed wszystkim z węgla. Jest to paliwo, które, zwłaszcza w Europie Zachodniej, nie cieszy się szczególnym traktowaniem. W regulacjach prawnych, dotyczących ochrony środowiska, ten rodzaj paliwa jest szczególnie restrykcyjnie postrzegany. Wytwarzanie energii z węgla podlega coraz surowszym uregulowaniom środowiskowym [2], przez co rośnie koszt wytwarzania energii z tego paliwa.

W ostatnim czasie obserwuje się rosnącą ilość instalacji energetycznych, których istotę stanowią odnawialne źródła energii

[3, 4, 5, 6, 8]. Jest to skutkiem między innymi działań politycznych, ale również rosnącej świadomości społeczeństw, zwłaszcza w aspekcie ochrony środowiska naturalnego. Niemniej jednak wprowadzanie odnawialnych źródeł energii pociąga za sobą konieczność uwzględnienia w podejmowanych decyzjach nowych wyzwań, nieznanych w przypadku stosowania tradycyjnych paliw kopalnych. Odnawialne źródła energii charakteryzują się losowością występowania. Jest to przyczyną trudności zaspokojenia potrzeb energetycznych odbiorców w ilościach i czasie, wynikających z bieżących potrzeb. Pojawia się konieczność magazynowania energii – budowy odpowiednio dużych buforów energii, przez co ogólne koszty wytwarzania rosną. Ponadto zwiększa się złożoność systemu regulacji i dystrybucji.

Bezpieczeństwo energetyczne - dywersyfikacja źródeł pozyskiwania energii

Jak już wcześniej wspomniano, rozwój każdego kraju zależny jest od stworzenia odpowiednich warunków, zapewniających bezpieczeństwo energetyczne państwa. Jest to zagadnienie niezwykle złożone i zależne od wielu czynników. Część tych czynników to działania zależne jedynie od władz danego państwa, natomiast znaczna część czynników determinujących bezpieczeństwo energetyczne zależna jest od czynników zewnętrznych, międzynarodowych. Do czynników wewnętrznych można zaliczyć między innymi podejmowanie działań mających na celu utrzymanie w odpowiednim stanie obiektów energetyki, aktualnie stanowiących system elektroenergetyczny kraju; kreślenie planów odtwarzania mocy wytwarzanej energii – budowa nowych obiektów, co jest niezwykle istotne zwłaszcza w przypadku dużych obiektów, których działanie określa się na dziesiątki lat; określenie priorytetów dywersyfikacji źródeł wytwarzania energii; itp. Do czynników zewnętrznych można zaliczyć między innymi ceny paliw na rynkach globalnych; regulacje prawne determinujące normy emisji; sytuację geopolityczną na świecie – wojny, zmiany społeczne, ruchy wyzwolenicze, zmiany technologiczne pozyskiwania różnych źródeł energii (np. pozyskiwanie gazu łupkowego); podpisane zobowiązania polityczne; itp. Ilość tak czynników wewnętrznych, na które wydaje się państwo mieć łatwiejszy i bardziej bezpośredni wpływ, jak i czynników zewnętrznych, których zaistnienie i potencjalny wpływ jest wypadkową działań, na które dane państwo wydaje się mieć znacząco mniejszy wpływ jest tak duża, że mówienie o zapewnieniu bezwzględного bezpieczeństwa energetycznego państwa jest co najmniej dyskusyjne. Z drugiej strony bezpieczeństwo energetyczne jest jednym z podstawowych atrybutów suwerenności i bezpieczeństwa, rozumianego w szerszym tego słowa znaczeniu, państwa. Powoduje to konieczność podejmowania działań, które zagwarantują ciągłość zaspokajania potrzeb energetycznych.

W złożonej sytuacji geopolitycznej świata wydaje się, że pozyskiwanie energii z różnych źródeł – tak pod względem rodzaju źródła, technologii jego eksploatacji, jak i potencjalnego kraju pochodzenia – jest obecnie wskazane. W przypadku znaczącej zmiany warunków geopolitycznych i gwałtownej zmiany ceny jednego źródła energii można wówczas bardziej elastycznie dostosować swój potencjał wytwarzania energii do zaistniałej nowej sytuacji.

W przypadku Polski rezygnacja z węgla jest raczej mało prawdopodobna. Powodowałaby ona zamknięcie kopalń, dużych elektrowni zawodowych, ciepłowni węglowych, brak paliwa zasilającego znaczącą większość gospodarstw indywidualnych, itp. Nagle władze kraju musiałyby zmierzyć się ze znacznym bezrobociem, koniecznością przebranżowienia dużej liczby pracowników, stworzeniem warunków do zastąpienia palenisk węglowych innymi rodzajami źródeł energii, itp.

Z drugiej strony spalanie węgla jest zagrożeniem dla środowiska, co znajduje swoje odniesienie w coraz surowszych regulacjach prawnych, zwłaszcza na obszarze Unii Europejskiej. Zaleca się zastępowanie węgla odnawialnymi źródłami energii.

W Polsce relatywnie niekorzystne warunki geograficzne powodują, że z ogólnie dostępnych odnawialnych źródeł energii największym potencjałem pod względem zasobów wyróżnia się energetyka solarna. W ostatnich latach obserwuje się znaczny wzrost inwestycji solarnych. Jest to m.in. skutkiem polityki dopłat do alternatywnych źródeł energii przez podmioty państwa, jak również wzrostu świadomości ekologicznej społeczeństwa. Wykorzystuje się je przede wszystkim do ogrzewania wody użytkowej i w systemach dwu-funkcyjnych - do ogrzewania pomieszczeń i wytwarzania ciepłej wody użytkowej. Analizując prognozy wykorzystania instalacji solarnych w Polsce [7], należy podkreślić, że będą one stosowane w wymiarze indywidualnym, ale również publicznym. Obok wykorzystywania energii słonecznej do produkcji ciepła, energia ta będzie również źródłem chłodu.

Rozwój czystych technologii spalania węgla, jak również bogate dotychczasowe doświadczenia jego wykorzystywania, pozwalają optymalnych rozwiązań zaspokajania potrzeb energetycznych kraju upatrywać w rozważnym połączeniu dalszego wykorzystywania węgla oraz wdrażania energetyki solarnej.

Energetyka solarna jako sposób zmiany struktury źródeł wytwarzania energii

Celem pracy jest przedstawienie możliwości zmiany struktury źródeł pozyskiwania energii na przykładzie ciepłowni akademickiej.

Jak wcześniej wspomniano, jednym z kluczowych zadań państwa jest stworzenie warunków gwarantujących bezpieczeństwo energetyczne kraju. W pracy przedstawiono jedną z możliwości realizacji tego celu na

przykładzie relatywnie niewielkiej ciepłowni akademickiej. Opisano, jak, wykorzystując promieniowanie słoneczne, można zaspokoić wyzwania, jakie wynikają z międzynarodowych zobowiązań Polski (ograniczenie emisji zanieczyszczeń), a jednocześnie realizować na szczeblu lokalnym cele państwowe.

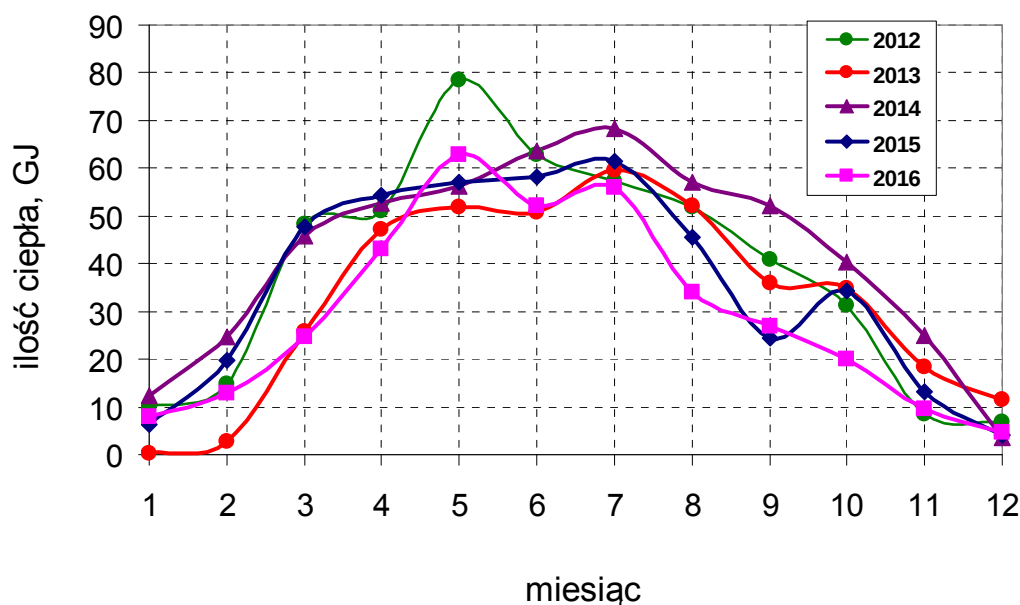
Ciepłownia akademicka, będąca przedmiotem niniejszej pracy, została zmodernizowana w roku 2006 [1, 6]. Do czasu modernizacji ciepłownia zasilana była wyłącznie węglem kamiennym, spalany w kotłach rusztowych. W ramach modernizacji dokonano wymiany przestarzałych kotłów węglowych na nowoczesne wysokosprawne kotły, sterowane automatycznie. Ponadto zainstalowano układ instalacji solarnej. Od tej pory tradycyjne węglowe wytwarzanie ciepła zaczęło wspomagać odnawialnym źródłem ciepła. Moc instalacji solarnej (249,21 m² powierzchni łącznej kolektorów) dobrano tak, aby na dostępnym obszarze ciepłowni zainstalować maksymalnie dużą powierzchnię absorpcyjną promieniowania słonecznego, a jednocześnie aby nie przewymiarować instalacji solarnej w stosunku do potencjalnych możliwości odbiorców (osiedle akademickie). Przewymiarowanie instalacji solarnej, zwłaszcza w okresach letnich, groziłoby bowiem przegrzaniem instalacji i ewentualnymi awariami. Zainstalowanie układu solarnego pozwala zmniejszyć koszty wytwarzania ciepła, a jednocześnie ograniczyć szkodliwe emisje do środowiska.

Wyniki i ich analiza

Wyniki pracy instalacji solarnej w ciepłowni akademickiej w latach 2012-2016 przedstawiono na rys. 1.

Wydajność cieplna instalacji solarnej zależy przede wszystkim od nasłonecznienia na danym obszarze. Słońce w Polsce najintensywniej promieniuje w porze lata, dlatego też produkcja ciepła z wykorzystaniem instalacji solarnej w ciepłowni jest najefektywniejsza w miesiącach letnich (rys. 1). Występują oczywiście pewne odchylenia od ogólnej tendencji – szczyt wydajności raz przypada na maj, innym razem na lipiec, ale generalnie latem następuje generacja ciepła „solarnego”, natomiast zimą praktycznie zanika. Jak już wcześniej wspomniano, wielkość instalacji solarnej wynika z możliwej powierzchni zabudowy solarów (dach magazynów węgla), jak również ze specyfiki odbiorców – osiedle akademickie. Latem odbiór ciepła jest relatywnie mały – wakacje studentów i urlopy pracowników, natomiast gwałtownie rośnie zimą – do potrzeb cieplnych na ciepłą wodę dochodzi pod względem wielkości znaczący element – ogrzewanie. Aby nie doprowadzić do przegrzewania instalacji solarnej latem (relatywnie małe zapotrzebowanie na ciepło), wielkość instalacji jest również relatywnie niewielka. W miesiącach jesiennych, zimowych i wiosennych pozostałą część zapotrzebowania na ciepło realizuje

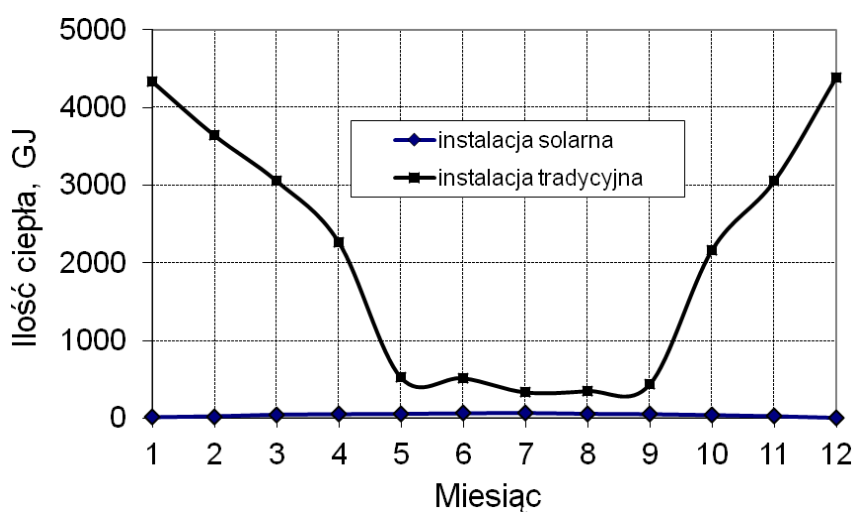
się poprzez pracę tradycyjnych kotłów węglowych. Są to kotły nowoczesne, zatem obliczone na minimalne zanieczyszczenia środowiska.



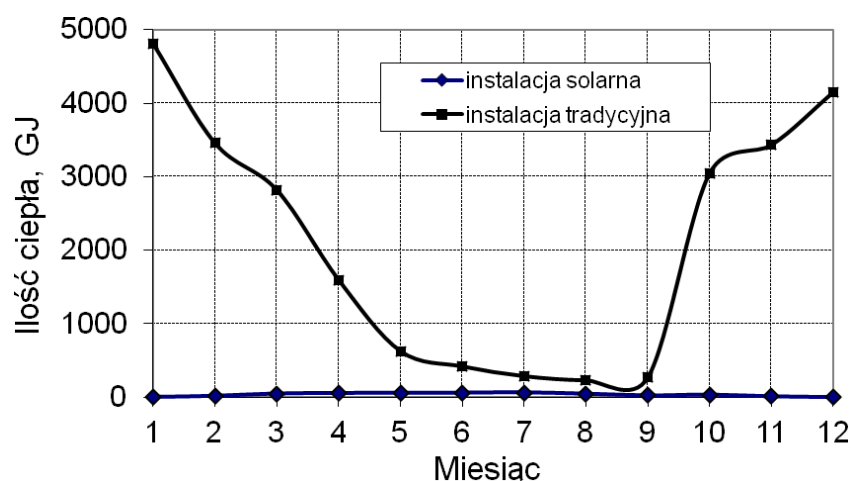
Rys. 1. Ilość ciepła pochłonięta przez instalację solarną w latach 2012-2016

Wyniki pracy instalacji węglowej i solarnej w latach 2014-2016 zestawiono na rys. 2 – 4.

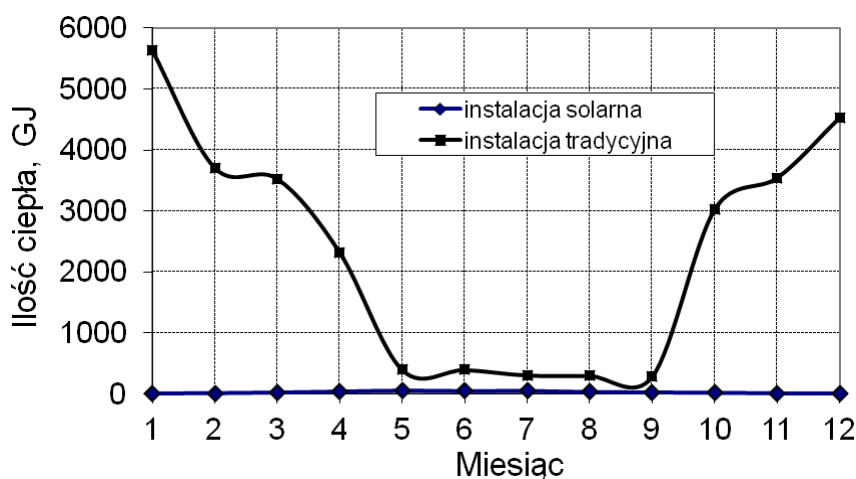
Analizując wykresy, przedstawione na rys. 2 – 4, można stwierdzić, że produkcja ciepła z instalacji solarnych praktycznie jest zerowa (skala wykresu) w odniesieniu do produkcji instalacji węglowej, zwłaszcza w miesiącach zimowych. Jest to wynikiem relatywnie niewielkiej powierzchni solarów.



Rys. 2. Zestawienie ilości ciepła produkowanego przez kotły węglowe i ciepła pochłoniętego przez instalację solarną w roku 2014



Rys. 3. Zestawienie ilości ciepła produkowanego przez kotły węglowe i ciepła pochłoniętego przez instalację solarną w roku 2015



Rys. 4. Zestawienie ilości ciepła produkowanego przez kotły węglowe i ciepła pochłoniętego przez instalację solarną w roku 2016

Ilości ciepła produkowane przez kotły węglowe wynikają z całkowitego zapotrzebowania na ciepło (ciepło na zaspokojenie potrzeb ciepłej wody użytkowej, jak również ciepło na ogrzewanie) i zależą od ilości ciepła zaabsorbowanego przez układ solarny w danym okresie. Praca instalacji solarnej obliczona jest na maksymalnie wykorzystanie energii słonecznej w danych warunkach nasłonecznienia, a ilość ciepła generowana przez instalację węglową jest brakującym składnikiem całkowitego zapotrzebowania na ciepło. Kotły pracujące w ciepłowni poprzez odpowiednie układy automatyki można stosunkowo szybko i sprawnie dostosować do wydajności instalacji solarnej. Analizując możliwości układu solarnego w aspekcie wspomagania pracy kotłów węglowych, należy zauważyć, że są one znikome. Najwięcej ciepła potrzeba w miesiącach zimowych, kiedy praca układu solarnego

praktycznie zamiera. Latem praca samych tylko kolektorów słonecznych jest niewystarczającą, niezbędna jest również praca kotłów węglowych. Tak więc praktycznie cały rok kotły węglowe muszą pracować.

Przedstawione wyniki pracy ciepłowni może nie są bardzo przekonujące w aspekcie określonego celu, natomiast dowodzą, że instalacje solarne (zwłaszcza w aspekcie ich losowej wydajności) mogą wspomagać instalacje węglowe i tym samym przyczynić się do ograniczenia szkodliwych emisji, a jednocześnie zmienić strukturę źródeł pozyskiwania energii. To z kolei może stanowić czynnik poprawiający stan bezpieczeństwa energetycznego. Takie połączenie różnych źródeł energii pozwala maksymalnie wykorzystać odnawialne źródła energii, a jednocześnie stosunkowo prosto rozwiązać problemy wynikające z mankamentów energetyki odnawialnej.

Wnioski

Wykorzystanie instalacji solarnych w Polsce jest możliwe. Należy jednak zdawać sobie sprawę ze specyfiki tego źródła energii. Jednym z istotniejszych uwarunkowań zastosowania energetyki solarnej jest położenie geograficzne obszaru, gdzie planowane jest ich zlokalizowanie. Intensywność promieniowania uzależniona jest ponadto od pory roku. Na ogół większe ilości ciepła zużywamy zimą, a wtedy efektywność promieniowania słonecznego jest najniższa. Latem natomiast zużycie ciepła maleje, czemu towarzyszy intensywne promieniowanie Słońca. Może to stanowić znaczący problem, zwłaszcza w przypadku braku odbioru ciepła przez dłuższy okres – nadmierne nagrzewanie instalacji solarnych.

Wydajność instalacji solarnych uzależniona jest od pory dnia oraz od warunków pogodowych. Natomiast zużycie ciepła przez odbiorców charakteryzuje zgoła inna dzienna prawidłowość. Powoduje to konieczność rozbudowy całego układu generacji ciepła o elementy buforowe, które zmagazynują ciepło w okresach korzystnych warunków nasłonecznienia, natomiast pozwolą czerpać ciepło zgodnie z zapotrzebowaniem w okresach, kiedy promieniowanie nie występuje. Niemniej jednak wprowadzenie dodatkowego elementu całości układu to zmniejszenie sprawności całkowitej układów i zwiększenie kosztów ogólnych.

Literatura

1. Bera D.: Porównanie działania kotłowni Politechniki Częstochowskiej, przed i po modernizacji, Praca dyplomowa, Częstochowa 2007.
2. Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady 2001/77/WE z dn. 27 września 2001 r. w sprawie wspierania produkcji na rynku wewnętrznym energii elektrycznej wytwarzanych ze źródeł odnawialnych.
3. Krawiec F.: Odnawialne źródła energii w świetle globalnego kryzysu energetycznego. Wybrane problemy, Wyd. Difin, Warszawa, 2010.

4. Lewandowski W.M.: Proekologiczne odnawialne źródła energii. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa, 2006, s.432.
5. Pstraś L.: Metodyka analizy rentowności inwestycji fotowoltaicznych. Rynek Energii, 2014, nr 1 (110).
6. Starczyk R., Urbaniak D., Wyleciał T., Wyczółkowski R.: Analiza efektywności pracy układu solarnego wspomagającego kotły węglowe, Rynek ciepła 2013. Materiały i studia, Kaprint 2013.
7. Synteza raportu. Wizja rozwoju energetyki słonecznej termicznej w Polsce wraz z planem działań do 2020 r. Instytut Energetyki Odnawialnej, 2009.
8. Gawlik B., M., Sobiecka E., Vaccaro S.: Quality management organisation, validation of standards, developments and inquiries for solid-recovered fuels - An overview on the QUOVADIS-Project, Energy Policy Vol. 35, Issue: 12, pp. 6293-6298 (2007).

ЕНЕРГЕТИЧНИЙ АУДИТ БУДІВЕЛЬ У СУЧАСНИХ РЕАЛІЯХ

Адаменко Д.С., Кремнева К.В., Карабеза І.І.

Національна металургійна академія України, м. Дніпро, Україна

Анотація

У роботі розглянуто досвід країн ЄС щодо проведення енергетичного аудиту та енергетичної сертифікації будівель. З огляду на сучасне законодавство України в сфері енергетичного аудиту наведені рекомендації для підвищення якості послуг в сфері енергетичного аудиту.

Ключові слова: енергетичний аудит, енергозбереження, ефективність, стандарти, директиви ЄС, сертифікація.

Вступ

Головними факторами, що сприяли розвитку ринку послуг енергетичного аудиту в Україні до сьогодні була діяльність різних міжнародних Агенції в сфері енергоефективності. Основними важелями були програма ЄС по сприянню прискорення процесу економічних реформ в країнах СНД (TACIS), програма Агентства США з Міжнародного розвитку (USAID), програми підтримки уряду Німеччини в особі виконавця «Deutsche Gesellschaft für Internationale Zusammenarbeit (GIZ) GmbH» та інші. Такі програми встановлюють власні вимоги щодо кваліфікації фахівців, результатів і форми звіту з енергетичного аудиту, що відповідають діючим нормам країн ЄС або США. Деякі агентства встановлюють вимоги щодо застосування конкретних програмних продуктів для обробки даних та подання звітів з енергетичного аудиту.

Постановка задачі

Сьогодні в багатьох країнах ЄС процедура енергоаудиту є обов'язковою, та спрямованою в першу чергу на отримання енергетичного паспорта будівлі. Необхідність паспортизації передбачала Директива 2002/91/ EU (EPBD). Такий паспорт є універсальним документом що містить проектні дані по теплозахисту будівлі та відомості про його фактичне енергоспоживання. Багаторічний збір даних, що наведені в енергетичному паспорті, дозволив створити широку базу для подальшої сертифікації будівель які належать до різних типів (громадські, житлові, промислові). Факт отримання сертифікату підтверджує відповідність об'єкту нормам діючого законодавства в сфері енергоефективності.

У країнах ЄС енергетичний аудит проводиться відповідно до вимог які визначені Директивами та стандартами: 2012/27/EU щодо енергоефективності, 2010/30/EU щодо маркування та стандартної інформації про енергоспоживання, 2010/31/EU щодо енергетичних характеристик будівель.

Відповідно до положень Директиви 2012/27/EU енергетичний аудит являє собою систематичну процедуру, з ціллю отримання адекватної інформації про існуючий профіль енергоспоживання будівлі або групи будівель, промислових або комерційних споруд або установок, для виявлення і кількісної оцінки економічної ефективності заходів з економії енергії, та для звітності результатів.

Відповідно до стандарту EN 16247-1 енергетичний аудитор повинен мати відповідну кваліфікацію (відповідно до місцевих норм і рекомендацій), та мати досвід в виконуванні таких видів робіт в рамках узгодженого обсягу, цілей і ретельності.

Етапи проведення енергетичного аудиту наведені на рис. 1. Енергетичний аудит може бути проведений за спрощеною схемою (без енергетичних гарантій та з точністю $\pm 10 \div 15 \%$) та детальний (з енергетичними гарантіями та точністю $\pm 5 \div 10 \%$).



Рис. 1. Етапи проведення енергетичного аудиту

У сучасних реаліях України з урахуванням спрямованості країни в бік євроінтеграції, розвиток послуг енергетичного аудиту повинен здійснюватися консолідовано з нормами українського законодавства та з урахуванням досвіду країн ЄС.

Основна частина

Ринок надання послуг енергетичного аудиту в Україні на теперішній час має достатньо законодавчих важелів для успішного розвитку.

Найвпливовішим важелем стало прийняття ВР закону України від 22.06.2017 року № 2118-VIII «Про енергетичну ефективність будівель», що відповідає вимогам Третього енергетичного пакету в програмі підтримки ЄС та спрямований на виконання положень Директиви 2010/31/EU. Закон набирає чинності з 23.07.2018 року, а окремі статті закону з 01.01.2019 року.

Законом передбачено:

- сертифікація енергетичної ефективності це вид енергетичного аудиту;
- обов’язкова сертифікація будівель житлово-комунальної сфери за критеріями енергетичної ефективності;
- сертифікація будівель здійснюється незалежними кваліфікованими фахівцями, що пройшли відповідну атестацію та отримали атестат енергоаудитора;
- атестація енергоаудиторів здійснюється спеціальними атестаційними комісіями, створеними відповідними наказами органів місцевого самоврядування;
- енергоаудитор несе цивільно-правову відповідальність за дані наведені в сертифікаті, а в разі порушення діючих норм закону може бути позбавлений атестату на термін до трьох років;
- енергетичний сертифікат будівлі є складовою частиною будівельного паспорта об’єкта будівництва;
- строк дії енергетичного сертифіката будівлі становить десять років.

Перелічені положення Закону щодо атестації енергоаудиторів безумовно вимагають додаткових підзаконних актів, що роз’яснять механізм створення атестаційних комісій та формалізують процедуру атестації та кваліфікаційні вимоги до претендентів.

З метою систематизації даних про енергетичну ефективність будівель та моніторингу за дотриманням законодавства у сфері забезпечення енергетичної ефективності будівель створюється база даних енергетичних сертифікатів.

Також впливовими важелями можна зазначити прийняття таких Національних стандартів України: ДСТУ Б В.2.2-39:2016 «Методи та етапи проведення енергетичного аудиту будівель», та ДСТУ А.2.2-12:2015 «Енергетична ефективність будівель».

Державні стандарти вперше логічно гармонізували такі поняття як нормативна енергетична ефективність будівель та мінімальні вимоги до енергетичної ефективності. Заходи з енергозбереження тепер спрямовуються не просто на будь-яке зниження споживання паливно-

енергетичних ресурсів. За мету ставиться досягнення конкретних мінімальних показників енергетичної ефективності, що застосовуються для будівель різного типу та призначення.

З урахуванням положень перелічених вище документів можна з певною мірою достовірності дати таке перспективне визначення: *«Енергетичний аудит будівель це комплекс розрахункових та інструментальних обслідувань, спрямованих на визначення фактичної енергоефективності та оцінки потенціалу енергозбереження, за результатами яких проводиться сертифікація з визначенням певного класу енергетичної ефективності будівлі».*

В сучасних реаліях України залучення коштів на реалізацію заходів з підвищення енергетичної ефективності будівель може здійснюватися за рахунок: кредитів та від міжнародних або державних фінансових установ, грантових програм та енергосервісу (ESCO), фонд регіонального розвитку.

В цьому контексті, при залученні коштів, форма звіту з енергетичного аудиту корегується з урахуванням вимог зовнішніх донорів. Складання грантових заявок стає одним із етапів енергетичного аудиту. Енергоаудитор повинен мати значний досвід та відповідну кваліфікацію яка відповідає вимогам зовнішніх донорів. Наприклад для участі у грантових програмах USAID енергоаудитор повинен отримати міжнародний сертифікат ENSI від ENERGY SAVING INTERNATIONAL AS (Королівство Норвегія).

Висновки

Необхідно відзначити, що потреба в енергетичному аудиті будівель в Україні росте з кожним роком, а разом з ним збільшується і число організацій, що пропонують такі послуги. Для підвищення якості послуг у сфері енергетичного аудиту необхідно: кваліфікацію енергоаудиторів спрямовувати на складання грантових заявок із залучення коштів зовнішніх донорів; забезпечити дієву систему контролю якості аудиторських послуг на місцевому рівні; проведення роз'яснювальної роботи в об'єднаних територіальних громадах для підвищення рівня обізнаності та зацікавленість в проведенні енергоаудиту кінцевих споживачів.

ПЕРЕОЦЕНКА ПРИЧИН И ПОСЛЕДСТВИЙ ПОВЫШЕННОЙ КОРРОЗИОННОЙ АГРЕССИВНОСТИ ХИМОЧИЩЕННОЙ ВОДЫ В ЭНЕРГОСИСТЕМАХ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ КОМБИНАТОВ

Бежан В.А., Цыганов В.И., Житаренко В.М.

Приазовский государственный технический университет, г. Мариуполь, Украина

Аннотация

Приведенные результаты исследований, позволяют утверждать об ошибочности таких выводов: высокая концентрация железа в питательной воде паровых котлов обусловлена не столько высокими значениями общей минерализации применяемой технической воды, сколько специфичным взаимодействием отдельных компонентов её химического состава по тракту получения и транспортирования химически очищенной воды. На основе учета этих особенностей разработан ряд мероприятия по снижению агрессивности химочищенной воды (ХОВ).

Ключевые слова: химводоочистка, химически очищенная вода, коррозионная агрессивность, содержание железа.

Введение

Содержание железа в питательной воде паровых котлов ТЭЦ металлургических комбинатов многократно превышает установленные нормы, что приводит к значительным экономическим потерям. Ранее считалось, что причины столь грубых нарушений качества питательной воды являются следствием высокого уровня общей минерализации воды источников технического водоснабжения меткомбинатов и, соответственно, не могут быть устранены на, применяемых комбинатами, технологических схемах химводоочистки (ХВО).

Постановка задачи

Известно, что ХОВ, получаемая из воды практически любых источников технического водоснабжения, отличается высокой коррозионной агрессивностью. Опасность этого явления проявляется, в первую очередь, в нарушениях качества питательной воды паровых котлов низкого и среднего давлений, являющихся основными потребителями ХОВ. Появление в этой воде повышенного содержания железа приводит к заносу поверхностей нагрева котлов отложениями, что оказывает влияние на экономичность и надежность их работы. Целью данной работы является анализ и переоценка причин и последствий повышенной коррозионной агрессивности ХОВ и разработка на их основе мероприятий по снижению агрессивности ХОВ.

Решение поставленной задачи

Повышенная коррозионная агрессивность ХОВ обусловлена тем, что из неё предварительно были удалены соли жесткости, ингиби-

рующие в обычных условиях интенсивность коррозионных процессов. Особенно актуальна проблема загрязнения ХОВ продуктами коррозии при транспортировании её на большие расстояния.

Нормируемое предельно допустимое содержание железа в питательной воде большинства котлов среднего давления находится в диапазоне 50 – 100 мкг/л [1]. И при таком содержании железа имеют место процессы железо-окисного накипеобразования, однако интенсивность их достаточно низка. При соблюдении норм качества питательной и котловой воды, основная масса, поступившего с питательной водой, железа выводится из котла с непрерывной продувкой, что обеспечивает возможность длительной эксплуатации котлов без проведения химических промывок паро-генерирующих поверхностей.

Ситуация резко меняется, когда концентрация железа в питательной воде превышает установленные нормы: с увеличением концентрации железа в питательной воде, его доля, выводимая с непрерывной продувкой, резко снижается, что создает серьезные проблемы в эксплуатации. Количество продуктов коррозии, отлагающихся на поверхностях нагрева, составляет 70 – 80 % от их количества, вносимого с питательной водой. По этой причине, в зависимости от конструктивных особенностей парогенераторов, прирост удельной загрязненности паро-генерирующих поверхностей колеблется в диапазоне 500 – 700 г на м²/год (допустимые значения 300 – 800 г/м² [2]). Образующиеся железо-окисные отложения являются пористыми, их толщина в течение года увеличивается на 2 – 3 мм.

Наиболее опасно нарушение качества питательной воды по содержанию железа для зон с высокими тепло-напряжениями на парогенерирующих поверхностях. В этих зонах происходит локализация и быстрое накопление железо-окисных отложений, что, как следствие, приводит к перегосу и необходимости частой замены этих поверхностей.

Кроме влияния на надежность работы, образовавшиеся отложения влияют и на экономические показатели работы котлов. Это влияние проявляется в снижении их КПД. Известно, что КПД паровых котлов, при образовании отложений приведенного выше состава и структуры, снижается на ~3 % на каждый миллиметр толщины накипи [3]. Для рассматриваемых условий приведенные усредненные значения прироста удельной загрязненности труб обуславливают снижение КПД котлов на ~ 6 %.

В натуральном выражении, для установки с паро-производительностью 50 т/час, этот прирост потерь составит ~ 12 тыс. Гкал/год или ~ 12 млн грн/год в денежном выражении. В реальных условиях работы парогенерирующих установок ТЭЦ меткомбинатов, толщина отложений может достигать 5 – 6 мм, соответственно, потери тепловой энергии увеличиваются до ~ 20 %, а экономические потери, с учетом реальной суммарной мощности паро-

генерирующих установок комбинатов, могут достигать сотен млн. грн. в год.

Хотя, рассматриваемая проблема актуальна для всех случаев производства и транспортирования ХОВ на большие расстояния, однако, применительно к Мариупольским меткомбинатам, она проявляется особенно сильно, что связано с особенностями химического состава исходной воды и получаемой из неё ХОВ.

Для нужд технического водоснабжения меткомбинатов применяются воды р. Кальмиус (ММК им. Ильича), и Павлопольского водохранилища (ММК «Азовсталь»). Кроме того, некоторые ХВО ММК им. Ильича в качестве исходной воды используют продувочные воды систем оборотного водоснабжения комбината. Химический состав указанных потоков представлен в табл. 1.

Таблица 1

Усредненное качество исходной воды на ММК «Азовсталь» и им. Ильича

Источник технического водоснабжения	Ca	Mg	Cl	SO ₄	Щ _{общ}	Щ _{ф.ф}	Fe	NH ₃	PO ₄	Общее с/с
р. Кальмиус	7,6	8,2	270	1108	6,8	0,6	450	0,1	3,4	1550
Повлопольское водохранилище	5,8	7,3	216	780	5,5	0	400	0,5	4,2	1100
Продувочная вода оборотных циклов	6,3	9,7	266	1280	5,5	0,4	380	0,1	2,4	1950

Водоподготовительные установки на этих меткомбинатах работают по схеме: известкование в осветлителях – механическая фильтрация – двухступенчатое натрийкатионирование.

В процессе обработки воды в осветлителях происходит значительное снижение коррозионной агрессивности обрабатываемой воды по причинам полного удаления свободной углекислоты и повышения величины рН осветленной воды с ~ 7,5. до 10 – 10,5. Кроме того, в осветлителях удаляется и значительная часть железа, вносимого с исходной водой (содержание железа снижается с 0,4 мг/л до 0,05 – 0,07 мг/л, табл. 2) .

Таблица 2

Химический состав предочищенной и химочищенной вод (ММК им. Ильича)

Содержание мг-экв/л	Жесткость общая	Cl	SO ₄	C/C	Щ _{общ}	Fe	pH
Предочищенная вода	11,3-12,3	290-320	1020-1150	2500-2650	0,58-0,74	0,048	9,85-10,5
ХОВ (непоср. на ХВО)	25	290-320	910-1050	1900-2010	0,45-0,5	250-450	8,85-9,5

Таким образом, вода после осветлителей должна быть относительно не коррозионно-агрессивной и достаточно хорошо очищенной от окислов железа. Кроме того, при таких высоких значениях рН все железо должно находиться в воде после осветлителей в дисперсной форме и удаляться из воды на фильтрующих загрузках механических и ионитных фильтров, вследствие чего, содержание железа в ХОВ должно быть даже ниже чем в воде после осветлителей.

На большинстве водоподготовительных установок, расположенных в других регионах, такое действительно происходит, в результате чего остаточная концентрация железа в ХОВ редко превышает 100 мкг/л. Однако, на ХВО Мариупольских меткомбинатов ситуация совсем другая (табл. 2). ХОВ по тракту ХВО не только не очищается, а наоборот, загрязняется железом. Причем, имеют место хронические случаи залпового загрязнения ХОВ железом. Такая же ситуация наблюдается и при транспортировке ХОВ на большие расстояния.

Увеличение содержания железа в процессе транспортировки ХОВ может достигать 2500 – 4500 мкг/л, что, с учетом его более высокого содержания в воде непосредственно после фильтров ХВО, а также с учетом невыясненных причин залповых загрязнений ХОВ, обуславливает значительно более сложные проблемы в эксплуатации энергетических объектов, потребляющих эту воду (табл. 3).

Таблица 3

Изменение качества ХОВ в процессе транспортировки (ММК «Азовсталь»)

Содержание, мкг-экв/л	Ж _{общ}	Cl	SO ₄	C/C	Щ _{общ}	Fe	pH
ХОВ (на ХВО)	25	194	650	910	0,7	350	10,3
ХОВ у потребителя	30	194	625	910	0,55	4500	9,2

Объяснить, приведенные в таблицах изменения качества ХОВ, только высокой минерализацией этой воды невозможно, так как колебания минерального состава исходной воды по контролируемым показателям не имеют сколь либо существенных величин, и не совпадают с изменениями качества ХОВ по содержанию железа.

Известно, что в исходной воде могут содержаться примеси, способные как замедлять, так и ускорять коррозионные процессы. Изначально предполагалось, что применительно к водам применяемым на ХВО меткомбинатов Мариуполя причины, обуславливающие высокую интенсивность коррозионных процессов хорошо известны: высокое содержание хлоридов и сульфатов в условиях полного отсутствия солей кальциевой жесткости.

К особенностям эксплуатации ХВО Мариупольских меткомбинатов относится и периодически возникающая проблемная эксплуатация натрий-катионитных фильтров второй ступени. Имеются основания

полагать, что эти случаи нарушений в работе фильтров второй ступени не связаны с теми либо иными нарушениями нормируемого технологического режима их эксплуатации. Наиболее вероятно, что причины возникновения нарушений в работе натрий-фильтров второй ступени также связаны с физико-химическими процессами по тракту ХВО, обуславливающими повышение коррозионной агрессивности ХОВ.

Для определения причин возникновения этих процессов был проведен детальный анализ изменений химического состава ХОВ по неконтролируемым в процессе рядовой эксплуатации показателям на отдельных ступенях её получения. Выявленные особенности протекающих по тракту ХВО нежелательных физико-химических процессов позволили рассматривать и меры борьбы с ними.

В качестве этих мер могут быть рекомендованы: изменения режима эксплуатации тракта ХОВ от насосов осветленной воды до натрий-фильтров второй ступени (мероприятия эксплуатационно-наладочного характера), доочистка ХОВ от различных примесей путем досыпки в натрий-катионитные фильтры второй ступени (дополнительно к существующему слою катионита) специального сорбента, реагентная обработка ХОВ (по необходимости) ингибитором окислительно-восстановительных реакций для защиты трубопровода от ХВО до потребителя.

Назначение дополнительной досыпки в фильтры второй ступени это удаление специфичных примесей исходной воды и различных форм железа, появившегося в воде после фильтров первой ступени. Предполагается, что железо, содержащееся в воде после натрий-фильтров первой ступени, представлено в виде труднорастворимых окислов и гидроокиси железа как в грубодисперсном (частицы с размерами больше 0,1 мкм) так и коллоидно-дисперсном (частицы с размерами от 1 до 100 мкм) состоянии. Кроме того, предполагается, что в этой воде появились соединения железа, связанные с особенностями химического состава исходной воды и находящиеся в истинно растворенном состоянии.

Удаление дисперсных форм железа аналогично удалению любой дисперсной взвеси на фильтрах с зернистой загрузкой и не представляет особой сложности. Удаление коллоидно-дисперсных и истинно растворённых форм железа имеет целый ряд особенностей, которые необходимо учитывать при выборе технологии очистки, от них, воды.

Выводы

1. Качество воды, применяемой для питания парогенерирующих установок Мариупольских меткомбинатов не соответствует установленным требованиям по содержанию железа. Глубина нарушений достигает десятикратных значений.

2. Аномально высокое содержание железа в ХОВ и аномально высокий его прирост на участке транспортировки от ХВО до удаленного потребителя, являются следствием физико-химических процессов, связанных с особенностями химического состава исходной воды по ненормируемым и неконтролируемым показателям качества, которым в настоящее время не придается должного значения.

3. Высокое содержание хлоридов и сульфатов в условиях полного отсутствия солей жесткости не является определяющим фактором интенсивности коррозионных процессов.

Список литературы

1. Прузнер С. Л. Экономика энергетики СССР : [Учеб. для энерг. спец. вузов] / С. Л. Прузнер, А. Н. Златопольский, А. М. Некрасов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Высш. шк., 1984. – 424 с.
2. Сборник докладов конференции «Современные технологии водоподготовки и защиты оборудования от коррозии и накипеобразования» г. Москва, ИРЕА, Июнь 2003 г.
3. Мартынова О. И. Вопросы очистки и обработки добавочной воды на крупных ТЭС / Мартынова О. И. – М. : Энергия, 1974.

ТЕХНОЛОГИЯ ОЧИСТКИ И ПРОФИЛАКТИКА ЗАГРЯЗНЕНИЯ ПАРОГЕНЕРИРУЮЩИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ КОТЛОВ МЕТОДОМ ДИСКРЕТНОГО РЕЖИМА ВНУТРИКОТЛОВОЙ ОБРАБОТКИ ВОДЫ

Бежан В.А., Цыганов В.И., Житаренко В.М.

Приазовский государственный технический университет, г. Мариуполь, Украина

Аннотация

Представлена технология выполнения программы работ по очистке и профилактике загрязнений парогенерирующих поверхностей котлов, состоящей из следующих трех этапов.

1. При высокой удельной загрязненности паро-генерирующих поверхностей ($> 800 - 1000 \text{ г/м}^2$) предлагается осуществлять щелочные выварки с применением диспергирующих присадок, обеспечивающих возможность относительно легко реализуемого и быстрого удаления отложений сложного состава, ранее удаляемых исключительно в процессе кислотных промывок (описание технологии представлено ниже).

2. При относительно невысокой загрязненности паро-генерирующих поверхностей ($\leq 600 - 800 \text{ г/м}^2$) производится непрерывный контроль прироста удельной загрязненности паро-генерирующих поверхностей котлов расчетным методом, т.е. без проведения контрольных вырезов паро-генерирующих труб. Для осуществления этого контроля в существующий график химического контроля качества питательной и котловой воды вводятся определения дополнительных показателей.

3. По результатам расчетной оценки прироста удельной загрязненности, осуществляется периодическое изменение режима внутри котловой обработки воды, позволяющее осуществлять процесс промывки паро-генерирующих поверхностей «на ходу». По результатам оценки коррозионной агрессивности котловой воды производится соответствующая коррекция базового режима внутри котловой обработки.

Введение

Занос парогенерирующих поверхностей котлов отложениями является одной из основных причин повышенной аварийности и снижения экономичности их работы. Представленная ниже методика очистки и последующего поддержания чистоты внутренних поверхностей котлов позволяет радикальным образом решать эту проблему. Представляемая технология заключается в комплексе мероприятий как чисто организационного, так и организационно-технического характера.

Постановка задачи

Известно, что фосфатирование, применяемое для непрерывной внутрикотловой обработки воды, не обеспечивает защиту парогенерирующих поверхностей котлов от железо-фосфатной, железо-окисной и других видов накипей. В тоже время, фосфатирование может интенсифицировать процессы различного накипеобразования, например, железо-фосфатных накипей, что, как правило, имеет место на паровых котлах многих предприятий.

Периодическая замена режима фосфатирования на метод внутрикотловой обработки воды, позволяющий обеспечивать режим промывки парогенерирующих поверхностей «на ходу», является, с одной стороны, высокоэффективной мерой поддержания чистоты парогенерирующих поверхностей, с другой стороны, этот режим безопасен как с позиций коррозии, так и с позиций обеспечения качества пара.

Целью данной работы является разработка технологии чередования двух вариантов ведения водно-химического режима: базовый вариант – т.е. режим стандартного фосфатирования в соответствии с нормами ПТЭ, который периодически заменяется на режим промывки «на ходу», основанный на применении специальных методов внутрикотловой обработки воды.

Решение поставленной задачи

Основное назначение фосфатирования – предупреждение кальциевого накипеобразования. Вспомогательное назначение фосфатирования – создание некоторого щелочного буфера котловой воды.

При эффективно работающей водоподготовительной установке величина общей жесткости питательной воды не превышает 10 мкг-экв/кг. В этих условиях опасность кальциевого накипеобразования практически отсутствует: во-первых, очень маленькие абсолютные значения величины общей жесткости; во-вторых, в связи с селективностью реакций ионного обмена, в натрий-катионированной воде превалирует магниевая составляющая солей жесткости, кальциевая составляющая жесткости в этих условиях измеряется ещё более мизерными величинами (~ 1 – 3 мкг-экв/л). Таким образом, применение фосфатирования по основному назначению носит чисто профилактический характер.

Тринатрийфосфат в котловой воде подвергается гидролизу:



Согласно этой реакции на 1 мг PO_4 образуется 0,02 мг-экв едкого натра (реакции гидролиза тринатрийфосфата по второй и третьей ступеням в данном случае во внимание не принимаются). Средняя концентрация фосфатов в котловой воде чистого отсека составляет 3 мг/л. Таким образом, за счет фосфатирования щелочность котловой воды чистого отсека увеличится на 0,02 мг-экв/л.

Питательная вода обычно состоит из ХОВ или смеси ХОВ и конденсата. Общая щелочность ХОВ при работе ХВО по схеме: известкование – коагуляция в осветлителях – двухступенчатое натрийкатионирование составляет 0,6 – 0,8 мг-экв/л. В условиях отсутствия конденсата это будет и щелочность питательной воды. При условии хотя бы двухкратного концентрирования котловой воды в чистом отсеке, щелочность котловой воды (без учета амминирования), обусловленная щелочностью ХОВ, будет составлять ~ 1,5 мг-экв/л.

При добавках конденсата (например, 70 % конденсата и 30 % ХОВ) Щелочность котловой воды, за счет ХОВ будет составлять ~ 0,7 мг-экв/л. Следовательно, влияние фосфатирования на щелочность котловой воды составляет ~ 1,3 – 2,8 %, т.е. пренебрежительно малые величины. При других принципиальных схемах ХВО, влияние фосфатирования на щелочность котловой воды ещё менее значительное.

Существующие схемы натрий-катионирования не предназначены для удаления железа из обрабатываемой воды. Более того, в определенных условиях натрий-катионирование может способствовать как хроническому, так и залповому загрязнению питательной воды продуктами коррозии. При повышенном содержании железа в питательной воде фосфатирование может интенсифицировать занос парогенерирующих поверхностей отложениями, за счет образования железо-фосфатных накипей.

Непрерывный контроль за изменениями относительной удельной загрязненности парогенерирующих поверхностей в различные периоды эксплуатации является основополагающим условием ведения водно-химического режима котлов в соответствии с настоящей программой.

Для определения прироста удельной загрязненности парогенерирующих поверхностей котлов по результатам химического контроля качества питательной и котловой воды разработана специальная методика. Эта методика позволяет расчетным путем оценивать изменение состояния парогенерирующих поверхностей за заданные промежутки времени без осуществления контрольных вырезов.

Для выполнения расчетов, согласно этой методике, необходимо дополнительно к существующему объему химического контроля, осуществлять периодический контроль качества котловой воды по основным накипеобразующим компонентам (соединениям жесткости и железа). Методика предназначена для оценки и контроля как интенсивность заноса поверхностей котлов, так и определения эффективности и периодичности применения профилактических режимов промывки парогенерирующих поверхностей «на ходу».

Заложенная в основу дискретного режима внутрикотловой обработки воды, технология промывки парогенерирующих поверхностей «на ходу» в течение длительного времени апробировалась на практике. Опыт её применения показывает, что даже при значительных нарушениях качества питательной воды по содержанию железа и солям жесткости, удастся не только предупредить образование новой накипи, но и успешно реализовывать режим промывки «на ходу».

Для условий, когда качество питательной воды соответствует действующим нормам (железо не более 100 мкг/л, жесткость не более 20 мкг-экв/л), расчетная дискретность дискретной обработки находится в соотношении 10 : 2, т.е. 10 мес. непрерывной работы в режиме стандартного фосфатирования (или без фосфатном (безреагентном,

при применении других методов) режиме) и 2 мес. непрерывной работы котла в режиме промывки «на ходу». Для условий, когда качество питательной воды превышает нормируемые значения на $\leq 100\%$ (железо до 200 мкг/л, жесткость до 40 мкг-экв/л) оценочно периодичность дискретной обработки 8 : 2, т.е. т.е. 8 мес. работы в режиме фосфатирования. 2 мес. работы в режиме промывки «на ходу». Оценочное определение дискретности режима, при более грубых нарушениях качества питательной воды, осуществляется исходя из проведения предварительных балансовых испытаний. Во всех случаях последующие определения дискретности осуществляются исключительно по результатам расчетных определений величины прироста загрязненности.

Предлагаемое изменение режима внутрикотловой обработки воды позволяет осуществлять процесс промывки парогенерирующих поверхностей «на ходу». Однако, при значительной начальной удельной загрязненности парогенерирующих поверхностей (≥ 800 г/м²) реализация такого режима потребует значительных затрат средств и времени. Для удаления отложений в таких случаях более целесообразно предварительно удалить значительную часть загрязнений.

Применение для этих целей того либо варианта стандартных кислотных промывок достаточно затруднительно, так как эти промывки представляют собой довольно сложный, как в организационном, так и техническом плане, процесс. Для удаления таких отложений можно предусмотреть реализацию технологии щелочной выварки, обеспечивающей возможность, в процессе рядовой и легко реализуемой операции по щелочению внутренних поверхностей котлов, удалять значительную часть отложений, ранее удаляемых исключительно путем кислотных промывок.

Технология основана на применении композиции реагентов, состоящей из щелочных растворов диспергаторов и комплексообразователей. Промывка осуществляется в режиме естественной циркуляции котловой воды при огневом подогреве (режим затяжного пуска) с выдержкой продолжительностью $\sim 50 - 100$ часов при давлении в барабане котла 5 – 7 ат.

Обязательным условием для применения этой технологии очистки поверхностей котлов от отложений, является предварительное определение удельной загрязненности и химического состава отложений. При высокой удельной загрязненности (более 2000 г/м²) для проведения щелочной выварки по этой технологии может потребоваться проведение 2 – 3 идентичных этапов.

Компонентный состав композиции при кальциевой составляющей в отложениях $\geq 40 - 45\%$, значительно отличается от композиций для отложений другого состава. Для этого случая также большая вероятность, того что для очистки поверхностей потребуется два и более этапов.

Расход композиции зависит от водяного объема котла. Для оценочных расчетов принимается 12 кг композиции на 1 м³ водяного объ-

ема котла для отложений, в которых кальциевая составляющая $< 40 - 45 \%$ и до 30 кг/м^3 для отложений, в которых кальциевая составляющая $\geq 40 - 45 \%$.

Выполнение работ, включая способ и порядок первоначального ввода реагентов в котел и для последующей коррекции в процессе промывки, производится в соответствии с отдельной программой, учитывающей местную специфику. Этой программой оговариваются и методы контроля процесса химической промывки, которые зависят от состава композиции, определяемого химическим составом отложений.

Выводы

1. Применение фосфатирования по основному назначению носит чисто профилактический характер.

2. Предлагаемый метод ведения водно-химического режима, позволяет контролировать этот процесс и в случае контролируемого увеличения удельной загрязненности паро-генерирующих труб, в том числе, за счет образования кальциевых отложений (в варианте полного отказа от фосфатирования), перевести котел в режим промывки «на ходу».

3. Применительно к подавляющему большинству котлов низкого и среднего давлений, реализация режима дискретной внутрикотловой обработки воды позволяет полностью отказаться от применения фосфатирования.

Список литературы

1. Технічна експлуатація електричних станцій і мереж. Правила. Львів, 2002.
2. Правила будови та технічної експлуатації водопідготовчих установок та засобів організації і проведення водно-хімічного режиму енергооб'єктів. – Харків 1999.
3. Прузнер С. Л. Экономика энергетики СССР : [Учеб. для энерг. спец. вузов] / С. Л. Прузнер, А. Н. Златопольский, А. М. Некрасов. - 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Высш. шк., 1984. – 424 с. : ил.
4. Салашенко И. Г., Черных З. И. Способ химического обескислороживания воды. Патент Украины, № 20031212180, Опубл. 15.02. 2005, бюл. № 2.
5. Сборник докладов конференции «Современные технологии водоподготовки и защиты оборудования от коррозии и накипеобразования», г. Москва, ИРЕА, Июнь 2003 г.
6. Обработка воды на тепловых электростанциях. Под редакцией В. А. Голубцова. – Ленинград : Энергия, 1966.
7. Мартынова О. И. Вопросы очистки и обработки добавочной воды на крупных ТЭС / Мартынова О. И. – М. : Энергия, 1974.
8. Сандуляк А. В. Магнитное обезжелезивание конденсата. [Текст] / А. В. Сандуляк, И. М. Федоткин. – М. : Энергоатомиздат, 1983. – 87 с.
9. Салдадзе К. М. Комплексообразующие иониты (комплекситы) / К. М. Салдадзе, В. Д. Копылова-Валова – М. : Химия, 1980. – 336 с.
10. Веселов Ю. С. Водоочистное оборудование. Конструирование и использование : учебное пособие / Ю. С. Веселов, Лавров, Н. И. Рукобратский. – Л. : Машиностроение, 1985. – 232 с.

ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ПОЛИАМИННЫХ РЕЖИМОВ НА КОТЛАХ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ ТЭЦ

Бежан В.А., Цыганов В.И., Житаренко В.М., Медведева М.В.

Приазовский государственный технический университет, г. Мариуполь, Украина

Аннотация

Проанализирован опыт применения полиаминных режимов на котлах среднего давления теплоэнергетических объектов металлургических предприятий. Сделаны выводы о целесообразности применения полиаминов.

Ключевые слова: полиаминные режимы, котел, питательная вода.

Введение

Полиаминные режимы, основанные на применении специально подобранных композиций реагентов с различными коммерческими названиями, но аналогичными функциями, заключаться в нижеследующем:

- обработка питательной воды смесью органических аминов (нейтрализующих аминов) предназначенных для повышения величины рН питательной воды после деаэратора и нейтрализации свободной углекислоты в конденсатном тракте, появление которой там обусловлено термическим разложением (т.е. термолизом) карбонатов в котловой воде с образованием едкого натра и сводной CO_2 , отдуваемой в котлах с паром;
- обработка питательной воды пленкообразующими амминами с целью защиты поверхностей конденсатно-питательного тракта от коррозии;
- обработка воды дисперсантами (по необходимости) с целью защиты поверхностей котлов от накипи;
- обработка воды поглотителями кислорода с целью химического дообескислороживания питательной воды при регламентном режиме деаэрации.

Постановка задачи

Условия применения полиаминных режимов для котлов высокого и среднего давлений существенно отличаются. Причем, если применение полиаминных режимов на котлах высокого давления детально изучалось квалифицированными научно исследовательскими и наладочными организациями, которые отметили существенные недостатки при их применении, то применение этих режимов на котлах среднего давления основано практически исключительно на рекомендациях поставщиков.

Взамен существующих методов коррекционной обработки питательной и котловой воды делаются попытки внедрения комплексных

полиаминных режимов. В основном эти попытки касаются котлов высокого давления. Однако, имеются случаи, когда полиаминные режимы пытаются внедрять и на котлах среднего давления. Применительно как к котлам высокого давления, так и, в особенности, к котлам среднего давления, при применении этих режимов обнаружился ряд особенностей, в том числе обуславливающих повышенную аварийность работы оборудования, которые и определили актуальность проведения анализа с позиций целесообразности применения этих режимов вообще, а на котлах промышленной теплоэнергетики в особенности. Цель работы – проанализировать опыт и особенности применения полиаминных режимов на котлах среднего давления при различных схемах приготовления питательной воды.

Решение поставленной задачи

В процессе эксплуатации ТЭС, оборудованных барабанными котлами высокого давления было установлено, что полиаминные режимы более капризны по сравнению с традиционным ВХР. Проведённые исследования [1] позволяют утверждать, что исходная органика (особенно при применении воды поверхностных водоемов) может оказывать существенное негативное воздействие на полиаминные ВХР. В работе [2] также анализируются причины повышенной аварийности котлов при применении на ТЭС полиаминных комплексов. Сделан вывод, что одним из условий, при внедрении водно-химических режимов на основе комплексных аминоксодержащих реагентов является поддержание в котловой воде буферной щелочности. В работе [3] проанализированы причины повышенной аварийности котлов при применении полиаминных комплексов на Приднепровской ТЭС и Кременчугской ТЭЦ. Показано, что одной из возможных причин неудачного применения этого режима является отсутствие химпромывки тракта перед применением полиаминных комплексов. В работе [4] отмечается, что, результат внедрения реагента «Эпурамин» оказался весьма далек от декларируемого, так как сопровождался повреждением поверхностей нагрева котлов, заносом поверхностей пароперегревателя и проточной части турбин и другими отрицательными последствиями, поэтому 80 % предприятий, внедривших полиаминный режим, отказались от его использования.

Таким образом, можно сделать вывод, что к применению ВХР, основанного на полиаминных комплексах, необходимо подходить с большой степенью осторожности.

Имеется опыт применения полиаминных режимов на котлах среднего давления БКЗ-75-39 ТЭЦ и ОКГ кислородно-конверторного производства металлургического завода.

Питание котлов на ТЭЦ осуществлялось смесью химочищенной воды и турбинного конденсата. Основным недостатком существовав-

шего водно-химического режима было повышенное содержание железа в питательной воде, которое хронически находилось на уровне 500 (табл. 1) мкг/кг и являлось причиной интенсивных железоокисных отложений парогенерирующих поверхностей.

Таблица 1

Нормы качества и фактическое качество питательной воды котлов БКЗ 75-39 до внедрения полиаминного режима

	Жесткость	Щелочность	Солесодержание	Железо	Кислород
Норма	10	-	250	50	30
Факт	10-100	0,5-0,9	400-600	300-600	30

Первоначально на этой ТЭЦ применялась внутрикотловая обработка воды фосфатированием, затем оно было заменено на «Эпюрамин». Через восемь месяцев после начала обработки питательной воды реагентом «Эпюрамин» состояние с водно-химическим режимом ухудшилось: интенсифицировались процессы коррозии и накипеобразования как поверхностей водяных экономайзеров, так и парогенерирующих труб котлов. В отложениях на парогенерирующих трубах выросла относительная величина кремнекислых соединений. Ожидаемого изменения содержания железа в сторону уменьшения его содержания в питательной воде не произошло. Более того, в питательной воде повысилась концентрация меди, что могло быть причиной интенсификации коррозии латунных поверхностей конденсаторов турбин.

Таким образом, декларируемая поставщиком эффективность применения предложенного варианта полиаминного режима не подтвердилась, более того, был получен отрицательный результат: процессы накипеобразования и коррозии интенсифицировались.

Питательная вода котлов ОКГ также состояла из смеси химочищенной воды и дистиллята испарителей. Предусмотрено было также подмешивание пермиата. В табл. 2 приведено качество питательной воды этих котлов до внедрения полиаминного режима.

Первоначально полиаминный режим заключался во введении в питательную воду реагента «Эпюрамин». Однако большое содержание железа в питательной воде, величина которого не снижалась, как ожидалось, при применении полиаминного режима, не обеспечило поддержание безнакипного режима. В последующем этот режим был заменен на применение двухреагентных композиций: полиаминного комплекса «Purotech», вводимого в питательную воду дозой 15 мг/л и противонакипной композиции, представляющей собой смесь фосфонатов и диспергаторов, вводимой в котловую воду дозой 20 мг/л.

Таблица 2

Нормы качества и фактическое качество питательной воды котлов ОКГ до внедрения полиаминного режима

	Жесткость	Щелочность	Солесодержание	Железо	Кислород
Нома	5	-	200	50	30
Факт	≤5	0,4-0,8	600-1100	600-2000	30

Согласно этой таблицы, содержание свободной углекислоты в вырабатываемом котлами паре, образующейся за счет термоллиза её связанных форм, будет составлять 9 – 16 мг/л. Для связывания этой углекислоты требуется нейтрализующих аминов в количестве 40 – 70 мг/л в пересчете на ЦГА, т.е. в 3 – 5 раз выше от фактической дозы вводимого реагента, даже при условии, что этот реагент представляет собой однокомпонентный раствор ЦГА 100 % концентрации.

Обработка велась в течение примерно пяти лет. Достаточный срок чтобы отмыть тракт от имевшихся железоокисных отложений и запассивировать его. Однако существенного улучшения качества питательной воды в течение столь длительного периода обработки замечено не было (табл. 3). Данный факт можно объяснить недостаточным количеством вводимых нейтрализующих аминов.

Таблица 3

Качество питательной воды котлов ОКГ после внедрения полиаминного режима

	Жесткость	Щелочность	Солесодержание	Железо	Кислород
Факт	≤5	0,4-0,8	500-1000	450-1700	30

В табл. 4 приведена информация о химическом составе отложений до и после внедрения полиаминного режима.

Таблица 4

Химический состав отложений на парогенерирующих поверхностях энерготехнологического котла до и после внедрения полиаминного режима, (%)

	Потери при прокаливании	CaO	MgO	Fe ₂ O ₃	CuO	P ₂ O ₅	SO ₄	Н/р остат
До внедрения	1,5	2,2	0,4	79,5	0,2	-	-	12
После внедрения	у.в.	3,5	0,5	83,7	0,4	-	0,4	18,5

Баланс котла по содержанию железа свидетельствует, что на котлах идет интенсивная отмывка. Однако при внутренних осмотрах обнаруживается значительная зашламленность труб (до 720 г/м² при норме не более 300 г/м²), состоящая преимущественно из окислов же-

леза (табл. 4). Это может быть объяснено интенсивной коррозией парогенерирующих поверхностей, вследствие чего в котловую воду генерируются окислы железа в сверх балансовых количествах.

Факт интенсивной коррозии подтверждается результатами внутренних осмотров. Коррозия имеет различный характер: от язвин диаметром 1 – 2 мм до язвин диаметром 30 мм. Кроме того, отдельные трубы имеют равномерные утонения, напоминающие по внешнему виду пароводянную коррозию. В предыдущие периоды эксплуатации также наблюдались коррозионные повреждения. Однако их появление было связано с грубыми нарушениями режима термической деаэрации. При нормализации этого режима коррозия практически отсутствовала.

По нашему мнению наличие коррозионных повреждений такого характера в условиях стабильной работы термической деаэрации объясняется не только описанной выше повышенной коррозионной агрессивностью полиаминных режимов, но и хорошо известными [6] особенностями применения комплексообразующих реагентов к которым можно отнести «Purotech».

Выводы

1. Ожидаемого снижения содержания продуктов коррозии в питательной воде за счет пассивации поверхностей конденсатно-питательного тракта и нейтрализации свободной углекислоты, при применении рекомендованных поставщиком режимах обработки, не происходит в широком диапазоне качества питательной воды.

2. Согласно приведенным расчетам, расход нейтрализующих аминов для обеспечения эффективного режима обработки в частых случаях должен быть значительно большим от задаваемого поставщиком, что ставит под сомнение экономическую целесообразность применения этого режима.

3. Применение пленкообразующих аминов с целью подавления процессов коррозии парогенерирующих поверхностей себя не оправдало. Процессы коррозии не только не снизились, но и значительно увеличились. Одна из наиболее вероятных причин – неправильное ведение режима обработки

4. Рекомендуемый различными источниками контроль за поддержанием заданной дозы ОДА в обрабатываемой воде обычно не ведется, а возникающий из-за недодозировки дефицит ОДА приводит к нарушению целостности защитной пленки, что и усугубляет коррозионные процессы.

5. Применение, дополнительно к полиаминным композициям, композиций на основе комплексонов, предназначенных для защиты поверхностей от накипи, себя не оправдало. Занос поверхностей отложениями за короткий период достигает критических величин, что обуславливает необходимость срочного проведения химических про-

мывок либо сознательного подхода учитывающего необходимость скорой замены оборудования на новое.

Список литературы

1. <http://algoritmist.ru/novye-vxr/opyt-primenenija-plenochnyx-aminov-na-teplovux-ehlektrostantsijax-ukrainy-soobschenie.html>. Опыт применения пленочных аминов на тепловых электростанциях Украины (сообщение).
2. Богачёв А. Ф. ВТИ. К вопросу влияния органических аминосодержащих соединений на коррозионные процессы в пароводяном тракте ТЭС. Источник : Труды конференции «Повышение надежности и эффективности эксплуатации электрических станций и энергетических систем», 2010 г., МЭИ, www.energy2010.mpei.ru
3. Опыт эксплуатации барабанных котлов высокого давления на Приднепровской ТЭС с коррекционной обработкой теплоносителя комплексным реагентом Эпурамин Л.А. Зуев, Т.В. Стельмашенко, Г.И. Фесак, Шестакова Е.В. – Энергетика и электрификация. – 2007. – № 1. – С. 27–30
4. Инструкция по коррекционной обработке комплексным реагентом EPURAMIN (Эпурамин) теплоносителя котлов давлением 2,4 – 13,8 МПа. СО 34.37.535-2004
5. Розенфельд И. Л. Ингибиторы коррозии / И. Л. Розенфельд. – М. : Химия, 1977. – 350 с.

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ СЖИГАНИЯ ДОМЕННОГО ГАЗА В КОТЛАХ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ ТЭЦ

Житаренко В.М., Медведева М.В.

Приазовский государственный технический университет, г. Мариуполь, Украина

Аннотация

Проанализированы причины низкой эффективности сжигания доменного газа в котлах промышленных ТЭЦ металлургических предприятий и существующие пути решения проблемы. Рассмотрены реализованные мероприятия на ТЭЦ МК «Азовсталь», ММК «им. Ильича», МК «Запорожсталь» и др. Предложено использовать обогащение горелочного воздуха техническим кислородом. Выполнен сравнительный анализ различных мероприятий.

Ключевые слова: доменный газ, котел, технологический кислород, обогащение воздуха кислородом, энергоэффективность.

Введение

На металлургических предприятиях, таких как «Азовсталь», «им. Ильича», «Запорожсталь», ДМЗ, Алчевский, Днепродзержинский, Криворожский меткомбинаты и ряде других с полным металлургическим циклом, широко используется доменный газ. Основными потребителями являются воздухоподогреватели доменных печей и нагревательные печи прокатного производства. Энергетические котлы ТЭЦ, ПЭВС, ПВС выступают в роли буферных потребителей. Небольшая доля доменного газа сжигается на свече. С сокращением производства готового проката, ростом стоимости природного газа и его дефицитностью, которые наблюдаются повсеместно в последние годы, доля используемого доменного газа растет, а его роль как буферного топлива сглаживается.

В настоящее время доля доменного газа в котельном топливе составляет $85 \div 90 \%$, и имеется тенденция для дальнейшего роста до $95 - 98 \%$. Несмотря на то, что объемы доменного газа таковы, что способны покрыть нужды в топливных ресурсах, он значительно дешевле других топлив, его эффективное использование продолжает оставаться актуальной задачей.

Постановка задачи

Доменный газ как топливо для энергетических котлов имеет ряд особенностей. Большое количество балласта (до $12 \div 15 \%$ CO_2 и $55 \div 60 \%$ азота) является причиной его низкой калорийности и больших объемов уходящих газов. Проблемы использования доменного газа хорошо известны: низкая температура горения, химический недожог, большие объемы продуктов сгорания, неустойчивый факел и др. [1].

Котлоагрегаты металлургических ТЭЦ, в которых используется доменный газ, весьма разнообразны. Это преимущественно адаптированные твердотопливные котлы 50 – 80 гг. прошлого века: ЦКТИ-75-39Ф1, ТП-150-2, ТО-2, ТКЗ-120, ЛМЗ-90, ПК-14-2М, БКЗ-75, ТП-220, и ряд других. Эти котлы на смесях газе работают относительно удовлетворительно, хотя имеются котлы, специально спроектированные для работы на доменном газе, такие как ТГ-159СО и др.

Работа твердотопливных котлов на низкокалорийном доменном газе характеризуется прежде всего тем, что практически никогда не достигается номинальная производительность ($60 \div 80 \%$ от номинальной). Значения КПД при этом составляют $84 \div 87 \%$. Для стабилизации работы котлов к доменному газу практически везде подмешивают природный или коксовый газы.

Причина низкой производительности в том, что температура в топке составляет $1200 \div 1400 \text{ }^{\circ}\text{C}$, и, несмотря на то, что температура на выходе из топки выше расчетной ($1100 \div 1200 \text{ }^{\circ}\text{C}$), испарительные поверхности нагрева вырабатывают недостаточное количество пароводяной смеси. Тепловая нагрузка перераспределена в сторону конвективной шахты, что ведет к росту температуры перегрева, температуры горячего воздуха, увеличению доли пара в пароводяной смеси на выходе из экономайзера. Пароохладители, установленные на котлах имеют максимальное тепловосприятие $80 \div 120 \text{ кДж/кг}$, чего с повышением доли доменного газа недостаточно для компенсации избыточного перегрева.

Целью данной работы является анализ существующих наработок и поиск путей повышения эффективности сжигания доменного газа в топках промышленных котлов.

Решение поставленной задачи

Известен ряд направлений повышения эффективности использования доменного газа как самостоятельно, так и в смеси природным и коксовым газами в котельном оборудовании [2].

Попытки эффективно сжигать смесь доменного и природного газов привели к созданию многотопливных горелок с изменением положения ядра факела (саморегулируемые). Это частично или полностью сняло проблему высокого перегрева и недожога, однако решить проблему низкого КПД они не решают [3].

Другим путем явились разработки, направленные на интенсификацию топочных процессов горения путем подогрева не только воздуха, но и доменного газа.

В ряде последних разработок – повышение температуры доменного газа путем подогрева в автономных регенеративных и рекуперативных газоподогревателях, использующих как теплоту уходящих газов, так и внешние источники. Так в работе [5] предлагается для кот-

лов ТП-150 установка автономного регенеративного подогревателя (АРП) доменного газа. Газ подогревается до 600 °С в АРП с КПД 0,8, что позволит поднять КПД котла на 3,5 – 4 %. Вызывает сомнения как сама возможность реализации подогрева в АРП небезопасного доменного газа до 600 °С. так и возможность повышения КПД, а в данном случае, коэффициента использования топлива. Если определять КПД только котла, то, несомненно, он возрастет. Однако для получения дополнительной теплоты доменного газа потребуется сжигать топливо с КПД 80 % (т.е. ниже, чем у котла), а следовательно, коэффициент использования топлива понизится. Вызывает также сомнения возможность глубокого охлаждения уходящих газов в конвективной шахте без радикальной реконструкции хвостовых поверхностей. Считается более эффективным применение встроенного в котел подогревателя доменного газа, и хотя температура подогрева не превышает 150 ÷ 200 °С, это позволит существенно повысить КПД котла, а применение подогревателя с промежуточным теплоносителем – повысит безопасность [4]. Было бы эффективным плане понижения температуры уходящих газов применение оребренных хвостовых поверхностей, однако наличие доменной пыли снизит их надежность.

Проблему снижения производительности котла при увеличении доли доменного газа радикально эти мероприятия не решают. Эта проблема имеет те же корни что и проблема низкого КПД - низкая калорийность – низкая температура горения – большой объем отходящих газов.

Проблема низкого КПД котла – в балласте топливо-воздушной смеси. Несложные расчеты показывают относительные доли балластных составляющих в уходящих газах за счет присосов, дутьевого воздуха и доменного газа (в качестве балластных составляющих учитывался азот и углекислый газ):

- балласт присосов – 12 – 24 % N₂, 0 % CO₂;
- балласт с воздухом – 40 – 60 % N₂, 0 % CO₂
- балласт с доменным газом – 45 – 55 % N₂, 12 – 20 % CO₂.

Решение проблемы заключается в снижении балластной составляющей доменного газа – удалении или уменьшение CO₂, N₂, а, равно как и воздуха. Удалять балластные газы из доменного газа или воздуха каким-либо известным химическим или физическим способом в промышленных масштабах либо невозможно, либо очень дорого.

Как вариант способа снижения доли балласта в продуктах сгорания котлов металлургических ТЭЦ при сжигании низкокалорийного доменного газа можно применить обогащение воздуха кислородом.

На современных металлургических предприятиях имеется избыток так называемого технического кислорода, непригодного для продувки конверторов. Его можно использовать для обогащения воздуха, подавая в горелки котлов. Оценочные расчеты показали, что в любом

случае повышение содержания кислорода в топливо-воздушной смеси приводит к улучшению процессов горения и теплообмена в котлах. Так на каждый процент увеличения содержания кислорода в дутьевом воздухе температура горения доменного газа повышается на 35°C , снижается температура на выходе из топки и объемы продуктов сгорания.

На рис. 1 показана зависимость относительного снижения объемов воздуха и уходящих газов от содержания кислорода в дутьевом воздухе.

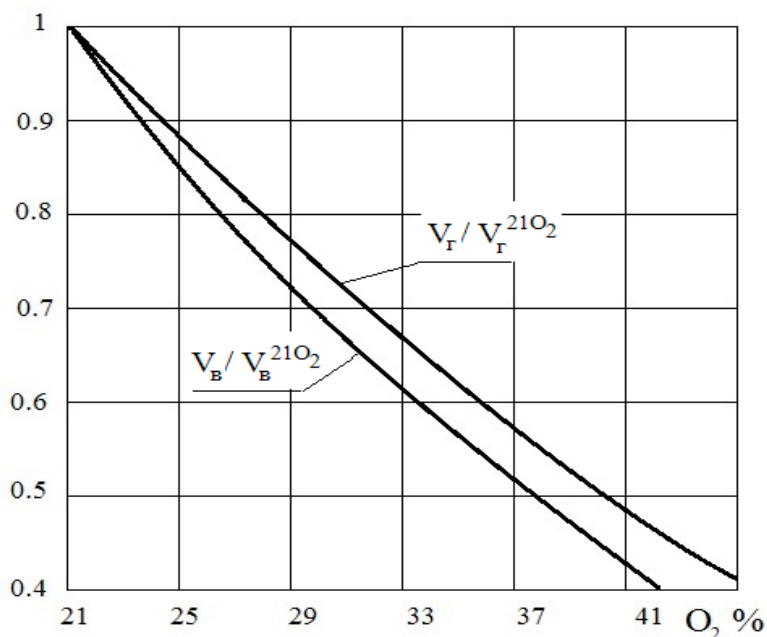


Рис. 1. Зависимость относительного снижения объемов воздуха и уходящих газов от содержания кислорода

На рис. 2 показана зависимость величины прироста КПД котла от содержания кислорода в дутьевом воздухе.

Поскольку прирост КПД котла с увеличением степени обогащения снижается, имеет смысл говорить об оптимальном содержании кислорода в топливо-воздушной смеси.

Оптимальное содержание кислорода в смеси будет определяться в первую очередь соотношением затрат на обогащение (стоимостью кислорода) и экономией топлива, вследствие повышения КПД. Очевидно, что применение обогащения приводит к увеличению эксплуатационных затрат на производство пара в себестоимости. В случае использования только доменного газа, объемы которого на МК не лимитированы, а часть сжигается на свечах, можно получить экономию за счет снижения затрат электроэнергии на собственные нужды и «вытеснении» из парового баланса источников, работающих на более дорогом топливе или с более низким КПД. Учет последних двух факторов достаточно сложен.

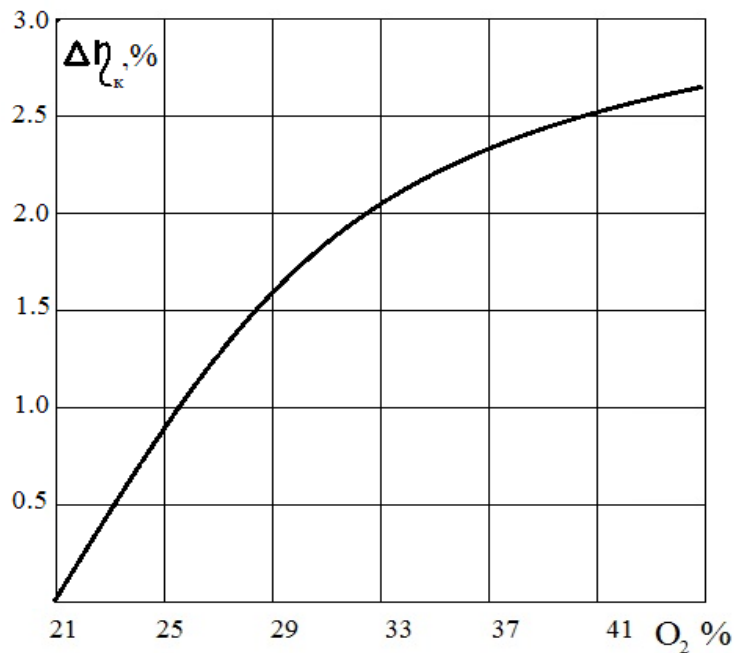


Рис. 2. Зависимость величины прироста КПД котла от содержания кислорода в дутьевом воздухе

Оценочные расчеты экономии показали, что при стоимости кислорода около 500 грн/тыс. м³ и доменного газа 150 грн/тыс. м³, оптимальная величина содержания кислорода в дутьевом воздухе составляет 30 – 34 %.

На рис. 3 представлена зависимость относительной себестоимости пара от содержания кислорода в дутьевом воздухе.

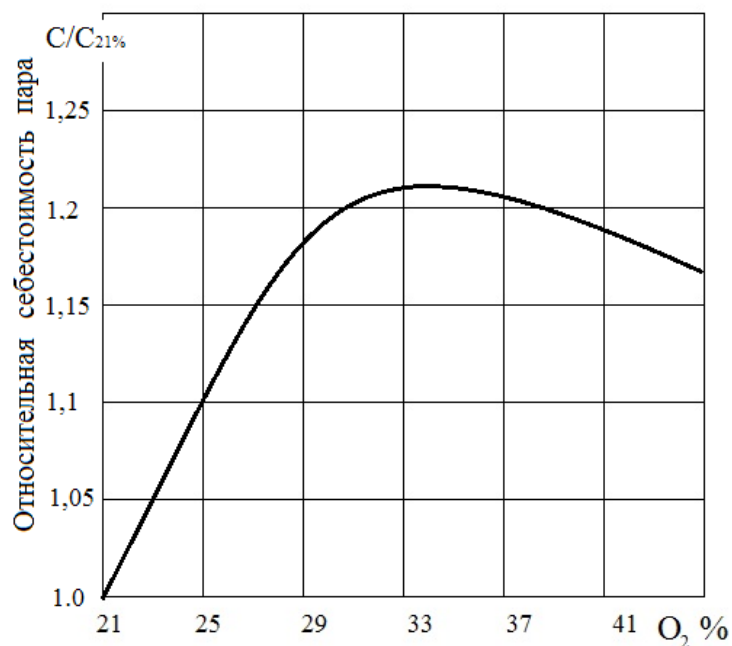


Рис. 3. Зависимость относительной себестоимости пара от содержания кислорода

Выводы

1. Постоянный рост цен на природный газ приводит к увеличению доли доменного газа в смесях, сжигаемых на ТЭЦ металлургических предприятий, что в сочетании с особенностями сжигания доменного газа выдвигает вопросы его эффективного использования на одно из первых мест.

2. Обогащение дутьевого воздуха котлов техническим кислородом, в избытке имеющимся на многих МК, позволит существенно улучшить процесс горения и теплообмена в котлах и, в конечном счете, повысить КПД.

Список литературы

1. Маслов В. И. Эксплуатация котельных агрегатов в черной металлургии. – М. : Металлургия, 1965. – 296 с.

2. Цкитишвили Э. О., Губинский М. В., Фёдоров О. Г., Фёдоров С. С. Пути рационального использования доменного газа на ТЭЦ металлургических предприятий // Металлургическая теплотехника. – Днепропетровск: НМетАУ. – 2002. – Т. 5. – С. 116–121.

3. Чавчанидзе Е. К. Применение многотопливных плоскофакельных горелок для обеспечения расчетных параметров котлов ТЭЦ металлургических заводов [Текст] / Е. К. Чавчанидзе, А. В. Шатиль, В. В. Компанеец и др. // Промышленная энергетика. – 1982. – №7. – С. 58-61.

4. Цкитишвили Э. О. Повышение эффективности работы промышленных парогенераторов на доменном газе [Текст] / Э. О. Цкитишвили, С. С. Фёдоров, М. В. Губинский, Г. Л. Шевченко // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 2004. – №6. – С. 95–98.

5. Проект модернизации воздухоподогревателя и разработка технических решений по повышению паропроизводительности парогенератора ТП-150 № 7 ТЭЦ металлургического комбината «Запорожсталь» до 180 т/ч [Текст] / Пояснительная записка. – Арх. № 554102. – Харьков : ПТП УЭЧМ, 1989. – 72 с.

БІОМАСА ЯК СИРОВИНА ДЛЯ ОТРИМАННЯ ВУГЛЕЦЕВИХ НАНОМАТЕРІАЛІВ

Кеуш Л.Г., Коверя А.С., Кремнева К.В.

Національна металургійна академія України, м. Дніпро, Україна

Анотація

У роботі розглядається можливість використання відходів рослинної біомаси та продуктів їх піролізу як сировини для отримання вуглецевих наноматеріалів замість горючих копалин та продуктів їх переробки. Результати виконаних досліджень показують потенціал запропонованих в роботі рішень.

Ключові слова: прекурсори, рослинна біомаса, вуглецеві наноматеріали, плазмо-дуговий метод.

Вступ

У даний час вуглецеві наноматеріали знаходять широке застосування в хімічній промисловості, сільському господарстві, медицині та охороні здоров'я, а також в металургійних процесах і виробництвах.

Вуглецеві наноматеріали отримують переважно шляхом хімічного осадження з парової фази (Chemical Vapor Deposition – CVD), а також використовуючи плазмо-дуговий метод. Головними перевагами плазмо-дугового методу, у порівнянні з CVD, є простота в експлуатації та можливість використання широкого спектру вуглецевих прекурсорів. Основними вуглецевими прекурсорами, які використовують у плазмо-дуговому методі є графіт, вуглеводні (наприклад, ксилол, пірен), вугілля, кокс та сажа [1]. Додатково використовують металеві каталізатори, які під час процесу очищення вуглецевих нанотрубок видаляються та більше не використовуються.

Для зменшення залежності від використання горючих копалин та продуктів їх переробки, у якості сировини для отримання вуглецевих наноматеріалів, пропонується використовувати відходи рослинної біомаси, яка є дешевою і розповсюдженою сировиною і, в залежності від виду, має широкий спектр властивостей. У табл. 1 наведено елементний склад різних видів біомаси (на сухий стан).

Головною вимогою до властивостей вуглецевих прекурсорів є вміст вуглецю і водню. У порівнянні з горючими копалинами та продуктами їх переробки, біомаса характеризується відносно низьким вмістом вуглецю та високим вмістом водню та кисню.

Таблиця 1

Елементний аналіз різних видів біомаси [2 – 5]

№ з/п	Біомаса	Елементний аналіз				
		C^d	H^d	O^d	N^d	S^d
1	Вільха	53,2	6,1	4,2	0,5	0
2	Люцерна	45,4	5,8	36,5	2,1	0,1
3	Мигдалева шкарлупа	47,9	6	41,7	1,1	6
4	Бамбук	52	5,1	42,5	0,4	0
5	Ячмінна солома	49,4	6,2	43,6	0,7	0,1
6	Букове дерево	49,5	6,2	41,2	0,4	-
7	Кора берези	57	6,7	35,7	0,5	0,1
8	Шкарлупа кокосу	51,1	5,6	43,1	0,1	0,1
9	Кавова лузга	45,4	4,9	48,3	1,1	0,4
10	Кукурудзяне стебло	49,4	5,6	42,5	0,6	0,1
11	Кукурудзяний качан	49	5,4	44,2	0,4	0
12	Бавовна	42,8	5,4	35	1,4	0,5
13	Бавовняне лушпиння	50,4	8,4	39,8	1,4	0
14	Евкалипт	48,3	5,9	45,1	0,2	0
15	Оболонка фундука	50,8	5,6	41,1	1	0
16	Лушпиння гірчиці	45,8	9,2	44,4	0,4	0,2
17	Деревина	48,3	6,3	43,5	-	-
18	Оливкове лушпиння	49,9	6,2	42	1,6	0,1
19	Оливкова деревина	49	5,4	44,9	0,7	0
20	Пальмові ядра	51	6,5	39,5	2,7	0,3
21	Кісточки персика	53	5,9	39,1	0,3	0,1
22	Сосна	51,9	6,3	41,3	0,5	0
23	Фісташкові оболонки	48,8	5,9	43,4	-	-
24	Кісточки сливи	49,9	6,7	42,4	0,9	0,1
25	Тополя	48,5	5,9	43,7	0,5	0
26	Деревина червоного дуба	50	6	42,4	0,3	-
27	Рисове лушпиння	47,8	5,1	38,9	0,1	-
28	Рисова солома	38,5	5,3	-	0,9	-
29	Тирса	46,9	5,2	37,8	0,1	0
30	Соєве лушпиння	45,4	6,7	46,9	0,9	0,1
31	Кора ялини	53,6	6,2	40	0,1	0,1
32	Деревина ялини	51,4	6,1	41,2	0,3	0
33	Мука цукрової тростини	49,8	6	43,9	0,2	0,1
34	Соняшник	50,5	5,9	34,9	1,3	0,1
35	Лушпиння соняшника	47,4	5,8	41,3	1,4	0,1
36	Світчграс	46,7	5,9	37,4	0,8	0,2
37	Відходи чаю	48	5,5	44	0,5	0,1
38	Листя тютюну	41,2	4,9	33,9	0,9	0
39	Тютюнове стебло	49,3	5,6	42,8	0,7	0
40	Горіхи	55,1	6,7	36,5	1,6	0,1
41	Шкарлупа горіха	53,6	6,6	35,5	1,5	0,1
42	Солома	49,4	6,1	43,6	0,7	0,2
43	Верба	49,8	6,1	43,4	0,6	0,1
44	Деревні відходи	52,2	6	40,4	1,1	0,3

Постановка задачі

Ефективним шляхом використання рослинної біомаси є її піроліз, що зумовлює підвищення вмісту вуглецю і зменшення вмісту водню. Це сприяє синтезу високоякісних вуглецевих наноматеріалів через низьку ймовірність утворення побічних продуктів (наприклад аморфного вуглецю) [6].

Метою роботи було дослідити якість твердих продуктів піролізу різних видів рослинної біомаси як сировини для синтезу вуглецевих наноматеріалів. Предметом досліджень виступили наступні відходи біомаси: стебла кукурудзи, лушпиння соняшника, солома, пелети з деревини хвойних порід, деревний хмиз та шкарлупа волоського горіха.

Основна частина досліджень

Піроліз біомаси проводили за різної кінцевої температури. Також використовували окислювальний піроліз, який був виконаний у щільному шарі відповідно [7]. Результати визначення елементного складу піролізованої біомаси наведені в табл. 2.

Таблиця 2

Характеристика біомаси за показниками
елементного складу в залежності від умов піролізу

№	Найменування проби	C^d , % у вихідній пробі	Кінцева температура піролізу, °C	W^a , %	H^d , %	C^d , %	S^d , %	N^d , %	H^{daf} , %	C^{daf} , %
1	Стебла кукурудзи	45,5	1050	19,42	1,14	68,88	0,09	0,7	1,37	82,99
2	Стебла кукурудзи	45,5	800	6,05	1,34	68,39	0,09	0,63	1,69	86,42
3	Стебла кукурудзи	45,5	550	3,7	2,77	66,67	0,09	0,68	3,43	82,69
4	Лушпиння соняшника	45	1050	9,98	0,69	78,95	0,1	0,83	0,78	89,82
5	Солома	43	1050	7,42	1,03	42,5	0,05	0,6	1,44	59,32
6	Деревні пелети	48,6	1000	10,32	1,01	71,85	0,01	н.д.*	1,19	84,59
7	Деревний хмиз	49,5	750**	6,21	1,47	67,46	0,07	н.д.	1,64	75,14
8	Шкарлупа волоського горіха	56,4	750**	7,64	1,84	86,06	0,1	н.д.	1,93	90,17

* н.д. – немає даних

** окислювальний піроліз

З наведених результатів найбільшим вмістом вуглецю характеризуються шкарлупа волоського горіха, потім лушпиння соняшника, деревні пелети, стебла кукурудзи, деревний хмиз. Солома має найнижчий вміст вуглецю, але один з нижчих показників вмісту водню на суху масу – після лушпиння соняшника і деревних пелет. Найбільший вміст водню мають шкарлупа волоського горіха та стебла кукурудзи після піролізу при 550 °C.

Взагалі піроліз стебел кукурудзи при різній кінцевій температурі показав, що необхідні властивості прекурсорів можуть бути досягнені при певній оптимальній температурі, вище якої піроліз не буде мати зиску. Так, при температурі 800 °C елементний склад стебел кукурудзи на сухий стан майже не відрізняється від залишку, отриманого при 1050 °C і має перевагу перед залишком, отриманим при 550 °C, перш за все, за вмістом водню. На горючий стан показник за вмістом вуглецю навіть виявився більшим за залишок, отриманий після 1050 °C.

Отже, тверді продукти піролізу деяких видів біомаси можна розглядати як конкурентоспроможну сировину для використання в синтезі наноматеріалів по відношенню до горючих копалин. Для порівняння горючі копалини мають наступне розподілення вуглецю і водню:

	C^d , %	H^d , %
торф	53 – 62	5,7 – 6,5
буре вугілля	63 – 80	4,5 – 6,6
кам'яне вугілля	76 – 95	3 – 6
антрацит	91 – 96	1,3 – 3
нафта	79 – 88	11 – 14
природний газ	75	25

Проте перевагами використання біомаси є її доступність, менша вартість, поновлювальність і CO₂-нейтральність.

Висновки

Виконані дослідження показують придатність деяких видів біомаси як сировини для синтезу вуглецевих наноматеріалів. Встановлено, що в залежності від умов піролізу можна отримувати прекурсори потрібної якості. Враховуючи вартість вуглецевих наноматеріалів, запропонований підхід буде мати економічну доцільність. Також важливим при використанні біомаси в нанотехнології є зниження вуглецевого відбитку і впливу на навколишнє середовище.

Список літератури

1. Arora N. Arc discharge synthesis of carbon nanotubes: Comprehensive review / N. Arora, N.N. Sharma // *Diamond and related materials*. – 2014. – V. 50. – P.135–150.
2. Saidur R. A review on biomass as a fuel for boilers / R. Saidur, E. A. Abdelaziz, A. Demirbas, M.S. Hossain, S. Mekhilef // *Renewable Sustainable Energy Reviews*. – 2011. – V.15. – P. 2262–89.
3. Alakangas E. Properties of wood fuels used in Finland-BIOSOUTH-project. – 2005, 104 p.
4. Oliveira T. L. Study of biomass applied to a cogeneration system: a steelmaking industry case / T. L. Oliveira, P. S. Assis, E. M. Leal, J. R. Ilidio // *Applied Thermal Engineering*. – 2015. – V. 80. – P. 269–278.
5. Wei R. Current status and potential of biomass utilization in ferrous metallurgical industry / R. Wei, L. Zhang // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. – 2017. – V. 68. – P. 511–524.
6. Titirici M. M. Sustainable carbon materials / M. M. Titirici, R. G. White, N. Brun, V. L. Budarin // *Chemical Society Reviews*. – 2015. – V. 44. – P. 250–290.
7. Кремнева Е.В. Повышение эффективности двухстадийного процесса газификации мелкодисперсной биомассы для когенерационных установок малой мощности / Е.В. Кремнева // Диссертация на соискание науч. ст. канд. техн. наук по спец. 05.14.06 – Техническая теплофизика и промышленная теплоэнергетика. – Днепропетровск, НМетАУ, 2015. – 221 с.

ОТРИМАННЯ МЕТАЛУРГІЙНОГО ПАЛИВА І ВІДНОВНИКІВ ШЛЯХОМ КО-ПІРОЛІЗУ КАМ'ЯНОГО ВУГІЛЛЯ І РОСЛИННОЇ БІОМАСИ

Коверя А.С., Кеуш Л.Г.

Національна металургійна академія України, м. Дніпро, Україна

Анотація

В роботі вперше виконані дослідження сумісного піролізу вугільної шихти і пелетованої рослинної біомаси. Отримані результати дозволяють стверджувати, що шляхом високотемпературного піролізу вугілля і біомаси можна отримати паливо і відновники для широкого кола металургійних процесів.

Ключові слова: рослинна біомаса, вугілля, пелети, піроліз, паливо, відновники, вихід вуглецевого залишку, міцність.

Вступ

Попит на енергію та сировину в промисловості постійно зростає при одночасному виснаженні природного потенціалу. Тому питання раціонального використання горючих копалин в індустріальному суспільстві з часом тільки підвищуватимуться в актуальності. Зараз на одного жителя Землі на рік видобувається 10 т природних копалин, з яких лише 1 % використовуються ефективно. Інша частина забруднює атмосферу, ґрунт, водойми [1].

Як відомо, металургійні виробництва – це значний споживач горючих копалин, палива і відновників з них. При цьому різні виробництва чорної, кольорової металургії та хімічної промисловості висувають свої вимоги до палива та відновників, які, у деяких випадках, мають протилежну направленість [2].

В умовах підвищення вартості традиційних вуглецевих відновників, а також враховуючи вплив використання горючих копалин на утворення парникових газів, вирішенням проблеми отримання відновників потрібної якості може стати застосування поновлювальних CO_2 – нейтральних речовин, таких як рослинна біомаса.

Вченими світу активно вивчаються можливості використання біомаси в енергоємних металургійних процесах, у тому числі питання отримання біококсу для доменного та інших виробництв [3 – 5].

Використання біомаси в металургійних процесах може бути направлене на вирішення низки актуальних питань: утилізація відходів переробки біомаси; скорочення витрат кам'яного вугілля і природного газу в металургійних процесах; скорочення викидів шкідливих газів; отримання вуглецевих матеріалів з кращими характеристиками за існуючі аналоги [6].

Постановка задачі

Метою роботи було дослідити вплив добавок рослинної біомаси на якість отриманого в лабораторних умовах коксу. Для піролізу було взяте кам'яне вугілля, яке використовується на коксохімічних підприємствах. Як біомаса використовували деревину хвойних порід, лущиння соняшника та солому. Враховуючи, що природна насипна вага біомаси дуже низька, біомасу додавали у пелетованому виді.

Основна частина досліджень

Піроліз виконували в електричній лабораторній печі. Пробу, масою 1 кг, завантажували в циліндричну реторту і нагрівали протягом 6 годин. Кінцева температура піролізу складала 1000 °С.

Характеристика вугільних концентратів і біомаси наведена в табл.1. Склад вугільної шихти був наступний, %, мас.: Г – 30; Ж – 30; К – 30; ПС – 10. Технічний аналіз шихти: W^a – 1,6 %, A^d – 9,2 %, V^{daf} – 30,0 %, S_t^d – 1,37 %. Пластометричні показники: товщина пластичного шару (y) – 12 мм, пластометрична усадка (x) – 21 мм. Для виключення впливу на якість коксу розміру вугільних часток, був взятий сталий гранулометричний склад вугілля різних марок, який витримувався при складанні шихт. Пелети з біомаси мали діаметр 8 мм і довжину від 4 до 30 мм. Кількість добавок складала 1, 3 і 5 %, мас.

Отриманий після піролізу залишок гасили сухим способом до повного остигання і потім визначали вихід сухого валового коксу від сухої шихти. Після цього кокс чотири рази скидали на сталеву плиту з висоти 2 м (для реалізації тріщин) і розсіювали на класи крупності > 40; 40 – 25; 25 – 10, 10 – 5 і < 5 мм. Також визначали показники технічного аналізу отриманих коксів, структурну міцність (СМ), абразивну твердість (АТ) і питомий електроопір (ПЕО). Результати по визначенню властивостей коксу після піролізу наведені в табл. 2.

Як показують результати піролізу, добавки біомаси здійснюють різнонаправлений вплив на якість отриманих коксів, у порівнянні з еталонною шихтою. Характер цього впливу залежить від виду біомаси, кількості добавки і ступеня готовності коксу, який визначається за показником виходу летких речовин. Загальним для отриманих коксів є зниження виходу твердого залишку, тенденція до зниження зольності і нижчий вміст сірки.

Таблиця 1

Характеристика вугільних концентратів і біомаси

Марка вугілля, вид біомаси	Найменування проби	Технічний аналіз, %				Пластометричні показники, мм			R _с , %	V _t , %	S _v , %	L, %	ΣOK, %	Насипна густина, кг/м ³
		W ^d	A ^d	V ^d	S _t ^d	y	x							
Г	Комсомольська ЦЗФ	1,5	11,3	37,6	1,92	12	32	0,75	71	1	20	8	21	690
Ж	ш. Самсонівська	1,6	7,6	34,1	2,38	18	10	0,93	87	1	9	3	10	675
К	Колосниковська ЦЗФ	1,7	9,5	22,3	1,67	16	11	1,18	93	1	6	-	7	712
ПС	Узловська ЦЗФ	2,0	6,8	17,6	1,51	<6	20	1,52	88	2	10	-	12	720
Пелети з деревини		9,4	0,9	81,3	0,04									614
Пелети з лушпиння соняшника		9,5	2,6	73,0	0,09									462
Пелети з соломи		4,7	5,5	72,5	0,08									610
Волога для біомаси наведена на робочий стан (W ^r)														

Таблиця 2

Вихід коксу, показники технічного аналізу, гранулометричний склад і фізико-механічні властивості коксу, отриманих із сумішей вугілля з добавками деревини, лушпиння соняшника і соломи

Найменування проби		Вихід коксу, %	Технічний аналіз, %			Гранулометричний склад, %					Структурна міцність за ВУХІНом, %	Абразивна твердість за УХІНом, мг	ПЕО, Ом·см
Шихта	A^d		V^d	S_t^d	S_t^d	>40 мм	40-25 мм	25-10 мм	10-5 мм	<5 мм			
Без добавки		73,9	11,9	1,0	1,36	88,4	5,1	0,9	1,2	4,4	72,3	105,0	2,95
З добавкою дере- вини, мас. %	1	73,0	11,9	2,0	1,34	90,0	1,3	1,8	1,6	5,3	69,6	96,7	3,04
	3	71,7	11,8	1,2	1,31	87,1	4,3	3,5	1,7	3,4	71,1	88,2	3,08
	5	69,8	11,6	2,1	1,28	90,2	2,5	2,5	1,1	3,7	66,2	80,0	3,17
З добавкою луш- пиння соняшника, мас. %	1	73,1	11,8	1,4	1,34	92,9	1,4	0,7	1,0	4,0	75,4	119,5	2,4
	3	72,1	11,2	0,6	1,32	93,3	0,9	0,7	1,4	3,7	76,1	128,8	2,2
	5	71,6	11,2	2,0	1,29	80,0	6,5	4,2	1,4	7,9	68,7	106,0	2,8
З добавкою соломи, мас. %	1	73,1	11,9	1,1	1,35	90,0	3,4	1,4	1,1	4,1	73,8	127,4	3,0
	3	72,6	12,0	2,1	1,33	91,0	1,6	1,5	1,5	4,3	73,4	123,0	3,39
	5	70,6	11,7	1,8	1,3	85,8	2,0	3,8	1,7	6,7	67,4	101,2	3,5

Якщо розглядати вплив за видами біомаси, то всі добавки деревини призводять до погіршення фізико-механічних властивостей коксів. Покращення СМ і АТ коксів спостерігається при додаванні 1 і 3 % лушпиння соняшника і соломи. Також незначне підвищення АТ спостерігається для добавки 5 % лушпиння соняшника. Більш характерними є данні за показником питомого електроопору, який є інтегральним показником щодо властивостей коксу. Так, зниження ПЕО свідчить про підвищення впорядкованість молекулярної структури коксу. За цим показником якість коксу покращилася лише для проб з добавкою лушпиння соняшника.

Отже, виконані в лабораторних умовах дослідження дозволили отримати цікаві результати з точки зору виробництва відновників та палива за участю біомаси. Ці дослідження потребують продовження для встановлення механізму впливу добавок біомаси з метою визначення вимог до якості сировини, підходів до її взаємозамінності та розробки оптимальних властивостей шихт та умов піролізу.

Але зараз вже можна констатувати, що використання біомаси для отримання палив і відновників сприятиме розширенню сировинної бази виробництв, зменшенню залежності від поставок палива, поліпшенню техніко-економічних показників, а також сприятиме покращенню екологічної складової металургійної та хімічної промисловості.

Собівартість коксу, отриманого з використанням біомаси буде нижчою за собівартість отримання відповідних класів кам'яно-вугільного коксу. Найдешевшим біопаливом, без доставки та підготовки до використання, є лушпиння соняшника, за ним йде деревинна стружка, а потім солома. Особливо цікавим джерелом є біогранули, які, незважаючи на високу ціну, не потребують великих інвестицій при підготовці до переробки.

Висновки

Результати досліджень дозволяють стверджувати, що добавки біомаси активно впливають на процес термічної деструкції вугілля і на якісні показники коксу: технічний аналіз і фізико-механічні властивості.

Використання добавок біомаси може дозволити отримати кокс потрібної якості для широкого кола виробничих процесів, що буде сприяти покращенню техніко-економічних показників і екологічної складової роботи підприємств металургійної та хімічної промисловості.

Список літератури

1. Аксьонов А. Хімотологія як прикладна наука – інтегрований теоретико-методологічний інструмент сталого забезпечення раціонального використання паливно-мастильних матеріалів / А. Аксьонов, С. Бойченко, К. Лейда // Проблеми хімотології. Теорія та практика раціонального використання традиційних і альтернативних паливно-мастильних матеріалів. Монографія. За заг. ред. проф. С. Бойченка. – К. : Центр учбової літератури, 2017. – С. 8–12. ISBN 978-617-673-632-5.
2. Пинчук С. И. Экологические проблемы и ресурсосбережение при производстве и потреблении каменноугольного кокса / С. И. Пинчук, А. Я. Лазаренко. – Днепропетровск: Системные технологии, 2003. – 107 с.
3. Mousa E. Biomass applications in iron and steel industry: An overview of challenges and opportunities / E. Mousa, C. Wang, J. Riesbeck, M. Larsson // Renewable and Sustainable Energy Review. – 65. – 2016. – P. 1247–1266.
4. Dornelas P. Charcoal fines as an additive in metallurgical coke production / P. Dornelas, A. Quintas, V. Moreira, N. Haneiko, M. da Silva, C. Ferreira, G. da Silva // 9^o Congresso Brasileiro de Engenharia de Fabricacao. Joinville, Santa Catarina, Brazil, June 26-29, 2017.
5. Разработка биококса для замены каменноугольного кокса в доменном производстве (Реф.) / А.В. Антонов // Новости черной металлургии за рубежом. – 2010. – № 1. – С. 12, 13.
6. Коверя А. С. Використання біомаси в металургійному виробництві / А. С. Коверя, Л. Г. Кеуш, А. Г. Старовойт // Проблеми хімотології. Теорія та практика раціонального використання традиційних і альтернативних паливно-мастильних матеріалів. Монографія. За заг. ред. проф. С. Бойченка. – К. : Центр учбової літератури, 2017. – С. 170-172. ISBN 978-617-673-632-5.

ЕКОНОМІЯ ЕНЕРГОРЕСУРСІВ ЗА РАХУНОК ВИКОРИСТАННЯ АДСОРБЦІЙНОГО СОНЯЧНОГО ТЕПЛОВОГО НАСОСУ НА ОСНОВІ КОМПОЗИТНИХ СОРБЕНТІВ «СИЛІКАГЕЛЬ – КРИСТАЛОГІДРАТ»

*Коломієць О.В.¹, Прокопенко О.М.², Єрьомін О.О.²,
Голец К.³, Сухий К.М.¹*

*1 – ДВНЗ «Український державний хіміко-технологічний університет»,
м. Дніпро, Україна*

2 – Національна металургійна академія України, м. Дніпро, Україна

3 – Національний університет «Радомська політехніка», м. Радом, Польща

Анотація

Досліджені особливості експлуатації адсорбційного сонячного теплового насосу на основі композитних сорбентів «силікагель – натрій сульфат» та «силікагель – натрій ацетат», які синтезовані золь – гель методом. Показані якісні відмінності кінетичних кривих сорбції води композитними сорбентами та масивними солями. Встановлено, що гідратація композитних сорбентів при 20 – 60 °С перебігає в дифузійному режимі, тобто лімітуючим фактором є транспорт води по системі пор сорбента. Обчислені енергії активації процесу дифузії, які складають близько 52 кДж/моль для композита «силікагель – натрій сульфат» та 64 кДж/моль для композита «силікагель – натрій ацетат». Показана перспективність використання в системах теплопостачання, яка обумовлена його незалежністю від традиційних джерел енергії та екологічними перевагами.

Ключові слова: сонячний адсорбційний тепловий насос, композитні сорбенти, енергоефективність.

Вступ

Тенденції монотонного зростання енергоспоживання, вартості первинного палива та енергоносіїв обумовлюють необхідність розробки більш дешевих методів, способів і пристроїв не тільки виключають споживання первинного палива, але і емісію діоксиду вуглецю. Одним з перспективних пристроїв, які відповідають цим вимогам, теплові насоси, які є трансформаторами теплоти, в яких робочі тіла здійснюють зворотний термодинамічний цикл, переносячи теплоту з низького температурного рівня на більш високий [1]. Масове поширення в даний час отримали компресійні (повітряно і парокомпресійні) теплові насоси, принцип роботи яких заснований на послідовному здійсненні процесів стиснення і розширення робочого тіла. В останні роки активізувалися дослідження і розширюється область впровадження сорбційних теплових насосів, в яких періодично здійснюються процеси сорбції та десорбції робочого тіла сорбентом, що супроводжуються виділенням і поглинанням теплоти відповідно. У абсорбційних теплових насосах набули найбільшого поширення пари $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ і $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, які застосовуються в кондиціонуванні та холодильній техніці [2]. Проте, абсорбційні теплові насоси чутливі до сили

тяжіння. Від цих недоліків вільні адсорбційні теплові насоси (АТН), принцип дії яких заснований на явищі адсорбції парів твердими тілами (адсорбентами). Як адсорбенти розглядаються цеоліти, силікагелі, активоване вугілля [3] а також композитні сорбенти типу «сіль в пористої матриці» [2]. В той же час інтенсивному впровадженню подібних адсорбентів перешкоджає достатньо складні та дорогі технології їх виготовлення шляхом імпрегування розчинами кристалогідратів пористих середовищ. Більш перспективними по своїй сорбційній ємності і отже теплоті адсорбції є матеріали синтезовані золь – гель методом. Водночас присутність солі в пористій матриці обумовлює якісну зміну не лише сорбційної ємності, але й кінетичних закономірностей адсорбційних процесів.

Постановка задачі

Метою даної роботи є порівняння основних експлуатаційних характеристик сонячного адсорбційного теплового насосу при його роботі на основі композитного сорбенту «силікагель – Na_2SO_4 » та «силікагель – CH_3COONa » і обґрунтування доцільності використання АТН для потреб децентралізованого опалення.

Експериментальна частина

Основними конструктивними елементами АТН є реактор адсорбційно-десорбційного типу циліндричної форми (1), в центрі якого розташований гідравлічний контур (2) з ребрами (3) в межах яких розташовано сорбент (4), конденсатор (5), а також випарник (7) [4]. В якості зовнішнього джерела тепла використовується сонячний колектор (14) типу ПСК-ВС1-2.

АТН пропонується експлуатувати по чотирьохфазному циклу: адсорбція, нагрівання, десорбція та охолодження адсорбенту. Теплота адсорбції, яка виділяється на першому етапі, передається від гранул адсорбента до сітки і далі до теплоносія в гідравлічному контурі, який використовується для потреб споживача. На другому та третьому етапах відбувається нагрівання сорбента до температур регенерації (композит «силікагель – натрій сульфат» до $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ та «силікагель – натрій ацетат» до $60\text{ }^{\circ}\text{C}$) та десорбція парів води. Далі відбувається охолодження сорбенту до температури початку адсорбції ($30\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Методику золь – гель синтезу композитів детально описано в [5]. Сорбційні ємності використаних композитних сорбентів складають 0.85 г/г для «силікагель – натрій сульфат» та 0.42 г/г для «силікагель – натрій ацетат».

Обговорення результатів експериментів

Для адсорбційного перетворення теплової енергії вирішальним фактором є здатність композитних сорбентів оборотно зв'язувати та

віддавати пари води та температурні діапазони процесів сорбції та десорбції.

З метою визначення зазначених параметрів була досліджена кінетика сорбції води композитами «силікагель – натрій сульфат» та «силікагель – натрій ацетат» при температурах 20, 40 та 60 °С і тиску 1010,8 мбар.

Кінетичні криві сорбції води досліджуваними речовинами у порівнянні з масивними солями представлені на рис. 1.

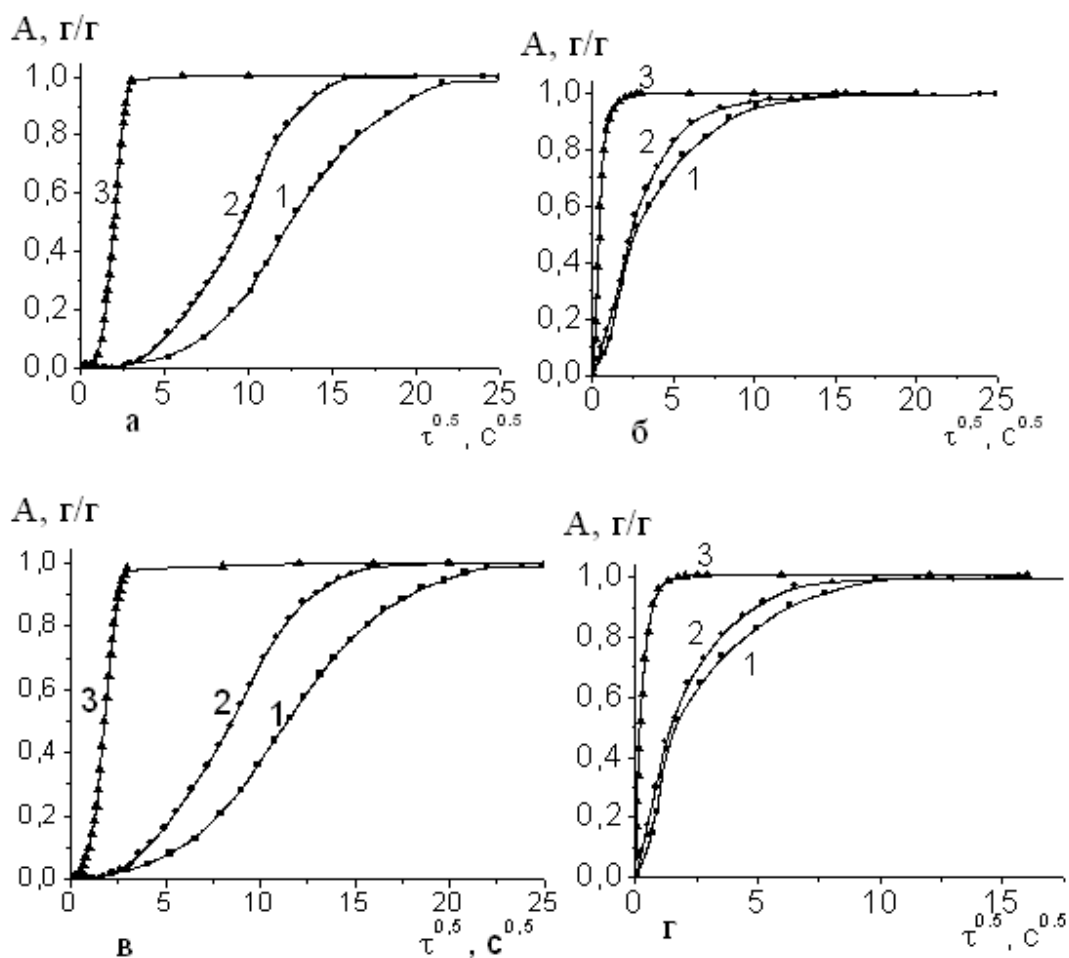


Рис 1. Кінетичні криві сорбції води масивними солями натрій сульфатом (а) та натрій ацетатом (б) та композитними сорбентами «силікагель – натрій сульфат» (в) та «силікагель – натрій ацетат» (г) при тиску водяної пари 1010,8 мбар та температурах, °С : 1 – 20; 2 – 40; 3 – 60

При підвищенні температури в досліджуваному інтервалі відбувається істотне зростання швидкості сорбційних процесів як для масивних солей, так і для композитних сорбентів. Але рівновага для масивних солей досягається значно пізніше ніж для композитів. В той же час спостерігається якісна відмінність S-подібної форми кінетичних кривих для масивних солей (рис. 1а та 1б), яка є типовою для процесів

гідратації в кінетичному режимі, та композитних сорбентів (Рис. 1в та 1г), початкова ділянка якої практично лінійна в координатах $A - \tau^{0.5}$, що свідчить про дифузійний характер процесу, тобто лімітуючим фактором є транспорт води по системі пор сорбенту.

Для обох композитних сорбентів залежність коефіцієнта дифузії водяної пари по системі пор від температури є лінійною в напівлогарифмічних координатах. Енергія активації цього процесу для композита «силікагель – натрій сульфат» складає близько 52 кДж/моль, а для «силікагель – натрій ацетат» – 64 кДж/моль.

Енергетична ефективність розробленого теплового насоса складає 1,55. Це значення розраховано згідно з за формулою:

$$COP = \frac{T_1}{T_1 - T_2},$$

де T_1 – температура у випарнику, °C; T_2 – температура у конденсаторі, °C.

Таблиця 1

Економія енергоресурсів за рахунок використання
адсорбційного теплового насоса для опалення будинку площею 100 м²

Джерело опалення	Котел твердопаливний PROTECH TT	Газовий котел ПРОСКУРІВ АОГВ-16 В	Електричний котел Дніпро міні 12 кВт 380 В	АТН
Капітальні затрати, тис. грн	7	7	5	6
Енергоспоживання, кг у.п. на добу	22	26	17,69	0.29
Економія, кг у.п. на добу	21,71	25,71	17,4	

Було здійснено порівняння енергоспоживання електричного, газового та твердопаливного котлів з енергоспоживанням АТН для опалення приміщення площею 100 м² з тепловим навантаженням на опалення 339,5 МДж/доба. Результати наведено в табл. 1.

Висновки

Досліджено властивості та кінетичні закономірності сорбції водяної пари композитними матеріалами «силікагель – CH₃COONa» і «силікагель – Na₂SO₄». Показана якісна відмінність сорбційних процесів на масивних солях та композитними сорбентами, синтезованими золь – гель методом.

Встановлені експлуатаційні характеристики сонячних АТН на основі композитів «силікагель – CH₃COONa» і «силікагель – Na₂SO₄».

Економія енергоресурсів від використання АТН для опалення будинку площею 100 м² з тепловим навантаженням на опалення 339,5 МДж/добу в порівнянні з традиційними котлами досягає 17 кг у.п. на добу. Екологічні переваги подібних теплових насосів та їх незалежність від традиційних джерел енергії робить їх вельми привабливими для подальшого розвитку та потенційною альтернативою традиційним системам тепlopостачання в майбутньому.

Список літератури

1. Botticella F., Viscito L. Seasonal Performance Analysis Of a Residential Heat Pump Using Different Fluids With Low Environmental Impact // *Energy Procedia*. – 2015. – Vol. 82. – P. 878 – 885.
2. Романова Е. В. Возможности использования тепловых насосов в процессе сушки / Е. В. Романова, А. Ю. Орлов // *Вестник ТГТУ*. – 2008. – Том 14, № 3. – С. 591–596.
3. Demir H., Mobedi M., Ülkü S. A review on adsorption heat pump: Problems and solutions // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. – 2008. – Vol. 18. – P. 2381–2403.
4. Пат. 91481 Україна, МПК F 25 В 30/00, F 25 В 17/00 Адсорбційний тепловий насос / Сухий К.М., Сухий М.П., Коломієць О.В. [та ін.]; заявник і патентовласник Державний вищий навчальний заклад “Український державний хіміко-технологічний університет”. – № у 2013 15448; заявл. 30.12.2013; опубл. 10.07.2014, Бюл. №13.
5. Structure and adsorption properties of the composites ‘silicagel –sodium sulphate’, obtained by sol – gel method / Kostyantyn M. Sukhyy, Elena A. Belyanovskaya, Yaroslav N. Kozlov, Elena V. Kolomiyets, Mikhaylo P. Sukhyy // *Applied Thermal Engineering*. – 2014. – № 64. – p. 408–412.

ОПЫТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СХЕМ АВТОМАТИЗАЦИИ ЗАКРЫТЫХ СИСТЕМ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ В УЗБЕКИСТАНЕ

Короли М.А., Анарбаев А.И.

*Ташкентский государственный технический университет,
г. Ташкент, Узбекистан*

Аннотация

Авторами проанализированы результаты экспериментальных исследований использования различных схем теплоснабжения на массивах г. Ташкента.

Ключевые слова: централизованное теплоснабжение, система отопления, тепловые сети, теплоноситель.

Введение

Современное состояние систем теплоснабжения требуют создания высоконадежных и эффективных методов управления и регулирования данными системами. Вопросы экономии топливно-энергетических ресурсов в системах теплоснабжения сводятся к разработке научно-обоснованных методов эксплуатации и управления системами теплоснабжения. Актуальными и важными в проблеме эксплуатации являются вопросы, связанные с автоматизацией регулирования тепловой нагрузки в индивидуальных тепловых пунктах.

Постановка задачи

Целью данной работы является проведение экспериментальных исследований элеваторных вводов на массивах «Сергели», «Юнус-Обод» и «Куйлюк» г. Ташкента, которые не способны стабильно обеспечивать во времени требуемые параметры в системе отопления (СО), а также изучение схем присоединения горячего водоснабжения (ГВС) к тепловым сетям с целью разработки мероприятий по повышению эффективности систем теплоснабжения.

Решение поставленной задачи

В коммунально-бытовом секторе республики Узбекистан перспективно применение закрытых систем централизованного теплоснабжения: подогрев теплоносителя через теплообменное устройство теплового пункта дома от котельной [1].

При закрытых системах облегчается борьба с коррозией в силу более высокого качества воды и низких объемов. Основной эффект перехода на закрытые системы ГВС это увеличение срока службы системы централизованного теплоснабжения и сопутствующего оборудования, в данном случае трубопроводы подводящие, распределительные.

тельные и трубопроводы внутри здания. Кроме этого улучшается качество воды в системе горячего водоснабжения.

Это позволит прекратить несанкционированный отбор недобросовестными потребителями больших объемов горячей воды путем налаживания учета в домах и оборудованием в дальнейшем каждую квартиру регулируемые термостатами.

Преимущества закрытой системы теплоснабжения – высокое качество горячего водоснабжения и энергосберегающий эффект. Недостаток – сложности водоподготовки из-за удаленности тепловых пунктов друг от друга.

Открытые системы теплоснабжения – системы, в которых происходит водоразбор горячей воды для нужд потребителя непосредственно из теплосети. Недостатков у такой системы несколько. Прежде всего – невысокое санитарно-гигиеническое качество воды. Отопительные приборы, трубопроводные сети придают воде цветность, запах, появляются различные примеси, бактерии. Для очистки воды в открытой системе применяются различные методы, что снижает экономический эффект.

Авторами проанализированы результаты экспериментальных исследований на массивах «Сергели» и «Юнус-Обод» г. Ташкента элеваторных вводов, которые не способны стабильно обеспечивать во времени требуемые параметры в системе отопления (СО) и схемы присоединения ГВС к тепловым сетям, из-за имеющихся серьезных недостатков [2]. По результатам анализа обследованных вводов в ИТП на массивах «Сергели» и «Юнус-Обод» г. Ташкента (по городам республики идентично) выявлено, что в узлах ввода практически не происходит снижения температуры сетевой воды. Элеваторы по назначению не используются. ИТП не приспособлены к приёму перегретой воды. Среднестатистический коэффициент смешения $U_{cp} = 0,198$ позволяет держать в тепловых сетях график температур не выше 70 – 100 градус, чтобы обеспечить расчётную температуру на поверхностях отопительных приборов до 95 °С. Причина такого положения как выяснилось, кроется в особенностях работы элеватора, а также в установке КМК 2.04.05-97 о выполнении гидравлического расчёта систем отопления при коэффициенте шероховатости $K = 0,2$ мм, который имеют только новые трубы.

Коэффициент смешения в элеваторных узлах ввода систем отопления, для характерного жилого дома, через 12 лет эксплуатации уменьшается в 2 раза, а через 18 лет в три раза по сравнению с требуемым значением. Если строго выдерживать в тепловой сети температурный график, то в систему отопления, прослужившую 18 лет, будет поступать теплоноситель с недопустимой по технике безопасности и гигиеническими нормами температурой 125,5 °С. Также весьма существенно изменяется со временем теплоотдача различных отопительных приборов, что вызвано не только сокращением расхода воды но и его

равномерным распределением по заросшим стоякам. Если в головных помещениях возможны перетопы, то в неблагоприятных случаях подача тепла в помещения сокращается примерно до 50 % от требуемой.

Схемы подключения ГВС должны обеспечивать регулируемое смешение воды из подающей и обратной линии теплосети при $t_2 > 60^\circ$ или отбор только из обратного трубопровода при $t_2 = 60^\circ$. Нормами установлено, что температура воды в местах водоразбора должна быть не ниже 60° и не выше 75° . Эту температуру должна поддерживать автоматические регуляторы. Достаточная точность поддержания температуры смешанной воды регуляторами температуры в общем случае должна гарантировать соблюдение норм горячего водоснабжения при любых значениях температуры теплоносителя в тепловой сети, но такой гарантии нет. Во-первых, часто регуляторы ГВС отказывают. В этом случае системе в сеть ГВС будет поступать вода только из подающей линии. Недопустимой представляется ситуация, когда отказ регулятора произойдет при температуре в подающей линии выше 100° . Это грозит не только ожогами, но и прорывом пара из кранов горячей воды, прохождением гидравлических ударов в системе трубопроводов, появлением течей и резьбовых и сварных соединений. Таким образом, идеально смонтированную и идеально эксплуатируемую классическую схему подключения ГВС нельзя признать удовлетворяющей требованиям безопасности, если в ИТП будет подаваться вода по графику $50 - 70^\circ$. Во-вторых, некоторые регуляторы УРТ по какой-либо случайности могут не перевести с летнего режима на зимний режим работы, или жители самовольно настроят прибор на подачу более горячей воды.

Осуществление режима смешения воды из подающей и обратной линии или режима отбора только из обратного трубопровода немедленно вызывает полное прекращение циркуляции воды в ГВС, отключение полотенцесушителей и недоотопленных помещений, то есть нарушение норм по горячему водоснабжению. Фактически, смонтированные схемы ИТП создают очень высокую опасность поступления к местам водоразбора горячей воды недопустимо высокой температуры.

Дополнительно в г.Ташкенте продемонстрирована возможность перевода существующей открытой системы ГВС и зависимой системы централизованного теплоснабжения в закрытую и независимую систему с использованием теплообменников на массиве Куйлюк-2 [3]. В течение отопительного периода на массиве Куйлюк-2 проводился мониторинг, в рамках которого собирались различные данные по реальным измерениям. Сопоставлялись два варианта присоединения потребителей к тепловым сетям на примере двух домов – дом № 9 («Существующая система») и дом № 10 («Независимая система отопления и открытая система ГВС»).

С началом отопительного сезона происходит быстрое разрушение гидравлического и теплового режима теплоснабжения. Немаловажное

значение для нормальной работы тепловых сетей имеет учет расхода сетевой воды на создание циркуляции в системе ГВС. Таким образом, в открытой системе теплоснабжения наблюдается большой расход тепловой энергии. Независимая система отопления и система автоматизации позволили осуществить равномерность распределения теплоносителя по внутри домовым системам, обеспечить независимость режимов теплопотребления от режима тепловой сети, обеспечить экономию тепловой энергии. В варианте, реализованном в доме № 10, за исследуемый период не было сливов из системы отопления. Нормируемая внутренняя температура в этом доме достигалась не за счет сливов из системы отопления, не за счет дополнительного объема воды, поступающего из системы ГВС, как это происходило в доме № 9, а за счет автоматического регулирования тепловой нагрузки на подстанции.

Выводы

Из всего изложенного можно заключить, что как классическая, так и применяемые в г. Ташкенте и в остальных городах республики, схемы присоединения систем отопления и ГВС к тепловым сетям имеют серьёзные недостатки. Улучшенные схемы теплоснабжения приводят к прекращению несанкционированных сливов воды из радиаторов. При стабильных комфортных условиях, которые обеспечивает независимая схема присоединения потребителей к тепловым сетям, нет необходимости жителям прибегать к различным манипуляциям для улучшения тепловой обстановки в своих квартирах. Система автоматики поддерживает требуемые параметры теплоносителя, в независимом контуре системы отопления при помощи циркуляционного насоса создается стабильное давление и обеспечивается постоянный расход теплоносителя.

Список литературы

1. Короли М. А. Пути совершенствования централизованного теплоснабжения / М. А. Короли // Материалы 7-й Международной научно-практической конференции «Фундаментальные и прикладные исследования в современном мире. Санкт-Петербург, Россия, 2014 г.
2. Короли М. А. Комплекс технических мероприятий по повышению энергоэффективности системы теплоснабжения г. Ташкента / М. А. Короли, А. И. Анарбаев // Проблемы энерго- и ресурсосбережения журнал. – Ташкент, 2013. – № 1–2. – С. 86–91.
3. Зайдлер П. К вопросу эффективности независимых систем отопления / П. К. Зайдлер, М. А. Короли, О. А. Миронова // Актуальные вопросы в области технических и фундаментальных наук, сб. научных трудов. – Выпуск 1. – Ташкент, 2002. – 65 с.

РАЗРАБОТКА, ИССЛЕДОВАНИЕ И ВНЕДРЕНИЕ МЕТОДОВ ЭКСПРЕСС – ОБСЛЕДОВАНИЯ СОСТОЯНИЯ ПАРОВЫХ ТУРБИН ПРОМЫШЛЕННЫХ ТЭЦ

Куземко Р.Д., Житаренко В.М., Золоткова Д.В.

*ГВУЗ «Приазовский государственный технический университет»,
г. Мариуполь, Украина*

Аннотация

Разработан метод, который позволяет снятые с щитовых приборов параметры работающей турбины ввести в созданный программный комплекс и при любых режимах определить реальную мощность приводной турбины, а также удельный расход пара, теплоты и топлива турбоустановки, провести тепловой, энтропийный и эксергетический анализ эффективности работы всех элементов тепловой схемы паротурбинной установки, рассчитать эксергию и анергию рабочего тела, эксергетический КПД отдельных узлов схемы.

Ключевые слова: тепловая схема, энергия, энтропия, эксергия, анергия, эксергетический к.п.д.

Введение

Главная проблема большинства стран мира – обеспечение страны топливом и рациональное его использование. Рост стоимости энергоресурсов в Украине стимулирует разработку нетрадиционных и, чаще всего, наиболее эффективных методов анализа термодинамических процессов и циклов. Они дают возможность обеспечить интенсификацию энергосбережения – проанализировать и найти самые рациональные способы преобразования теплоты в работу, а также показать пути снижения удельных расходов теплоты и топлива. К таким относятся энтропийный и эксергетический методы анализа тепловых схем паротурбинных установок, которые на ТЭЦ, ПВС, ГРЭС не применяют, отвергая тем самым новое направление в науке, основанное на фундаментальных законах превращения энергии. Экономия энергоресурсов всегда сводится к сохранению качества энергии и к борьбе против роста энтропии. Несмотря на то, что оценка энергетических ресурсов страны с помощью эксергии широко используется в теории, она почти не используется в инженерной практике. Поэтому принятое в работе направление в настоящее время, является весьма актуальным.

Первый закон термодинамики устанавливает энергетический баланс при преобразовании теплоты одного рабочего тела в теплоту другого или работу. Любой энергетический баланс не может служить основой для правильной оценки степени совершенства теплового процесса, так как он не учитывает качество передаваемой теплоты. Этот недостаток первого закона устраняет второй закон термодинамики, который учитывает качество передаваемой теплоты. Второй закон термодинамики – это закон роста энтропии или это закон умень-

шения эксергии. Существует закон сохранения энергии, но закона сохранения эксергии не может быть.

Эффективное использование второго закона термодинамики для анализа процессов преобразования энергии – это шаг в направлении рационального использования энергоресурсов любой страны.

Постановка задачи

Цель исследования – используя зафиксированные текущие параметры, снятые со щитовых приборов или полученные экспериментально при обследовании турбины К–22, определить реальную мощность N_T приводной турбины, а также удельный расход пара d , теплоты q и топлива b , показать возможные пути снижения расхода топлива при производстве сжатых газов (воздух, кислород, азот) на конкретной установке ТЭЦ ЧАО «ММК им. Ильича».

Основная часть исследований

Каждое необратимое явление – причина безвозвратной потери эксергии. В необратимых явлениях эксергия превращается в анергию, но трансформация анергии в эксергию невозможна.

Известно, что из ~ 15 видов энергии практическое значение имеет только ~ 10, а непосредственно используется всего 4 вида – тепловая (70 – 75 %), механическая (20 – 25 %), электрическая (3 – 5 %) и электромагнитная – световая (менее 1 %).

Если принять, что круговой процесс обратим, то, как известно [1,2], эксергия теплоты равна

$$Ex = L_{\max} = Q_1 - T_{oc} \int_0^{Q_1} \frac{dQ}{T}; \quad Ex = Q_1 - \Pi \quad \text{или} \quad Q_1 = Ex + \Pi, \quad (1)$$

где анергия $\Pi = T_{oc} \Delta S_{\text{сист}}$.

Например, в точке 1 термодинамического процесса удельная эксергия рабочего тела составляет

$$ex_1 = Ex / m = (h_1 - h_{oc}) - T_{oc} (s_1 - s_{oc}). \quad (2)$$

Легко показать, что эксергию можно рассчитать как

$$Ex = Q_1 - T_{oc} (S_1 - S_{oc}); \quad Ex = Q_1 \left(1 - \frac{T_{oc}}{T_1} \ln \frac{T_1}{T_{oc}} \right); \quad Ex = Q_1 - T_{oc} S_{\text{сист}}. \quad (3)$$

Эксергетический КПД установки, где сжигается топливо, имеет вид

$$\eta_{ex} = \frac{l}{ex} = \frac{q_1 \eta_t}{ex} = \frac{\eta_t}{1 - \frac{T_{oc}}{T_{nl}} \ln \frac{T_{nl}}{T_{oc}}}. \quad (4)$$

В качестве примера приведем формулу для расчета термического КПД турбины К–22 (именно на ней были проведены основные исследования) с 4-я регенеративными отборами пара (рис. 1).

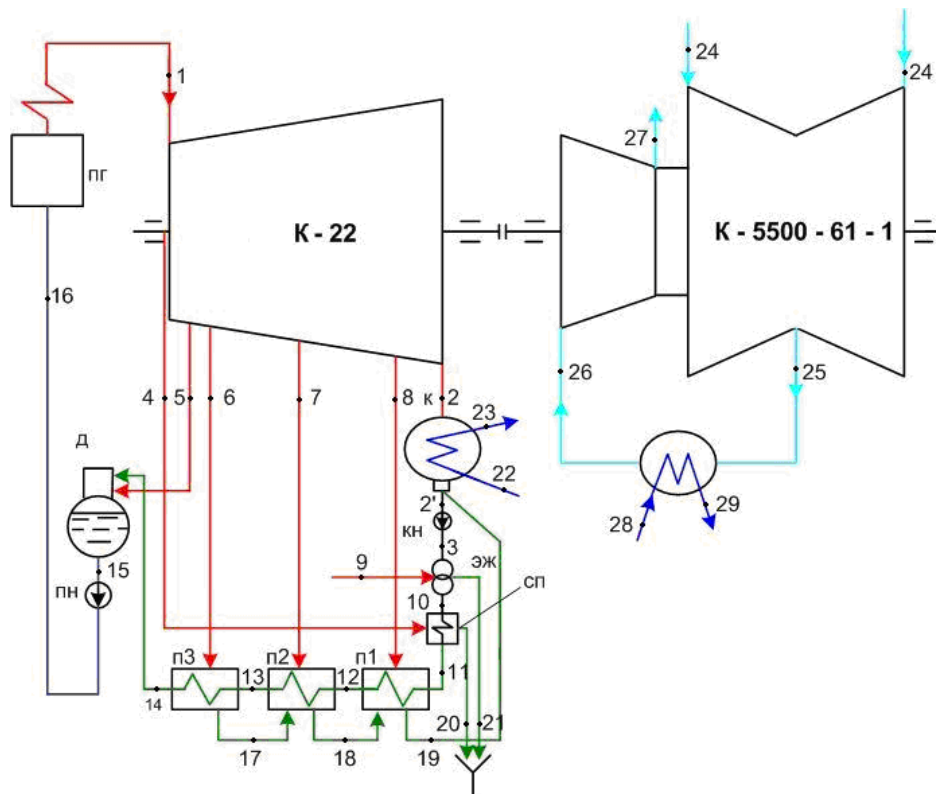


Рис. 1. Тепловая схема турбокомпрессора, ст. № 6. Турбина К-22, компрессор К-5500

$$\eta_t = \frac{l_T}{q_1} = \frac{(1-\alpha_{cn})(h_1-h_{5t}) + (1-\alpha_{cn}-\alpha_\partial)(h_{5t}-h_{6t}) + (1-\alpha_{cn}-\alpha_\partial-\alpha_{омб3})(h_{6t}-h_{7t}) + (1-\alpha_{cn}-\alpha_\partial-\alpha_{омб3}-\alpha_{омб2})(h_{7t}-h_{2t})}{(1-\alpha_{cn})(h_1-h_{16})} \quad (5)$$

Потеря работоспособности в турбине К-22 определяется как

$$П = [(D_1 - D_{cn})(s_5 - s_{5t}) + (D_1 - D_{cn} - D_\partial)(s_6 - s_5) + (D_1 - D_{cn} - D_\partial - D_{обц3})(s_7 - s_6) + (D_1 - D_{cn} - D_\partial - D_{омб3} - D_{омб2})(s_2 - s_7)] T_{oc}. \quad (6)$$

В формулах (1 – 6) и далее приняты следующие обозначения: $L_{\max}$ – максимальная работа, кДж; Q_1 – подведенная теплота, кДж; T_{oc} , $T_{пл}$ – температура окружающей среды и пламени в установке, где сжигается топливо, К; $П$ – анергия, кДж; $\Delta S_{сист}$ – изменение энтропии термодинамической системы, кДж/К; q_1 – удельная подведенная теплота, кДж/кг; m – масса пара, кг; α – относительный расход пара в отборы; I – испарительная способность топлива, кг/кг; Q_n^p – теплота сгорания топлива, кДж/кг; h – энтальпия, кДж/кг.

Представленный метод анализа использует тот очевидный факт, что запасы эксергии ограничены и всегда уменьшаются, а запасы энергии постоянны. Специалисты ТЭЦ и ГРЭС этот метод оценки потерь эксергии в своей практике почти не применяют.

В качестве примера приведем результаты расчета тепловой схемы турбины К–22, работающей при начальном давлении $p_0 = 9 \text{ МПа}$, $t_0 = 515 \text{ }^\circ\text{C}$, $p_2 = 0,3 \text{ МПа}$, расход на турбину $D_1 = 59 \text{ т/ч}$.

Результаты расчета эксергетического баланса для тех узлов установки, в которых происходит изменение состояния рабочего тела, имеют вид:

Увеличение эксергии, кДж/кг		Уменьшение эксергии, кДж/кг	
В насосе	11	В трубопроводе	56
В парогенераторе	1458	В регулировочном клапане	29
		В проточной части турбины	1330
		В конденсаторе	54
Итого: 1469		Итого: 1469	

Эксергетические КПД узлов составляют: эксергетический КПД парогенератора $h_{ex}^{нг} = 0,4$, турбины $h_{ex}^T = 0,88$, насоса $h_{ex}^H = 0,84$.

Потери эксергии $П = T_{oc} \Delta S_{сист}$ и соответствующий коэффициент эксергетических потерь $W = ПИ / Q_n^p$ составляют:

- паропровод $П_{ТП..} = 56 \text{ кДж/кг}$, $W_{ТП} = 0,015$;
- регулировочный клапан $П_{дрос.} = 29 \text{ кДж/кг}$, $W_{дросс} = 0,008$;
- турбина $П_T = 160 \text{ кДж/кг}$, $W_T = 0,04$;
- конденсатор $П_{конд} = 54 \text{ кДж/кг}$, $W_{конд} = 0,015$;
- питательный насос $П_n = 2,03 \text{ кДж/кг}$, $W_n = 0,00056$;
- подшипники $П_n = 46,3 \text{ кДж/кг}$, $W_M = 0,013$.

Из рис. 2 следует, что для турбины К–22, например, при $t_{lcp} = 325 \text{ }^\circ\text{C}$ увеличение t_2 с $15 \text{ }^\circ\text{C}$ до $60 \text{ }^\circ\text{C}$ приводит к снижению η_i с $0,51$ до $0,43$. Очистка трубок конденсатора и совершенствование работы градирни – реальный путь к снижению расхода топлива на ТЭЦ–1.

Как видно из рис. 3, с повышением средней температуры подвода теплоты в цикле и понижении температуры окружающей среды при постоянной температуре пламени эксергетический КПД η_{ex} увеличивается. Например, если повысить среднюю температуру подвода теплоты с $250 \text{ }^\circ\text{C}$ до $350 \text{ }^\circ\text{C}$ при $t_{плам} = 1600 \text{ }^\circ\text{C}$ и с понижением температуры окружающей среды с $30 \text{ }^\circ\text{C}$ до $-15 \text{ }^\circ\text{C}$ получим, что:

- при $t_{lc} = 250 \text{ }^\circ\text{C}$ эксергетический КПД η_{ex} возрастает с $0,56$ до $0,66$;
- при $t_{lcp} = 350 \text{ }^\circ\text{C}$ эксергетический КПД η_{ex} увеличивается с $0,72$ до $0,79$.

Это количественно объясняется тем, что с повышением температуры T_{oc} окружающей среды термический КПД падает.

Таким образом, используя эксергетический метод анализа процесса преобразования Q_I в L , можно более глубоко исследовать фак-

торы и физические воздействия, которые, в конечном счете, приводят к снижению расхода топлива.

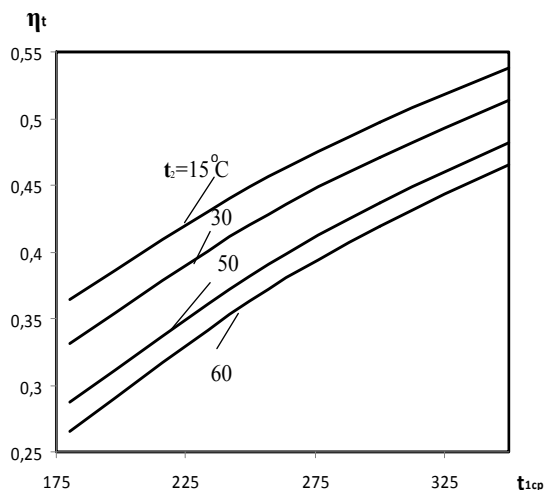


Рис. 2. Зависимость термического кпд η_t от средней температуры подвода теплоты в цикле t_{lcp} и температуры t_2 после турбины К-22

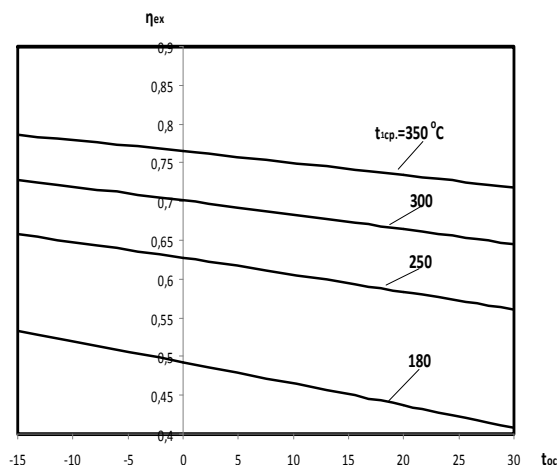


Рис. 3. Влияние средней температуры t_{lcp} подвода теплоты в цикле и температуры t_{oc} окружающей среды на эксергетический кпд η_{ex} теплоты при сгорании топлива

Выводы

1. Обстоятельные расчеты тепловой схемы 10 работающих паротурбинных установок позволили разработать рекомендации по повышению технико-экономических показателей турбокомпрессоров ТЭЦ-1 ММК им. Ильича. Показано, что если бы на всех турбинах общей мощностью 156 МВт поддерживался бы вакуум как на турбине ст. № 5 (в момент испытания $p_2 = 0,0174$ МПа), то экономия топлива составила бы $\Delta B \approx 25$ тыс. т/год.

2. Эксергетический анализ тепловой схемы и процесса расширения пара в турбине показал, что наибольшее обесценивание энергии происходит в проточной части турбины.

3. Потеря работоспособности паротурбинной установки в порядке уменьшения располагается в следующей последовательности: в проточной части турбины – 90,5 %; в трубопроводе – 3,8 %; в конденсаторе – 3,7 %; в регулировочном клапане – 2 %.

4. Метод позволяет установить элементы схемы с максимальной потерей работоспособности и построить графические зависимости эксергетического кпд от целого ряда факторов реальной схемы паротурбинной установки.

Список литературы

1. Шаргут Я. Эксегия / Я. Шарнут, Р. Петела // – М. : Энергия. – 1974. – 280 с.
2. Бродянский В. М. Эксегетический метод термодинамического анализа / В. М. Бродянский. – М. : Энергия. – 1973. – 265 с.

СИНТЕЗ КОМПОЗИТНИХ СОРБЕНТІВ «СИЛІКАГЕЛЬ – КРИСТАЛОГІДРАТ» ЗОЛЬ-ГЕЛЬ МЕТОДОМ

***Прокопенко О.М.¹, Коломієць О.В.², Єрьомін О.О.¹,
Сергієнко Я.С.², Сухий К.М.²***

*1 – Національна металургійна академія України,
м. Дніпро, Україна*

*2 – ДВНЗ «Український державний хіміко-технологічний університет»,
м. Дніпро, Україна*

Анотація

Представлено детальний опис 4-х стадій синтезу композитних сорбентів «силікагель-кристалогідрат» золь-гель методом. Наведено послідовність введення компонентів синтезу на кожній із стадій та умови проведення стадій. Здійснено підбір обладнання для промислового виробництва даних сорбентів. Проведено порівняння їх властивостей з властивостями сорбентів даного класу.

Ключові слова: синтез, композитні сорбенти, золь-гель метод.

Вступ

Сьогодні перспективним напрямком є використання в якості сорбентів природних пористих матеріалів. Це вигідно з економічної та екологічної точок зору, проте часто такі матеріали не виявляють достатніх сорбційних властивостей, тому перш ніж використовувати подібні матеріали, їх потрібно хімічно модифікувати. Одним із способів модифікації є диспергування в пори вихідного матеріалу, в якості якого ми використовуємо силікагель, кристалогідрат.

Постановка задачі

Метою даної роботи є розробка нової технології синтезу композитних сорбентів, в яких кристалогідрат рівномірно розподіляється в порах кремній кисневої матриці та не вимивається з них в процесі сорбції/десорбції води.

Експериментальна частина

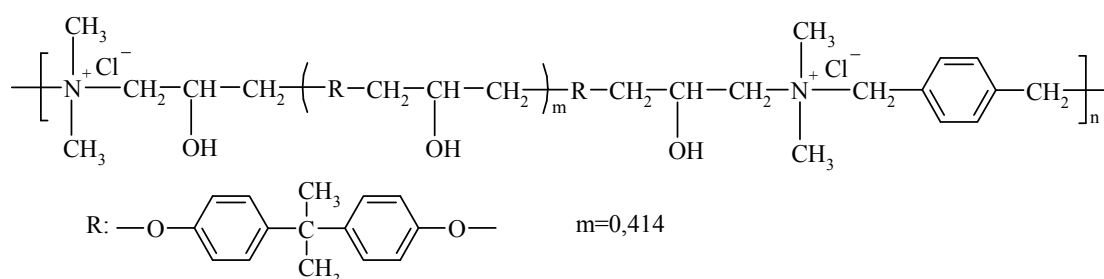
Технологічний процес виробництва композитних сорбентів складається з наступних стадій: приготування водного розчину силікатного скла та ПЧАС, утворення зародків силікатної фази, утворення кремній-кисневої матриці, сушка і фракціонування сорбенту. Послідовність введення компонентів синтезу в масових частинах на кожній із стадій наведена в таблиці 1.

Таблиця 1

Послідовність введення компонентів синтезу

Стадія	Компонент	Витрата, мас. ч.
1	20%-ного водного розчину силікатного скла	100
	5 %-ний водний розчин ПЧАС	2
2	2,4% -ний розчин кислоти	40
3	4,65% -ний розчин кислоти	20
	50%-ний розчин силікатного скла	20
4	4,65% -ний розчин кислоти	10-20
Вихід композиту складає		14

Стадія 1. 100 мас.ч. 20 %-ного водного розчину силікатного скла (силікатний модуль 2,9 – 3,3) з ємності 1, через мірник 3, подається в реактор-змішувач 7 об'ємом 1000 л, в якому розміщено термopару 6, для контролю температури розчину, та нагрівальний елемент 8. Потім в реактор-змішувач 5 з ємності 2, через мірник 4, при постійному перемішуванні додається 2 мас.ч. 5 %-ний водний розчин ПЧАС наступної будови:



Суміш ретельно перемішується протягом 15 хв. За допомогою нагрівального елемента 8, суміш нагрівається до 35 °С протягом 20 хв.

Стадія 2. З мірника для крапельної подачі кислоти 5 додають 40 мас.ч 2,4 % -ного розчину відповідної (сірчаної або оцтової) кислоти до нейтрального значення рН протягом 15 хв при перемішуванні. Суміш нагрівається до температури 90 °С і витримується при цій температурі і перемішуванні протягом години. На цій стадії відбувається утворення зародків кремнійкисневої матриці.

Стадія 3. До утвореної суміші одночасно з мірника 13 додається 20 мас.ч. 4,65 %-ного розчину кислоти і з ємності 14, через мірник 15 – 20 мас.ч. 50%-ного розчину силікатного скла при постійному перемішуванні протягом двох годин при сталій температурі 95 °С. Рівень рН підтримується на рівні 10. На цій стадії утворений сорбент осаджується з розчину.

Стадія 4. Протягом 20 хв. з мірника 13 додається 4,65 %-ний розчин кислоти до зниження рівня рН до 5. Отриманий гель витримується при 90 °С протягом години. Осаджений сорбент відфільтрову-

ється, рідина зливається в ємність 10, а сорбент направляється на сушку в сушарку з киплячим шаром 11, де сушиться до постійної маси при температурі 60 °С. Висушений композит подається на вібраційне сито 12, де фракціонується за розміром гранул.

Насичене вологою повітря (відпрацьоване), після виходу з сушарки, зневоднюється в осушувачі 16, підігрівається в теплообміннику 17 і знов повертається в сушарку.

Промислову технологічну схему виробництва композитних сорбентів "силікагель-кристалогідрат" яка втілює всі вищеперераховані стадії зображено на рис. 1.

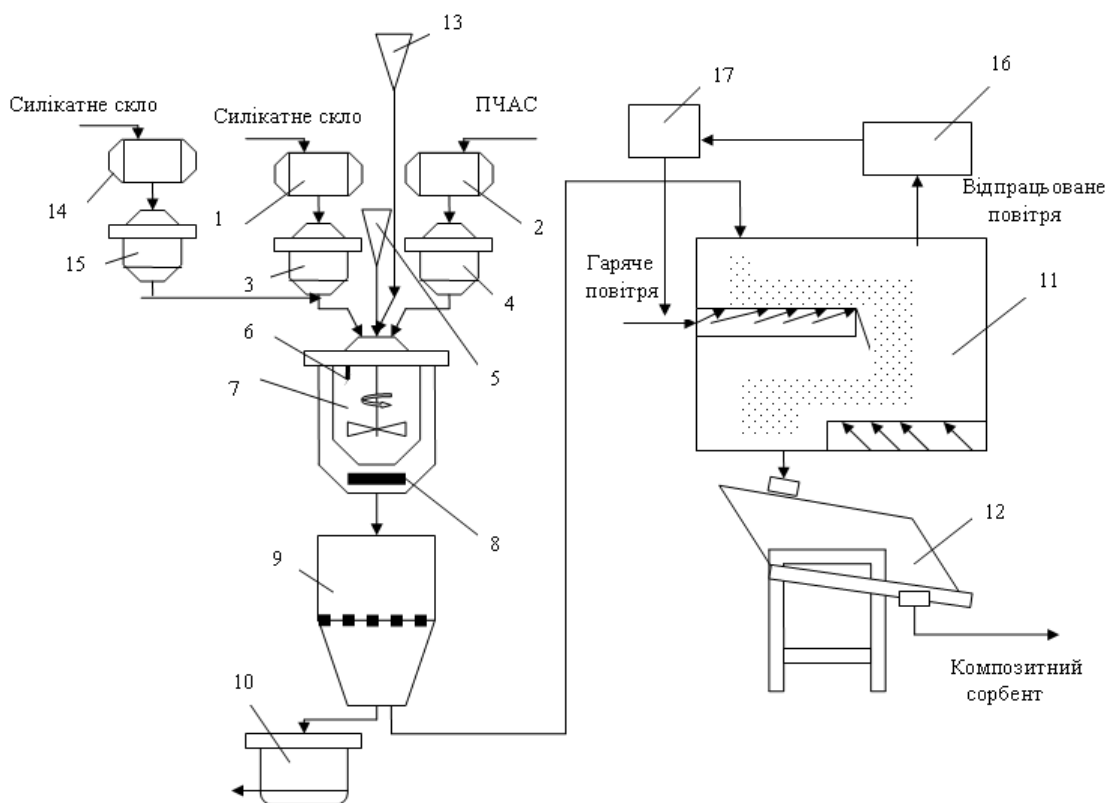


Рис. 1. Технологічна схема промислового виробництва композитних сорбентів "силікагель-кристалогідрат": 1, 14 – ємність із силікатним склом; 2 – ємність із ПЧАС; 3, 4, 15 – мірники; 5, 13 – мірник для крапельної подачі кислоти; 6 – термopapa; 7 – реактор-змішувач; 8 – нагрівальний елемент; 9 – фільтр; 10 – ємність для зливу рідини; 11 – сушарка з киплячим шаром; 12 – вібраційне сито; 16 – осушувач повітря; 17 – теплообмінник

При проведенні синтезу композитних сорбентів "силікагель-кристалогідрат" без додавання ПЧАС при взаємодії рідкого силікатного скла з H_2SO_4 та CH_3COOH утворювався білий драглистий осад, який при фільтрації та висушуванні дуже важко подрібнювався на помітно великі частки. У присутності ПЧАС утворювався тонкодиспер-

сний осад композитних сорбентів "силікагель-кристалогідрат", який осідав майже повністю приблизно за 3 – 7 хвилин.

Це пояснюється тим, що у випадку, коли частки кремнезему присутні в гарячій суспензії при pH 9 – 10, вони починають коагулювати, як тільки концентрація іонів натрію перевершує приблизно 0,3 н. У розчині силікату натрію зі звичайним співвідношенням $\text{SiO}_2 : \text{Na}_2\text{O}$ 3,2 : 1 виявляється, що нормальність іонів натрію складає 0,1 С, де С – концентрація кремнезему, виражена в г-100 мл. Ці прості факти лежать в основі багатьох процесів осадження кремнезему. У всіх них передбачається нейтралізація розчину силікату натрію кислотою з тим, щоб колоїдні частки кремнезему росли в слаболужному розчині і могли флокулювати під впливом іонів амонію з полімерних четвертинних амонієвих солей.

З метою з'ясування впливу температури на дисперсність композитних сорбентів "силікагель-кристалогідрат" синтез проводили при кімнатній температурі та при підвищених температурах.

При синтезі композитних сорбентів "силікагель-кристалогідрат" при кімнатній температурі спостерігалось гелеутворення на першій стадії синтезу, та поступовий перехід гелю на другій стадії у окремі драглі, які при висушуванні важко диспергуються на помітно великі частки.

Висаджування кремнезему, яке проходило при температурі більше 50 °С суттєво відрізняється від вище вказаного. При підвищених температурах драглі утворювалися наприкінці першої стадії та переходили у осад після другої. Таким чином підвищення температури синтезу сприяє утворенню дисперсних частинок композитних сорбентів "силікагель-кристалогідрат".

Послідовність введення компонентів суттєво впливає на результат синтезу. В усіх випадках кислоту по краплям додавали до розчину силікатного скла. При додаванні по краплям силікатного скла до розчину кислоти на першій стадії спостерігалось утворення гелю при використанні як сірчаної так і оцтової кислот. Це пояснюється тим, що у надлишковому кислому розчині кремнієва кислота, яка утворюється при взаємодії рідкого скла з введеною в нього кислотою, полімеризується до надзвичайно малих по розміру частинок, які збираються у вигляді ланцюжків і утворюють сітку гелю, яка пронизує водну фазу по всьому об'єму.

Готовий композит, властивості якого наведено в таблиці 2, необхідно зберігати в герметично запакованім, щоб уникнути сорбції вологи з навколишнього середовища.

Таблиця 2

Властивості синтезованих за наведеною технологією композитів

	Властивості отриманих за наведеною технологією композитів		Властивості найкращих аналогічних композитних матеріалів	
	силіка-гель/сульфат натрію	силіка-гель/ацетат натрію	CaCl ₂ /силіка-гель	LiNO ₃ /вермікуліт
Насипна густина, г/см ³	0,72	0,65		
Сорбційна ємність, г/г	0,42	0,66	0,63	0,4
Температура регенерації, °С	100	60	90	65
Розмір гранул, мм	3-5	3-5	3-5	3-5
Густина акумулювання енергії, МДж/кг	1,46	1,62	0,65	0,9

Список літератури

1. Dongsheng Zhu Experimental study on composite silica gel supported CaCl₂ sorbent for low grade heat storage / Dongsheng Zhu, Huijun Wu, Shengwei Wang // International Journal of Thermal Sciences, 2006. – V. 4, I. 8. – P.804–813.
2. Composites “lithium halides in silica gel pores”: Methanol sorption equilibrium / Larisa G. Gordeeva, Angelo Freni, Tamara A. Krieger, Giovanni Restuccia, Yuri I. Aristov // Microporous and Mesoporous Materials, 2008. – V. 112, I. 1–3. – P.254–261.

ЩОДО УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ ВІДХІДНИХ ГАЗІВ ПАРОГЕНЕРАТОРІВ ТП-150 ТЕЦ ПАТ "МЕТАЛУРГІЙНИЙ КОМБІНАТ "ЗАПОРІЖСТАЛЬ"

Рашевченко Р.В.¹, Чепрасов О.І.², Яковлєва І.Г.²

1 – ПАТ "Металургійний комбінат "Запоріжсталь", м. Запоріжжя, Україна

2 – Запорізька державна інженерна академія, м. Запоріжжя, Україна

Анотація

Рациональне використання власних вторинних енергоресурсів є основою енергоефективності для будь-якого підприємства України. Збільшення утилізації фізичної теплоти відхідних газів підвищує ККД котельних агрегатів. В роботі запропоновано використання теплообмінника поверхневого типу, який буде відбирати фізичну теплоту відхідних газів і повертати її у виробництво, підвищуючи теплову ефективність ТЕЦ. Доведено, що при охолодженні відхідних газів від 220 до 160 °С конденсат буде нагріватися від 50 до 80,3 °С.

Ключові слова: вторинні енергоресурси, теплота, парогенератор, теплообмінник, котельний агрегат, доменний газ.

Вступ

Енергоефективність та енергозбереження є пріоритетними напрямками енергетичної політики більшості країн світу [1, 2, 3].

Сьогодні в енергетичній галузі України проблеми раціонального використання палива та покращення екологічної ситуації є вкрай важливими та певною мірою вирішуються шляхом утилізації теплоти димових газів котлоагрегатів, оскільки основними втратами енергії під час спалювання доменного, коксового і природного газів в теплових установках є втрати теплоти з відхідними газами [4].

В системі енергозберігаючих заходів виділяються три основні напрямки: утилізаційні заходи, енергетична модернізація і інтенсивне енергозбереження. Утилізаційні заходи відносяться до порівняно маловитратних і бистроокупних засобів підвищення ефективності використання первинних енергетичних ресурсів [5, 6, 7].

Актуальність широкого впровадження в Україні різних утилізаційних заходів обумовлена також тим, що це дозволяє суттєво зменшити шкідливий вплив технологічних об'єктів і об'єктів енергетики на навколишнє середовище.

Постановка задачі

Завданням роботи є підвищення ефективності використання теплових вторинних енергоресурсів у вигляді фізичної теплоти відхідних газів котельних агрегатів в умовах ПАТ "Металургійний комбінат "Запоріжсталь".

Основна частина досліджень

У роботі застосовано методику досліджень викладену в роботі [8].

Металургійне виробництво характеризується значним виходом вторинних енергетичних ресурсів, важливе місце серед яких посідає теплота відхідних газів [9].

На ТЕЦ ПАТ "Металургійний комбінат "Запоріжсталь" встановлено сім парогенераторів для виробництва технологічної пари: два агрегати "Рілей-Стокер", один Е-120/150-3,2-390-ДКГМ, один ПК-8 та три агрегати типу ТП-150. У таблиці 1 наведено температуру відхідних газів котлоагрегатів ТП-150 ТЕЦ ПАТ "Металургійний комбінат "Запоріжсталь", що складає приблизно 220 °С.

Таблиця 1

Температура відхідних газів котлоагрегатів ТП-150 ТЕЦ
ПАТ "Металургійний комбінат "Запоріжсталь" у 2015 році по місяцях

Парогенератор ТЕЦ	Температура відхідних газів, °С											
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
ТП-150 ст. № 4	239	242	240	241	256	259	259	260	260	239	246	245
ТП-150 ст. № 6	217	205	215	223	215	218	220	221	225	225	229	229
ТП-150 ст. № 7	214	212	207	0	209	209	207	0	0	0	207	201

Для підвищення теплової ефективності ТЕЦ пропонуємо встановити теплообмінник поверхневого типу, який буде відбирати фізичну теплоту відхідних газів і направляти її на підігрів живильної води або конденсату турбокомпресорів ТЕЦ ПАТ "Металургійний комбінат "Запоріжсталь".

Приймаємо температуру відхідних газів після теплоутилізатора 160 °С. Конструкція теплообмінного апарату задається виходячи із геометричних розмірів димової труби парогенератора ТП-150. Труби теплообмінного апарату $\varnothing 38 \times 2$ мм розташовані вздовж руху димових газів по периметру бокової стінки димової труби котлоагрегату. Приймаємо відстань між димовою трубою і теплообмінною $S_2 = 0,042$ м, відстань між трубами теплообмінника $S_1 = 0,1$ м.

Середня температура гарячого теплоносія складає 190 °С, якщо прийняти що початкова і кінцева температура гарячого теплоносія $t_1' = 220$ °С, $t_1'' = 160$ °С.

Суміш димових газів – це з'єднання азоту, вуглекислого газу і водяної пари. Визначивши спочатку теплоємність кожного компонента окремо, знаходимо теплоємність суміші C_{p_1} , розрахована відповідно до [8], дорівнює 1,4295 кДж/(м³ · К).

Кількість теплоти, що віддається гарячим теплоносієм Q_1 відповідно до [10], якщо об'ємна витрата гарячого теплоносія становить $V_1 = 83,3 \text{ м}^3/\text{с}$, складе $Q_1 = 7144,641 \text{ кВт}$.

Температура води на виході із теплообмінника, знайдена за допомогою теплового балансу та інтерполяції, $t_2'' = 80,3 \text{ }^\circ\text{C}$.

Середня температура холодного теплоносія, при температурі на вході $t_2' = 50,0 \text{ }^\circ\text{C}$, складає $t_{\text{сер } 2} = 65,15 \text{ }^\circ\text{C}$.

За допомогою прийнятої методики отримаємо наступні результати:

- коефіцієнт тепловіддачі від гарячого теплоносія до стінки труби $\alpha_1 = 19,838 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$;
- коефіцієнт тепловіддачі від стінки до холодного теплоносія $\alpha_2 = 14624,639 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$;
- коефіцієнт теплопередачі $K = 19,795 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$.

Площа поверхні теплообміну, м^2 :

$$F = \frac{Q_1 \cdot (1 - \varepsilon)}{K \cdot \Delta t} = \frac{7144,641 \cdot (1 - 0,03)}{19,795 \cdot 124,26} = 2,818,$$

де Δt – температурний натиск для протитечії, $^\circ\text{C}$, $\Delta t = 124,26 \text{ }^\circ\text{C}$.

Довжина кожної труби теплообмінника l , при кількості труб $n_{\text{тр}} = 61$ шт. та зовнішньому діаметрі труби $d_3 = 0,038 \text{ м}$, визначається з формули $F = 0,5 \cdot n_{\text{тр}} \cdot \pi \cdot d_3 \cdot l$. Звідси $l = 0,77 \text{ м}$.

Отже, теплообмінник складається з 61 труби довжиною 0,77 м кожна.

Загальна довжина труб теплообмінника $l_{\text{заг}} = n_{\text{тр}} \cdot l \approx 47 \text{ м}$.

Теплота, що передається через теплообмінник, тобто, повертається у виробництво, кВт:

$$Q_2 = \kappa \cdot Q_1 \cdot (1 - \varepsilon) = 0,6 \cdot 7144,641 \cdot (1 - 0,03) = 4158,18,$$

де κ – коефіцієнт нерівномірності навантаження, $\kappa = 0,6$.

Річна економія E від впровадження в експлуатацію теплообмінника може скласти, грн

$$E = Q_2 \cdot N_{\text{ме}} \cdot 3600 \cdot \tau_p \cdot 10^{-6} = 4158,18 \cdot 203,75 \cdot 3600 \cdot 8040 \cdot 10^{-6} = 24522201,$$

де $N_{\text{ме}}$ – вартість теплової енергії у 2016 році, $N_{\text{ме}} = 203,75 \text{ грн}/\text{ГДж}$; τ_p – кількість годин роботи парогенератора за рік, год, $\tau_p = 8040 \text{ год}$.

Вартість пуско-налагоджувальних робіт складає 20 % від загальної суми витрат [11]. Капітальні витрати KB , пов'язані з впровадженням в експлуатацію теплоутилізатора, орієнтовно складуть біля 2 млн. грн.

Термін окупності $P = KB/E = 0,08$ роки ≈ 1 місяць. Завдяки такому короткому терміну окупності, цей енергозберігаючий проект можна вважати привабливим та рекомендувати до впровадження.

Висновки

Встановлення теплообмінника поверхневого типу, який буде відбирати фізичну теплоту відхідних газів і повертати її у виробництво, підвищить теплову ефективність ТЕЦ, зменшивши її теплові втрати. Доведено, що при охолодженні відхідних газів від 220 до 160 °С конденсат буде нагріватися від 50 до 80,3 °С; загальна довжина труб теплообмінника складе 47 м; площа поверхні теплообміну – 2,818 м²; теплота, що повертається у виробництво – 4158,2 кВт. Попередній економічний ефект від впровадження теплоутилізатора буде складати 24,5 млн. грн. Термін окупності – один місяць. Такий теплоутилізатор може використовуватися у роботі будь-якого парогенератора, якщо температура відхідних газів не менше 180 °С.

Список літератури

1. Суходоля О. М. Фактори впливу на енергоефективність національної економіки / О.М. Суходоля // Вісник Національної академії державного управління при Президентові України. – 2005. – № 1. – С. 236–247.
2. Кириленко О. В. Енергозбереження – стратегія розвитку / О. В. Кириленко // Діловий вісник. – 2010. – № 2. – С. 8-11.
3. Півняк Г. Г. Енергозбереження в промисловому секторі економіки України / Г. Г. Півняк // Наука та інновації. – 2006. – № 2. – С. 76–85.
4. Долинський А. А. Енергозбереження та екологічні проблеми енергетики / А. А. Долинський // Вісник Національної академії наук України. – 2006. – № 2. – С. 24–32.
5. Бригінець К. Д. Утилізація промислових відходів. Основи утилізації відходів. Конспект лекцій / Харк. нац. акад. міськ. госп-ва. – Х. : ХНАМГ, 2010. – 82 с.
6. Касимов А. М. Промышленные отходы. Проблемы и решения. Технологии и оборудование. Учебное пособие / А. М. Касимов, А. М. Семенов и др. – Харьков : ХНАМГ, 2007. – 411 с.
7. Пальгунов П. П. Утилизация промышленных отходов / П. П. Пальгунов и др. – М. : Стройиздат, 1990. – 352 с.
8. Яковлєва І. Г. Тепломасообмін. Методичні вказівки до виконання курсової та контрольної роботи "Розрахунок газоповітряного рекуператора" для студентів напрямку 0905 "Енергетика" / І. Г. Яковлєва, І. А. Назаренко. – Запоріжжя : ЗДІА, 2007. – 55 с.
9. Краснянский М. Е. Утилизация и рекуперация отходов: Учебное пособие / М. Е. Краснянский. – Издание 2-е, исправленное и дополненное. – Х. : Бурун и К, К. : КНТ, 2007. – 265 с.
10. Исаченко В. П. Теплопередача / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – М. : Энергия, 1975. – 488 с.
11. Бердишев М. Ю. Економічні і екологічні аспекти енергозбереження. Навчально-методичний посібник з дисципліни для магістрантів ЗДІА спеціальності "Теплоенергетика" всіх форм навчання / М. Ю. Бердишев. – Запоріжжя : ЗДІА, 2009. – 115 с.

ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ ГАЗОАРМИРОВАННЫХ МЕТАЛЛОВ В ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВАХ

Трофименко В.В.¹, Трофименко А.В.²

1 – Украинский государственный химико-технологический университет,

г. Днепр, Украина

2 – Днепропетровский национальный университет им.О. Гончара,

г. Днепр, Украина

Аннотация

Рассмотрены и обобщены основные результаты исследований по энергетическим установкам на основе электрохимических генераторов с кислородно-водородными топливными элементами. Рекомендованы оптимальные режимы наполнения водородом газоармированной бронзы. Установлено, что основными факторами, влияющими на процесс насыщения водородом и дегазации газоармированной бронзы, являются температура и давление. Обнаружено, что с ростом давления относительная емкость образца аккумулятора, насыщенная водородом, увеличивается.

Ключевые слова: электрохимический генератор, топливный элемент, газоармированная бронза, аккумулятор водорода.

Постановка проблемы в общем виде

В настоящее время получили широкое распространение энергетические установки на основе электрохимических генераторов с кислородно-водородными топливными элементами. В таких установках КПД составляет 60 – 70 %, что делает их более предпочтительными, чем турбогенераторы с открытым циклом или двигатель Стирлинга. Анализ исследований, опубликованных в работах различных авторов показывает, что замена химических аккумуляторов на регенеративные кислородно-водородные топливные элементы позволяет снизить массу энергетической установки, например, орбитальной станции в 1,3 раза [1].

Применение водорода в топливных элементах связано с решением такой важной проблемы, как компактное и безопасное аккумулярование водорода на борту энергетической установки. Водород можно хранить в газообразном, жидком и в связанном состоянии в виде обратимых металлгидридов. В литературе, к сожалению, отсутствуют обзорные работы, характеризующие эффективность систем длительного хранения низкипящих топливных компонентов, в частности, водорода.

В теплообменных аппаратах, в частности, солнечном воздухонагревателе, рабочая поверхность поглотителя выполнена в виде капиллярной структуры с тупиковыми капиллярами из газоармированного металла [2]. Капиллярная структура поглотителя интенсифицирует как поглощение излучения, приближая поглотитель по характеру процесса поглощения к абсолютно черному телу, так и теплоотдачу воз-

душному потоку за счет его турбулизации. Это повышает КПД воздушнонагревателя. Поэтому задача определения наиболее рациональных геометрических параметров (диаметра и длины) капилляра является актуальной и необходимой в применении газоармированного металла для теплообменников.

В холодильниках-излучателях космических энергоустановок задача создания поверхности излучателя со степенью излучательной способности близкой к абсолютно черному телу также является важной. Существующие методы чернящего покрытия не решают этой задачи, так как анодирование и плазменное покрытие поверхности излучателя со временем разрушаются. Закрепление тонкого слоя газоармированного металла на поверхности ребер-излучателей приводит к желаемому результату, что объясняется увеличением приведенной степени черноты поверхности излучателя [3, 4].

Использование газоармированного металла в качестве теплоотвода в полупроводниковой технике за счет переноса скрытой теплоты испарения требует исследования эффективной теплопроводности материала, подтверждающие эффективность работы [6, 7].

Постановка задачи

Проведены исследования структуры и свойств новых газоармированных металлов, имеющих монолитную матрицу и сотовое строение порового пространства с целью определения функциональных возможностей и перспективных областей их использования.

Основная часть исследований

Для исследования кинетики диффузии водорода в газоармированном металле была использована установка [5]. С целью определения влияния скорости увеличения давления водорода в установке при насыщении газоармированного металла водородом, образец поочередно нагревали до 773, 873 и 1073 К и меняли при этих температурах скорость натекания водорода в установку, состояние поверхности определяли визуально. В качестве исследуемого образца использовалась бронза. Проведенные эксперименты показали, что при каждой температуре, начиная с определенной скорости натекания происходила деформация образца во всем его объеме. Анализ данных позволил построить зависимости (рис. 1), характеризующие критические скорости, превышение которых приводит к смятию газоармированного металла, так как основным определяющим фактором в процессе насыщения водородом являются механические свойства. Например, для бронзы при повышении температуры с 873 до 1073 К предельные напряжения уменьшаются в пять раз [7]. При этом водородопроницаемость бронзы для подобного повышения температуры увеличивается незначительно. Выдержки при 873 К практически не изменяли форму,

а при более высоких температурах наблюдалось смятие образцов пропорционально росту температуры.

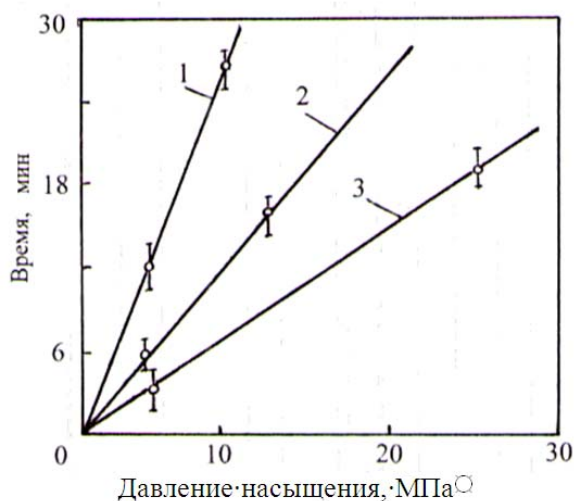


Рис. 1. Критические скорости заполнения водородом установки при температурах насыщения: 1 – 1073 К; 2 – 873 К; 3 – 773 К

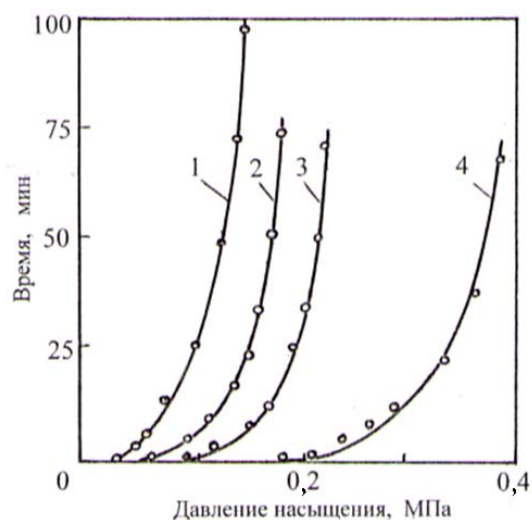


Рис. 2. Зависимость скорости выделения водорода от температуры: 1 – 573 К; 2 – 673 К; 3 – 873 К; 4 – 1073 К

Была изучена скорость выделения водорода из образцов газоармированной бронзы. Так, насыщенные при давлении водорода 15 МПа образцы дегазировались при различных температурах (573; 673; 873 и 1073 К) и фиксировалось изменение давления в замкнутой системе по времени (рис. 2). Из анализа экспериментов следует, что наиболее интенсивно водород выделяется при 1073 К. Для температуры 573 К наблюдалась очень незначительная дегазация. Таким образом, активное выделение водорода из газоармированной бронзы, предварительно насыщенной при высоких давлениях, начинается при температурах 573 – 623 К. Обобщенные результаты экспериментов показывают, что емкость аккумулятора изменяется пропорционально давлению водорода при насыщении газоармированной бронзы.

Результаты экспериментов по определению влияния давления насыщения и плотности материала на водородоемкость бронзы приведены в таблице 1 (плотность, емкость и характеристики приведены для газоармированного металла; d – диаметр поры).

Таблица 1

Водородоемкость бронзы

Номер образца	Давление водорода при насыщении, МПа	Плотность, г/см ³	Емкость образца, %	Краткая характеристика макроструктуры
1	10	5,85	0,018	Поры равномерно распределены в объеме, d=0,2 мм

Продолжение табл. 1

1	2	3	4	5
2	10	4,0	0,04	Поры равномерно распределены в объеме, $d=0,75$ мм
3	10	4,15	0,037	Поры равномерно распределены в объеме, $d=1,35$ мм
4	25	6,1	0,031	Поры равномерно распределены в объеме верха раковины, $d=0,15$ мм
5	25	4,1	0,095	Поры равномерно распределены в объеме, $d=0,65$ мм
6	25	4,1	0,092	Поры равномерно распределены в объеме, $d=0,65$ мм
7	40	6,2	0,053	Поры равномерно распределены в объеме верха раковины, $d=0,25$ мм
8	40	4,05	0,14	Поры равномерно распределены в объеме, $d=0,8$ мм
9	40	4,0	0,148	Поры равномерно распределены в объеме, $d=0,75$ мм

Выводы

Из анализа экспериментов следует, что емкость газоармированного металла зависит, прежде всего, от его плотности и макроструктуры. Так, мелкие равномерно распределенные каналы, не выходящие на поверхность образца, являются наиболее подходящими для аккумуляторов водорода. В то же время увеличение плотности материала приводит к резкому уменьшению водородоемкости. В этом случае также значительно увеличивается толщина стенок каналов и пор, затрудняя доступ водорода, что намного увеличивает время насыщения.

Список литературы

1. Тернер Г., Джонсон А., Гендел М. Энергетические установки мощностью 25 кВт на основе солнечных батарей для космической станции. В сб.: Прямое преобразование энергии. – М.: Мир, 1975. 342 С.
2. А.С. №1495595 СССР. Солнечный воздухонагреватель / А. В. Трофименко, В. В. Трофименко. Оpubл.8.02.91. Бюл. № 27.
3. А.С. №255141 СССР. Холодильник-излучатель / А. В. Трофименко, В. В. Трофименко. Оpubл.01.06.87. Бюл. №22.
4. Возможности реализации преобразования энергии типа Хайдекс в космических энергоустановках / В. Ф. Присняков, В. А. Габринцев, А. В. Трофименко и др. // Пром. Теплоэнергетика. – 1995. – Е. 17, № 4. – С. 39–61.
5. Трофименко А.В., Трофименко В.В., Гумницкий В.П. Компактные аккумуляторы водорода для топливных элементов энергетических установок. В науч.-техн. сб. Космическая техника. ГKB «Южное». 2001, вып.1. С.37-42.
6. Висволл Р. Хранение водорода в металлах. В кн. : Водород в металлах, т. 2. – М. : Мир, 1991. – 426 с.
7. Шаповалов В. И. Легирование водородом. – Днепропетровск : Журфонд, 2013. – 385 с.

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ТЕПЛОНАСОСНЫХ УСТАНОВОК В ИНДИВИДУАЛЬНЫХ ТЕПЛОВЫХ ПУНКТАХ

Цыганов В.И., Житаренко В.М.

Приазовский государственный технический университет, г. Мариуполь, Украина

Аннотация

Проанализированы схемы включения ТНУ в ИТП систем централизованного теплоснабжения. Рассмотрена эффективность местного регулирования. Оценена экономия топлива при применении ТНУ на ИТП.

Ключевые слова: теплонасосная установка, теплоснабжение, расход теплоносителя.

Введение

В условиях роста цен на энергоносители возрастает актуальность повышения эффективности систем централизованного теплоснабжения. Это возможно путем повышения КПД теплогенерирующего оборудования, уменьшения потерь тепла при транспортировке, снижения удельного расхода сетевой воды на единицу присоединенной тепловой нагрузки.

Последнее может быть достигнуто как за счет повышения расчетной температуры в подающем трубопроводе уровня, так и снижения температуры обратной сетевой воды. Снижение температуры обратной сетевой воды может быть реализовано путем применения ТНУ.

Наибольшее применение теплонасосные установки находят в жилищно-коммунальном секторе для отопления и горячего водоснабжения с использованием низкопотенциальных источников тепла и утилизации тепла промышленных предприятий и коммунально-бытового сектора. Причем ТНУ используется в двух направлениях: теплонасосные установки в рамках существующих систем централизованного теплоснабжения и автономное теплоснабжение.

Постановка задачи

При теплоснабжении от ТЭЦ снижение температуры обратной сетевой воды в тепловых сетях присоединенной системы коммунального теплоснабжения за счет применения тепловых насосов приводит к снижению тепловых потерь в сети, а также позволяет повысить эффективность комбинированной выработки электроэнергии на базе теплового потребления за счет снижения давления в теплофикационных отборах турбоустановки [1].

Однако при теплоснабжении от районной котельной ситуация может быть иная. К экономии топлива приводит не снижение температуры обратной сетевой воды, а ее повышение. Причем, несмотря на некоторую увеличение тепловых потерь в обратной линии до котельной, общая экономия топлива при определенных условиях будет положи-

тельной. ТНУ могут быть установлены непосредственно в котельных, на ЦТП и в ИТП.

Целью данной работы является исследование эффективности применения ТНУ на ИТП как варианта, обеспечивающего наиболее гибкое регулирование тепловой нагрузки.

Решение поставленной задачи

Наиболее часто применяемыми являются индивидуальные тепловые пункты с водоструйным элеватором, благодаря простоте устройства и надежности в эксплуатации. Типовая схема ИТП включает в себя элеваторный или насосно-смесительный узел и линию рециркуляции. Старые схемы ИТП с элеватором, постоянно настроенным на коэффициент смешения 2.2 практически нерегулируемы, что приводило к перерасходу тепловой энергии.

Элеваторам присущи ряд недостатков:

- низкий КПД (0,3), вследствие чего на входе и выходе необходимо иметь значительную разность давлений;
- отсутствие автономной циркуляции воды в системе отопления при авариях;
- постоянство коэффициента смешения, что накладывает жесткие ограничения на работу системы отопления.

Последний недостаток не позволяет с повышением наружной температуры уменьшать количество циркулирующей по тепловой сети воды с сохранением ее расчетной температуры, что уменьшило бы затраты электроэнергии на перекачку теплоносителя. При постоянном коэффициенте смешения всякое сокращение расхода сетевой воды через сопло элеватора приводит к пропорциональному сокращению расхода воды в системе отопления, что вызывает ее разрегулировку – неравномерную теплоотдачу отдельных нагревательных приборов. В последнее время широко внедряются автоматизированные насосно-смесительные устройства. При достаточно большой мощности правилами ДБН предусматривается установка насоса с частотно регулируемым приводом. Такие схемы позволяют эффективно осуществлять регулирование тепловой нагрузки, а в сочетании с ТНУ обеспечить высокую экономичность системы теплоснабжения в целом.

Местное регулирование можно осуществлять путем изменения (повышения) температуры воды в обратном трубопроводе. Включив в него теплонасосную установку. Рассмотрим условия рационального использования ТНУ в системе ИТП. На рис. 1а-в приведена схема зависимого присоединения потребителя тепловой энергии к тепловой сети с установкой смесительного насоса и ТНУ на перемычке для подмешивания охлажденной воды, на линии прямой сетевой воды и на линии обратной сетевой воды перед отбором на рециркуляцию.

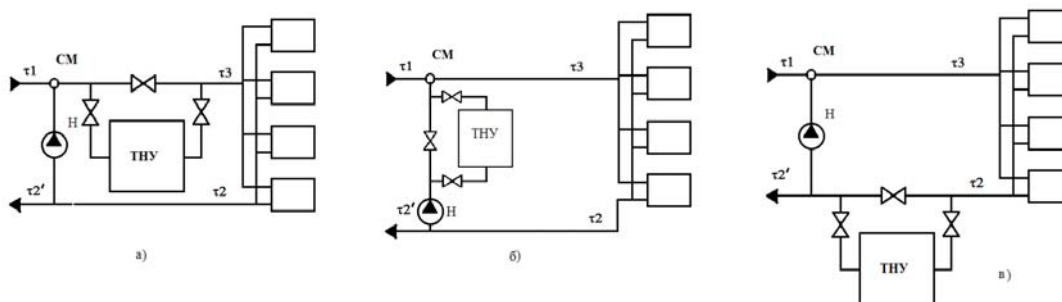


Рис. 1. Варианты включения ТПУ с ИТП

Тепловой насос осуществляет передачу теплоты от низкопотенциального источника (НПИ) сетевой воде в результате чего температура обратной сетевой воды растет. Смесительный насос используется вместо элеватора. Для поддержания заданных значений параметров теплоносителя, поступающего в систему отопления, устанавливают регуляторы температуры и расхода.

По схеме рис.1(а) ТПУ «вытесняет» теплоту, от котельной в количестве равной теплоте НПИ и мощности компрессора. Регулирование в этом случае только за счет ТПУ. Эта схема требует пиковых режимов работы конденсатора ТПУ.

В схеме рис.1(б) к сетевой воде подводится тоже количество теплоты, расход прямой сетевой воды снижается, через конденсатор проходит минимальный расход воды, однако температура обратной сетевой воды, поступающей в котельную не повышается.

В схеме рис.1(в) происходит повышение температуры обратной сетевой воды за счет использования теплоты НПИ, снижается расход прямой сетевой воды.

Рассмотрим условия рационального использования ТПУ в схеме подогрева сетевой воды.

Экономию условного топлива определим как разность удельного расхода топлива на котельной при работе без ТПУ и с ТПУ на ИТП:

$$\Delta B_{\text{усл}} = \left(\frac{0.034}{\eta_{\text{к}}} - (1 + u) \frac{0.123}{\mu_0 \eta_{\text{тпу}} \eta_{\text{кэс}}} \right) G_1 c_p (\tau_2' - \tau_2),$$

где $\eta_{\text{кот}}$ – КПД котельной; u – коэффициент смешения смесительного узла; μ_0 – коэффициент преобразования идеальной ТПУ; $\eta_{\text{тпу}}$ – КПД, учитывающий степень совершенства термодинамического цикла ТПУ; $\eta_{\text{кэс}}$ – КПД КЭС по выработке электроэнергии; G_1 – расход прямой сетевой воды, τ_2 и τ_2' – температуры на входе и выходе из конденсатора ТПУ.

Очевидно, что величина экономии будет положительной в том случае, если выражение в скобках будет больше нуля. Основной величиной, характеризующей энергетическую эффективность ТПУ, является коэффициент преобразования μ , определяемый как:

$$\mu = \mu_0 \eta_{\text{тну}} = \frac{T_{\text{к}}}{T_{\text{к}} - T_{\text{и}}} \eta_{\text{тну}},$$

где $T_{\text{к}}$ – температура конденсации паров рабочего тела теплового насоса в конденсаторе, К; $T_{\text{и}}$ – температура кипения паров рабочего тела теплового насоса в испарителе, К.

Для парокомпрессионных тепловых насосов можно принять $\eta_{\text{тну}} = 0,7$. Значение $T_{\text{к}}$ должно быть выше не менее чем на $5 - 8^\circ\text{C}$ температуры нагреваемого теплоносителя, а $T_{\text{и}}$ – на $5 - 8^\circ\text{C}$ ниже температуры конденсируемого в испарителе пара. Принимая во внимание, что $T_{\text{к}} = \tau_2' - 5 + 273,15$, $T_{\text{и}} = t_{\text{нпн}} + 5 + 273,15$, приходим к выводу, что эффективность использования ТНУ зависит от температурного графика тепловой сети, температуры низкопотенциального источника. Для оценки экономии воспользуемся температурным графиком, представленным на рис. 2 и значениями $\eta_{\text{кот}} = 0,9$, $\eta_{\text{кэс}} = 0,4$.

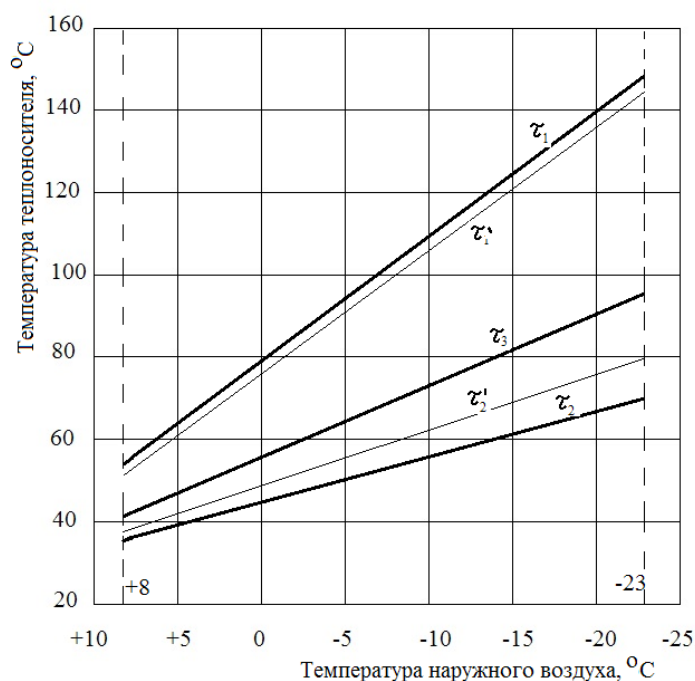


Рис. 2. Температурный график теплосети при работе ТНУ на ИТП

На рис. 3 показаны зависимости удельной экономии условного топлива на котельной от температуры наружного воздуха при различных коэффициентах смешения, температуре низкопотенциального источника.

Вовлечение низкопотенциальных источников тепла на ИТП может осуществляться различными способами. Например, вовлечение утилизируемой теплоты сточных вод. В этом случае температура в испарителе ТНУ можно принять условно постоянной в течении года (около 35°C). При использовании тепла наружного воздуха температура в испарителе не будет оставаться постоянной.

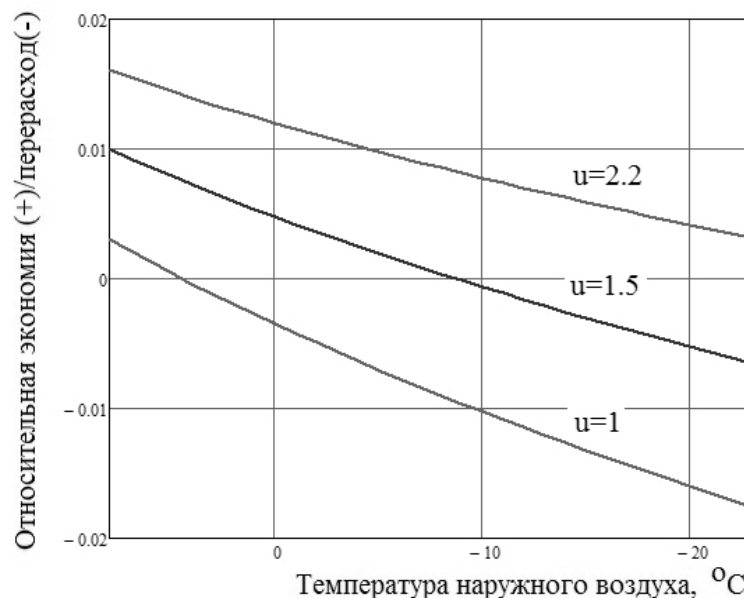


Рис. 3. Относительная экономия условного топлива в зависимости от наружной температуры и коэффициента смешения при постоянной температуре низкопотенциального источника

Выводы

1. Использование ТНУ целесообразно и с экологической точки зрения, так как снижается уровень теплового загрязнения окружающей среды вследствие уменьшения количества тепла, теряемого в конденсаторе.
2. Применение ТНУ на ИТП при определенных условиях позволяет снизить удельный расход теплоносителя.
3. С учетом экономической целесообразности предлагаемая схема использования ТНУ в ИТП может найти применение как один из вариантов повышения эффективности системы теплоснабжения.

Список литературы

1. Соколов Е. Я. Теплофикация и тепловые сети: Учебник для вузов. – 7-е изд., стереот. – М. : Издательство МЭИ, 2001. – 472 с. : ил.
2. Смирнов И. А. Системы теплоснабжения с применением тепловых насосов. – Теплоэнергетика. – 1992. – № 11. – С. 33–37.
3. Янтовский Е. И. Парокомпрессионные теплонасосные установки / Е. И. Янтовский, Ю. В. Пустовалов. – М. : Энергоиздат, 1982. – 144 с.
4. Стенин В. А. Теплонасосная установка для снижения удельного расхода сетевой воды в системах теплоснабжения // Промышленная энергетика. – 1997. – № 6.

Раздел 2.

Конструирование печей и их элементов

Редактор раздела – проф., д.т.н.,
профессор кафедры экологии, теплотехники и охраны
труда Национальной металлургической
академии Украины
Грес Л.П.

Рецензент – проф., д.т.н.,
профессор кафедры промышленных теплоэнергетических
установок и теплоснабжения Приазовского
государственного технического университета
Маслов В.А.

IMPROVING ENERGY EFFICIENCY OF ALUMINIUM MELTING FURNACE WITH INCREASE OF WALL EMISSIVITY

Lazić L.¹, Brovkin V.L.², Varga A.³, Kizek J.³

1 – Faculty of Metallurgy, University of Zagreb, Sisak, Croatia

2 – National Metallurgical Academy of Ukraine, Dnipro, Ukraine

*3 – Faculty of Materials, Metallurgy and Recycling,
Technical University, Košice, Slovakia*

Abstract

Aluminium production is highly energy-intensive process. Recycling the aluminum scrap it is possible to save significant amounts of energy and simultaneously contribute to the elimination of waste metal from the environment. However, energy efficiency of foundry furnaces for aluminium melting is much lower than in most other furnace aggregates, especially because of low emissivity of conventional refractory at operating furnace temperatures as well as low aluminium emissivity and low heat conductivity of molten aluminium. In this paper the application of high emissivity coating in foundry aluminium melting furnaces in order to intensify the heat transfer by radiation and increase the furnace energy efficiency was analyzed. The objective is to find out effectiveness of the high emissivity coatings on the fuel consumption.

Keywords: furnace, aluminium, energy efficiency, coating emissivity.

Introduction

The main problems in the process of aluminium melting in foundry practice are inherently low efficiency of aluminium and conventional refractory at operating furnace temperatures, recuperation is difficult due to dirty gases, and contamination of melted aluminium with oxide. Heat is transferred to the bath from above by radiation and convection. The radiative heat transfer dominates so that the convective heat transfer is small (5 – 10 %) because of low gas velocities. The surface emissivity of molten aluminium ranges from 0.004 to 0.55 and a slag layer formed on the surface of molten aluminium, consisting of aluminium oxide, has an emissivity of 0.11 to 0.19 [1]. This result in poor heat transfer by radiation to the surface.

Furnace refractories are often assumed to have an emissivity of about 0.9. However, in the case of most refractory materials the emissivity significantly decreases with temperature increase, so e.g. ε can be < 0.5 at 1000 °C. For instance, if the emissivity of a given type of a chamotte refractory brick is 0.9 at a temperature of 100 °C, but at 1000 °C the emissivity might be 0.5 only. Ceramic fibre insulating materials (such as Al_2O_3) have good insulating property at operating temperatures up to 1200 – 1400 °C, but have poor heat radiation properties, i.e. their emissivity is as low as 0.5 – 0.6 at high temperatures [2].

In the past forty years great attention has been paid to studying the emissivity of furnace linings as well as to energy conservation through

utilization of high emissivity coatings. Applying a high emissivity coating, the emissivity remains between 0.85 and 0.95 up to temperatures in excess of 1650 °C [3]. High emissivity coatings are applied in the interior surface of furnaces on refractory or metal substrate and widely used in many high temperature applications in order to increase the heat transfer by radiation. The application of high-emissivity coatings in furnace chambers promotes rapid and efficient transfer of heat, uniform heating, and extended life of refractories. For intermittent furnaces or where rapid heating is required, use of such coatings was found to reduce fuel or power to tune by 25 – 45 % [4].

Accordingly, one of the essential ways to reduce the fuel consumption is to increase the refractory wall emissivity. The objective of this paper is to find out effectiveness of the high emissivity coatings on the fuel consumption in the example of the aluminium melting furnace – type SAS.

Graphic presentation of the melting process

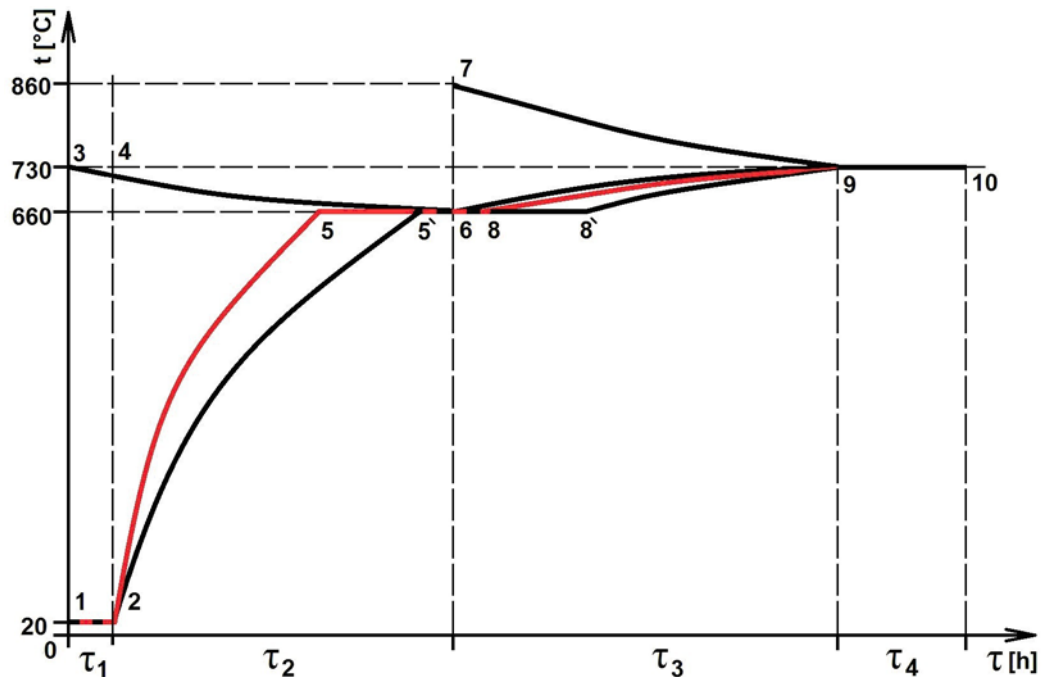


Fig. 1. Graphic presentation of the melting process with the temperature-time curves [5]

In the first period of the aluminium scrap charging, its temperature during this time interval remains almost constant or slightly rises for about 10 °C (process 1-2, Fig. 1). At the same time the melt, remained from the previous melt in the bottom of the furnace, cools (3-4). During the second period, the scrap melts due to the heat transfer from combustion products generated by combustion of natural gas (2-5 and 2-5'). At the same time, the remaining melt in furnace bottom cools (4-6). The start of the third pe-

riod is defined by the addition of the melted aluminium from electrolysis. In course of the second and third period, the complete scrap melting takes place (5-8 and 5'-8'), so that the enthalpy of melting for phase transition solid-liquid is spent at the melting point. Afterwards, the scrap is further overheated up to the casting temperature (8-9 and 8'-9). The above processes are accomplished under the continuous cooling of the added melt from electrolysis to the casting temperature (7-9) and, at the same time, the remaining melt is also heated to the casting temperature (6-9). The fourth period (9-10) is in fact the aluminium casting. The melting of the "thin" charge follows the curves 1 – 2 – 5 – 8 – 9 and "massive" charge the curves 1 – 2 – 5' – 8' – 9.

Mathematical model

The single gas zone model was used to analyze the impact of the emissivity of refractory lining on the heat transfer, and hence, on the energy efficiency as well as on the fuel consumption of the furnace. The most significant development of a simple furnace model, so-called simple well-stirred furnace model, was made by Hottel [6] and is based on the presumption that many industrial furnaces operate with sufficient momentum in the air and/or fuel streams to create a reasonably well-stirred furnace chamber. This assumption allows most of the complex geometric problems associated with radiative heat transfer calculations to be reduced to a numerically simple solution. Otherwise, zone models provide accurate calculations of thermal radiation and have very short computing times so that they can yield transient predictions and can be used to quickly analyse the relative effect of design options such as fuel type and refractory selection, and operating parameters such as air preheating, oxygen enrichment and excess air.

For this type of model, the following simplifying assumptions were made:

1. Combustion gas and flame are assigned a single temperature T_g
2. The combustion gases leave the radiant section of the furnace at a temperature below T_g
3. Spectral effects of combustion gases were included in the single well-stirred zone mode
4. Surface of load, area A_m , is grey, with an emissivity ε_m , and can be assigned a single temperature T_m
5. External heat losses and convective heat transfer to the walls (internal and external) are calculated
6. The load and refractory wall surfaces are intimately mixed, such that the view factors to load surface are the same from all points (speckled wall assumption)
7. Convection from the gases to the load is taken into account through the calculation of the coefficient of convection heat transfer.

This type of model belongs to the category of the steady-state models, which is based on the mass and energy balance. In the present case, the basic structure of the model is described by the following equation:

Rate of enthalpy derived from fuel + *Rate of enthalpy* with preheated combustion air - *Rate of enthalpy (energy loss)* with flue gases = Radiative and convective *heat transfer (heat flow)* to the load + *Heat losses (heat flow)* through the walls.

Results

In this article, energy efficiency and fuel consumption of the furnace were compared for two cases:

- using the convectional refractory, which consists of high-alumina bricks,
- using the convectional refractory, which is sprayed with high emissivity coating with emissivity of 0.9,

observed at the beginning and at the end of the melting process in the second period, i.e. during which the fuel consumption is highest.

The furnace is fired with natural gas of the low heating value 48.5 MJ/kg. The internal dimensions of the furnace filled with combustion gases are: L x B x H = 5.47 m x 5.19 m x 1.505 m. The input data are as follows: T_g , T_m , ε_w , ε_m , h_{g-m} , U . Input and calculated values are presented for the convectional refractory lining in Table 1, and for coated lining in Table 2.

Table 1

Input and calculated values for the convectional refractory lining

T_g °C	T_w °C	T_m °C	ε_w	ε_m	h_{g-m} W/m ² K	U W/m ² K	Φ_m kW	η
Beginning of melting								
1200	1132	20	0.85	0.15	4	1.56	1610.4	39.77
End of melting								
1200	1069	660	0.3	0.25	8	1.56	1716.2	40.14

Table 2

Input and calculated values for the coated lining

T_g °C	T_w °C	T_m °C	ε_w	ε_m	h_{g-m} W/m ² K	U W/m ² K	Φ_m kW	η
Beginning of melting								
1200	1134	20	0.9	0.15	4	1.56	1618.1	39.78
End of melting								
1200	1117	660	0.9	0.25	8	1.56	2009.3	40.45

Nomenclature: T_g – temperature of combustion gases, °C; T_m – load temperature, °C; T_w – refractory hot face temperature, °C; ε_m – emissivity of load; ε_w – emissivity of walls; h_{g-m} – convective heat transfer coefficient between combustion gases and load, W/m²K; η – thermal efficiency of the furnace; U – overall heat transfer coefficient through the walls, W/m²K; Φ_m – heat flow to the load, kW.

Conclusions

From Table 2 it is evident that the heat flow from the combustion gases and walls to the load, in the period from the beginning to the end of the melting process, at the coated lining in relation to the convectional refractory lining is increased in the range from 0.48 % to 17.1 %. This means that the time of the melting is shortened by approximately 8.8 %. It is expected that the same amount of fuel consumption would be also reduced.

The replacement of the existing conventional convectional refractory lining or the choice of a high emissivity coating for furnaces in foundries is one of the key factors in minimization of energy consumption per unit of product. It should be the objective to choose the optimal refractory lining under which the furnace should be operated in order to maximize the energy efficiency and minimize the fuel consumption, taking into account the profitability of the investment i.e. the payback period. It is noteworthy that the factors affecting the infrared radiation of furnace surfaces and high temperature industrial equipment have not yet been studied widely enough.

References

1. Trinks W. et al., Industrial furnaces, Sixth edition, John Wiley & Sons Inc., New Jersey, 2004, pp. 111,112,182.
2. A. Goldsmith, T.E. Waterman and H.J. Hirschhorn: Handbook of thermo-physical properties of solid materials, Pergamon Press, Oxford, 1963.
3. Benko I., High infrared emissivity coating for energy conservation and protection of inner surfaces in furnaces, Int. J. Global Energy Issues, 17 (2002) 1/2, pp. 60–67.
4. <https://beeindia.gov.in/sites/default/files/2Ch5.pdf>, 14.07.2017.
5. Lunkin V., Varga A., Kizek J., Lazić L., Analysis of Aluminium Scrap Melting // Proceedings Book of 13th International Foundrymen Conference / Sisak : Metalurški fakultet, 2013, pp. 193–198
6. Hottel H.C. First estimates of industrial furnace performance – the one-gas-zone model re-examined, in *Heat Transfer in Flames*, Chapter 1, edited by Afgan and Beer, Wiley, New York, 1974, pp. 5–28.

ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНАЯ КОНСТРУКЦИЯ СЕКЦИОННОЙ ПЕЧИ

Баранова Т.Е., Абраменков Ю.Я.

Национальная металлургическая академия, г. Днепр, Украина

Аннотация

В данной работе представлена секционная печь скоростного нагрева, которая содержит регенеративную систему утилизации теплоты. Такая печь позволяет уменьшить удельный расход топлива при её отоплении на нагрев металла за счет повышения температуры подогрева воздуха до $600 \div 800$ °С и выше, то есть обеспечить более полную утилизацию теплоты продуктов сгорания, которые покидают рабочее пространство печи.

Ключевые слова: секционная печь, снижение удельного расхода топлива, рекуперативная система, централизованная регенеративная система подогрева воздуха, регенеративные теплообменники.

Введение

Производство труб является одной из основных статей экспорта Украины. В настоящее время секционные печи наиболее часто применяются для термической обработки труб.

Рассматриваемые секционные печи отапливаются природным газом. Удельные расходы топлива колеблются в широких пределах. Это зависит от сортамента выпускаемой продукции, соотношения размеров секции и труб, глубины утилизации теплоты продуктов сгорания, типа и производительности газогорелочных устройств, режима термической обработки, а также других технологических и конструктивных параметров работы секционных печей.

Вопросы совершенствования конструкции и отдельных элементов этих печей остаются актуальными. Эксплуатационные условия работы секционных печей достаточно сложны и требуют детального изучения и анализа. От налаженной работы отдельных элементов и печи в целом зависит не только качество нагреваемого металла, но и количество сжигаемого природного газа, стоимость которого существенно влияет на себестоимость готовой продукции.

Постановка задачи

Необходимо обеспечить более полную утилизацию теплоты продуктов сгорания, покидающих печь за счет замены рекуперативной системы на регенеративную систему подогрева воздуха.

Решение поставленной задачи

В работе [1] на основании расчетной модели секционной печи был проведен теоретический анализ тепловой работы и проанализирован её тепловой баланс. Показано, что основной расходной статьей

является потери теплоты с уходящими продуктами сгорания. Поэтому основным направлением снижения расхода природного газа на секционной печи, можно считать, обеспечение более полной утилизации теплоты продуктов сгорания, покидающих печь. Наличие на секционной печи рекуперативной системы утилизации теплоты обеспечивает только частичную утилизацию продуктов сгорания. Предложено заменить данные рекуператоры на более эффективные регенеративные теплообменники.

В доменной печи эффективно работает централизованная регенеративная система подогрева воздуха [2]. Воздухонагреватели на этих печах могут работать при достаточно высоких температурах продуктов сгорания примерно $1500 \div 1600$ °С, при этом подогрев воздуха составляет $800 \div 1200$ °С.

Известная конструкция секционной печи скоростного нагрева [3], состоит из секций, между которыми расположены тамбуры с водоохлаждаемыми роликами и имеется система утилизации теплоты продуктов сгорания, которые покидают печь. Несколько секций объединены в одну тепловую зону. Система утилизации теплоты зачастую содержит металлические трубчатые рекуператоры или рекуператоры типа "термоблок" с залитыми в чугун трубками. Рекуператоры могут быть установлены под секциями или над печью. Если они установлены внизу, то один рекуператор обслуживает одну тепловую зону. В случае, когда одна секция печи выйдет из строя, то ее легче заменить другой, без дополнительных демонтажных операций.

Недостатком такой секционной печи является то, что утилизация теплоты продуктов сгорания, которые покидают печь, происходит в рекуператорах, которые, согласно проектным данным, могут обеспечить максимальный подогрев воздуха до $400 \div 500$ °С. Рекуператоры характеризуются низкой устойчивостью, так как материалы, из которых они изготавливаются, не выдерживают высоких температур. Поэтому продукты сгорания, которые оставляют печь и идут в рекуператоры, разбавляют ~ до $800 \div 900$ °С холодным воздухом. При этом подогрев воздуха в рекуператорах составляет не более $200 \div 400$ °С.

Известно, что, учитывая эксплуатационные условия и особенности конструкции, регенеративные теплообменники могут обеспечивать значительно более высокий (на $200 \div 600$ °С) подогрев воздуха, чем рекуперативные.

Поэтому нами предложено в секционной печи скоростного нагрева установить регенеративные теплообменники в количестве не менее трех на всю печь, при их совместной работе: два будут работать на нагрев огнеупорной насадки, третий – на ее охлаждения. При этом период нагрева примерно вдвое будет превышать период охлаждения, в результате воздухонагреватель, работающий на нагрев воздуха, не может быть отключен, пока другой регенератор не будет включен на

нагрев насадки и его клапан горячего воздуха не будет полностью открыт.

Такая система утилизации теплоты продуктов сгорания еще не применялась на секционных печах скоростного нагрева, потому что раньше при проектировании и вводе в эксплуатацию этих печей остро не стояла задача экономии топлива.

На рис. 1 представлен общий вид секционной печи скоростного нагрева с централизованной регенеративной системой утилизации теплоты продуктов сгорания, которые покидают рабочее пространство печи.

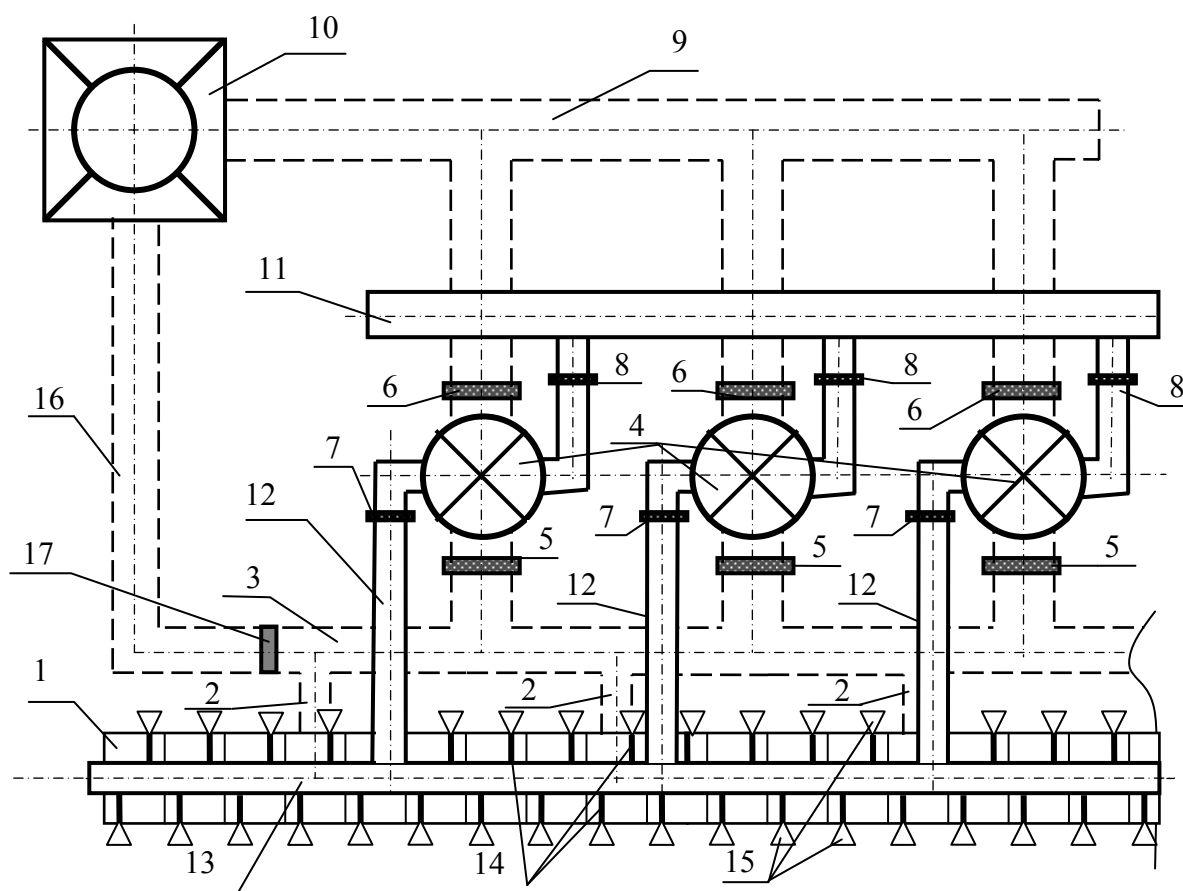


Рис. 1. Секционная печь скоростного нагрева с централизованной регенеративной системой утилизации теплоты

Секционная печь скоростного нагрева содержит секции печи 1, дымовой и воздушный тракты. Дымовой тракт печи состоит из общего дымохода зоны 2, общего дымохода печи 3, регенераторов 4, которые имеют отсекающие дымовые клапаны 5, 6 и отсекающие воздушные клапаны 7, 8, общего дымохода 9, дымовой трубы 10. Воздушный тракт печи состоит из общего воздуховода холодного воздуха 11, воздуховода горячего воздуха регенератора 12, печного воздуховода го-

рячего воздуха 13, трубопроводов горячего воздуха 14. Нагретый воздух направляется к горелкам 15. Такая печь также содержит обводной дымоход 16 с отсечным клапаном 17.

Секционная печь скоростного нагрева работает следующим образом. Продукты сгорания, которые уходят из секций печи 1, собирают в общий дымоход зоны 2 и направляют в общий дымоход печи 3, затем дальше в два из трех регенераторов 4, работающих на нагрев огнеупорной насадки. В регенераторах 4 отсекающие дымовые клапаны 5, 6 открыты, отсекающие воздушные клапаны 7, 8 закрыты, продукты сгорания отдают свою теплоту огнеупорным насадкам регенераторов 4, при этом их температура на выходе из регенератора составляет примерно $300 \div 600$ °С, после них продукты сгорания поступают в общий дымоход 9 и с помощью дымососа, направляются в дымовую трубу 10. В это время в другой регенератор 4 поступает холодный воздух от вентилятора с общего воздуховода холодного воздуха 11. В регенераторе отсекающие дымовые клапаны 5, 6 закрыты, отсекающие воздушные клапаны 7, 8 открыты, воздух проходит через огнеупорную насадку и нагревается до $600 \div 800$ °С и выше, поступает по воздуховоду горячего воздуха регенератора 12 к печному воздуховоду горячего воздуха 13 в местные трубопроводы горячего воздуха 14 к горелкам 15 секционной печи 1. Переброска отсечных клапанов 5, 6 и 7, 8 происходит через определенное время, и газовые потоки меняют направление, то есть уже два других регенератора 4 будут работать на нагрев насадки, а третий – на подогрев воздуха.

Бесперебойную работу секционной печи обеспечивает один из регенераторов, который работает на нагрев огнеупорной насадки или обводной дымоход 16 при открытии отсечного клапана 17.

Такая секционная печь скоростного нагрева (рис. 1) с централизованной регенеративной системой утилизации теплоты продуктов сгорания заявлена в работе [4]. Это один из возможных вариантов замены рекуперативной системы утилизации теплоты на регенеративную.

Выводы

Секционная печь скоростного нагрева с централизованной регенеративной системой подогрева воздуха относится к энергосберегающим и энергоэффективным технологиям в области металлургической теплотехники и теплоэнергетики.

Замена рекуперативной системы на регенеративную обеспечит более полную утилизацию теплоты продуктов сгорания, а также снизит валовые выбросы NO_x в атмосферу, вследствие снижения удельного расхода топлива на нагрев металла.

Централизованную регенеративную систему можно применять, например, для утилизации теплоты высокотемпературных продуктов

сгорания после секционных печей скоростного нагрева в трубопрокатных цехах для нагрева перед прокаткой круглой заготовки или для термической обработки труб.

Секционная регенеративная печь основывается на теоретических расчетах и может быть многократно воспроизведена в производстве.

Список литературы

1. Сысоева Т. Е. Расчетная модель тепловой работы секционной печи / Т. Е. Сысоева, Ю. Я. Абраменков // Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика : Сб. науч. тр. НМетАУ № 3, 2011. – С. 211–224.
2. Лемлех И. М. Высокотемпературный нагрев воздуха в черной металлургии / Лемлех И. М., Гордин В. А. // М. : Металлургиздат, 1963. – С. 95–97.
3. Металлургическая теплотехника 2. Конструкция и работа печей. Под науч. ред. проф. докт. техн. наук В.А. Кривандина М. : Металлургия, 1986. – 325 с.
4. Абраменков Ю. Я. НМетАУ. Секційна піч швидкісного нагрівання / Ю. Я. Абраменков, Т. Є. Сисоєва // Патент на корисну модель, опубл. 12.05.2008, бюл. № 9, 2008 р.

НОВАЯ ПЕЧЬ ДЛЯ СЖИГАНИЯ ОТХОДОВ ЖИВОТНОВОДСТВА

Булычёв В.В., Швачич С.В.

*ГВУЗ «Украинский государственный химико-технологический университет»,
г. Днепр, Украина*

Аннотация

В работе показана возможность создания комплекса для сжигания отходов животноводства на основе нового способа и устройства для сжигания отходов без использования технологического топлива и применения дорогостоящих очистных сооружений. Эффективность процесса повышает возможность использования тепловой энергии процесса и золы в производстве удобрений.

Ключевые слова: органические отходы, печь, котёл-утилизатор, экология, зола.

Введение

Органические отходы животноводства (ООЖ), в большом количестве образующиеся на мясоперерабатывающих предприятиях и животноводческих комплексах, подлежат уничтожению.

В настоящее время нашли применение только два способа борьбы с ООЖ: захоронение и сжигание. В Украине, после подорожания энергоносителей отдают предпочтение захоронению, хотя с экологической точки это нерационально. Использование кремационных печей и инсинераторов для устранения ООЖ и падежа давно распространено США и странах ЕС и является выгодной альтернативой захоронению.

Их работа с точки зрения пользователя, выглядит достаточно просто: ООЖ помещается в камеру сжигания, после чего сжигание происходит по заданной программе путём регулирования подачи топлива. Анализ работы существующих конструкций показывает, что они рассчитаны на периодическое сжигание 100 – 500 кг ООЖ за счёт постоянной работы горелок, работающих на дизельном топливе или природном газе и, как правило, требуют системы очистки выбросов. Периодичность работы и малая мощность печей затрудняет использование установок для получения тепла.

Постановка задачи

Задача работы – создание агрегата для уничтожения ООЖ без применения технологического топлива с минимизацией вредных выбросов с дымовыми газами и золой.

Проведённые исследования показали, что ООЖ представляют собой энергетическое топливо низшая теплота сгорания (Q_H^P) которого колеблется от 5 МДж/кг до 13,4 МДж/кг в зависимости от типа костей, вида животных, их жирности и исходной влажности.

Решение задачи

В результате экспериментальных исследований найден способ и создано устройство для термической утилизации ООЖ без применения внешних источников энергии и обеспечивающий допустимые уровни выбросов вредных веществ в атмосферу за счёт эффективного совместного использования процессов пиролиза, газификации и сжигания защищённая патентами Украины и Российской Федерации UA № 77490; UA № 88391; RU № 2276309; UA № 81690 RU №2338958 класс F 2365/00.

Создан опытно-промышленный комплекс для утилизации углеводородных промышленных и муниципальных отходов путём их сжигания с последующим получением тепловой энергии.

Комплекс (рис. 1) состоит из печи утилизационной ПУ 250/350 (поз. 1 – 6), котла Е 1,0/0,9 (7), дымососа 8 и дымовой трубы 9.

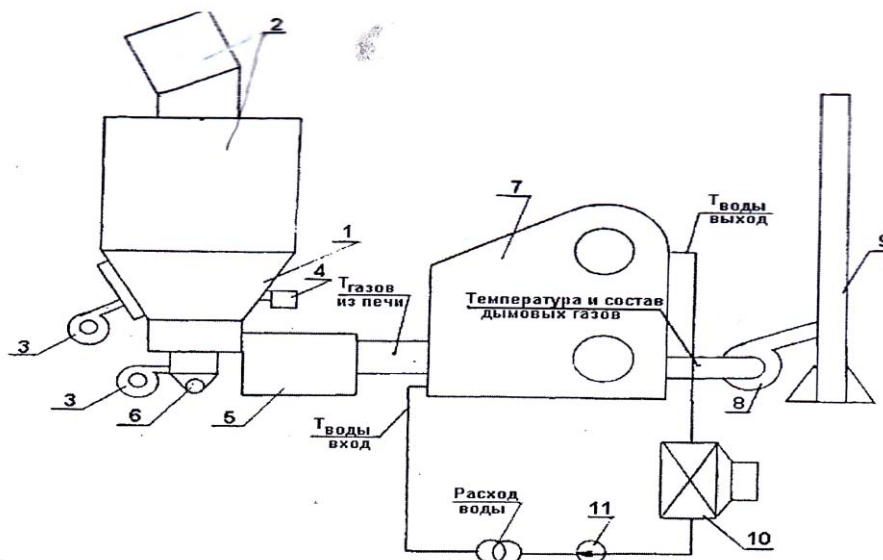


Рис. 1. Утилизационный комплекс

Печь ПУ 250/350 (250 – производительность по отходам кг/час; 350 – тепловая мощность, кВт) включает в себя камеру сгорания 1, загрузочную камеру 2, дутьевые вентиляторы 3 с воздухопроводами, горелки розжига 4, золоуловитель 5 и зольную воронку 6.

Утилизируемые отходы при помощи скипового подъёмника через шлюзовый люк попадают в загрузочную камеру и далее в камеру сгорания. В камере сгорания, предварительно нагретой горелками розжига до необходимой температуры, отходы сгорают.

Балансовые приёмочные испытания выполнены Государственным Центром по испытанию и внедрению топливоиспользующего оборудования (протокол № 874 от 14.10.11). Испытания производились при использовании в качестве утилизируемых костных отходов мясопереработки 50 % влажности, результаты приведены в таблице 1.

Таблица 1

Техническая характеристика печи утилизационной ПУ 250/350
в комплексе с котлом Е 1,0/0,9 по результатам испытаний

№ п.п.	Наименование параметра	Способ получения данных	Величина параметра
1.	Производительность печи по отходам, кг/ч	Замер	256
2.	Тепловая мощность печи, кВт	Расчёт	379
3.	Расход теплоносителя (воды) через котёл, т/ч	Замер	15,0
4.	Температура носителя на входе в котёл, °С	Замер	59
5.	Температура носителя на выходе из котла, °С	Замер	76,5
6.	Подогрев теплоносителя в котле, °С	Расчёт	17,5
7.	Теплопроизводительность котла, кВт/ч	Расчёт	305,3
8.	Температура в камере сгорания, °С	Замер	1260
9.	Температура дымовых газов на выходе из печи, °С	Замер	1220
10.	Температура дымовых газов на выходе из котла, °С	Замер	258
11.	Состав дымовых газов на выходе из котла: -O ₂ , % -CO (при α=1,0), мг/м ³ - NO _x (при α=1,0), мг/м ³	Замер Замер Замер	11,7 38,1 158,0
12.	Разрежение перед дымососом, Па	Замер	270
13.	Тепловой КПД котла, %	Расчёт	80,6
14.	Тепловой КПД печи, %	Расчёт	98,54
15.	Потери тепла с уходящими газами котла, %	Расчёт	17,4
16.	Потери тепла в окружающую среду от котла, %	Расчёт	2,0
17.	Потери тепла в окружающую среду от печи, %	Расчёт	1,4
18.	Потери тепла печи со шлаком, %	Расчёт	0,06

Как видно из таблицы, тепловой КПД котла низкий, что требует его модернизации, кроме того, что на многих мясоперерабатывающих комплексах есть потребность в паре. Поэтому выдано техническое задание на разработку проекта и изготовление котла-утилизатора.

Печь работает в дискретном и непрерывном режимах. Время непрерывной работы печи от 12 до 500 часов, при этом температурный уровень процесса в установившемся режиме 1000 – 1200 °С.

Изучение экологических показателей процесса выполнено аттестованной лабораторией. В качестве нормативных норм приняты нормы Директивы 2000/76/ЕС Европейского парламента и Совета Европейского Союза «О сжигании отходов».

Концентрация вредных выбросов в отходящих дымовых газах, по сравнению с нормативными, приведены в таблице 2.

Данные о содержании диоксинов и фуранов в продуктах сгорания комплекса отсутствуют, однако известно, что при температуре более 900 °С и содержанию O₂ более 5 % образование указанных веществ невозможно [1] кроме того, согласно Директиве 2000/76/ЕС кости не являются потенциальным источником образования диоксинов и фура-

нов, т.к. не содержат в себе галогеносодержащих соединений в количестве более 1 %.

Таблица 2

Сравнительные показатели концентрации
в отходящих газах основных загрязняющих веществ

Компонент		Концентрация, мг/м ³	
		Нормативная	Фактическая средняя в установившемся режиме
Твёрдые частицы		10	0,3
СО		50	35
Органические вещества в пересчёте на углерод		10	<10
HCl		10	8
HF		1	0,03
SO ₂		50	<10
Диоксины и фураны		0,1·10 ⁶	
Тяжёлые металлы		0,1	0,1
NO, NO ₂ в пересчёте на NO ₂	производительность 6 т/ч и более	200	82

Прямое сжигание костей в печи разработанной конструкции позволяет, с одной стороны, уменьшить на порядок объём отходов, и, с другой – получить костную золу – сырьё для приготовления минеральных удобрений.

Выводы

1. Создана и опробована печь для сжигания органических отходов. Испытания при сжигании костей животных показали, что она обеспечивает стабильный процесс уничтожения с производительностью до 300 кг/час при температуре 1000 – 2000 °С и обеспечивает тепловую мощность до 350 кВт.

2. Выбросы загрязняющих веществ без использования систем очистки отходящих газов соответствуют нормативам, регламентируемым Директивой 2000/76/ЕС Европейского Парламента.

3. При сжигании костей образуется костная зола в количестве 10 % от исходного количества, которая может быть использована в производстве удобрений.

4. Создание крупнотоннажного высокоэффективного комплекса будет завершено после создания котла-утилизатора для выработки перегретого пара.

Список литературы

1. Пурим В. Р. Бытовые отходы. Теория горения. Обезвреживание. Топливо для энергетики [Текст] / В. Р. Пурим. – М. : Энергоатомиздат, 2002. – 112с.
2. Билитевски Б. Сжигание отходов: опыт Германия [Текст] / Б. Билитевски // Твёрдые бытовые отходы. – 2007. – № 1. – С. 47–49.

ОСОБЕННОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ В ДОМЕННЫХ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЯХ НАСАДКИ С ГОРИЗОНТАЛЬНЫМИ ПРОХОДАМИ

Быстров А.Е., Грес Л.П., Воробьёва Л.А., Шемет Т.Н.

Национальная металлургическая академия Украины, г. Днепр, Украина

Аннотация

В статье представлен новый вид блочной насадки для воздухонагревателей (ВН) доменных печей. Отмечены недостатки существующих шестигранных блоков. Дана сравнительная характеристика насадки с горизонтальными каналами и показана перспективность её дальнейшего развития.

Ключевые слова: воздухонагреватель; блочная насадка; подогрев воздуха.

Введение

Насадка воздухонагревателя является неподвижным промежуточным теплоносителем при передаче теплоты от продуктов сгорания доменного газа (период нагрева насадки) к дутью доменной печи (период охлаждения) в условиях квазистационарного противотока. Действующие ВН доменных печей нуждаются в улучшении показателей стойкости, материалоемкости, экологичности и эффективности тепловой работы. Так, недостатками известных шестигранных блочных насадок с круглыми отверстиями $\varnothing 40, 30$ мм считаются [1]: относительно невысокая теплоотдача между насадочным блоком и газом; относительно небольшая удельная поверхность нагрева; появление со временем эксплуатации в вертикальных каналах пробки от оплавления пылью воздуха и доменного газа, сколов огнеупоров, что приводит к исключению каналов по всей высоте насадки; деформация от крипа (ползучести) выступов блоков.

При этом температура подогрева воздушного дутья (коэффициент регенерации) зависит от интенсивности теплообмена, величины теплообменной поверхности и аккумулирующей массы насадки, ее теплофизических свойств и др.

Постановка задачи

Целью данной работы является разработка новой конструкции насадочного изделия доменного воздухонагревателя.

Решение поставленной задачи

Сотрудниками кафедры экологии, теплотехники и охраны труда НМетАУ совместно с ОАО «Запорожжогнеупор» и «Управлением металлургическими заводами» разработана новая конструкция блочной насадки с горизонтальными проходами [2]. Насадка состоит из блоков 1, имеющих вертикальные 2 и горизонтальные 3 каналы (рис. 1).

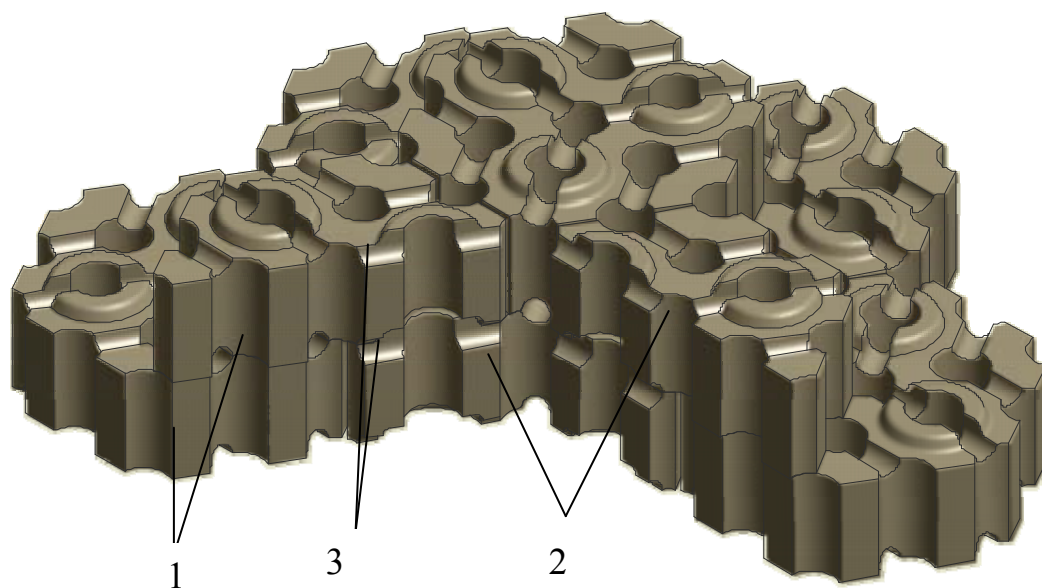


Рис. 1. Блочная насадка с горизонтальными проходами
1 – тело насадочных блоков; 2 – вертикальные каналы;
3 – горизонтальные каналы

Каждый насадочный блок 1 оснащен горизонтальными каналами 3, расположенными на верхней и нижней горизонтальных поверхностях блока (см. рис. 1). Причем горизонтальные каналы 3 соединяют вертикальные каналы 2 блока друг с другом. Площадь отверстия горизонтального канала в сборе составляет $1/3 \div 1/6$ от площади поперечного сечения одного вертикального канала.

Перевязка и фиксация блоков при укладке насадки рядами происходит за счет наличия замков (выступлений и углублений тела блока). Вертикальные каналы блока оснащаются двумя-тремя горизонтальными каналами. Между осями горизонтальных каналов образуется угол 120° . Общее количество горизонтальных каналов, которые соединяются с одним вертикальным каналом, составляет три (для центрального вертикального канала блока); два (для других вертикальных каналов); равны нулю, т.е. отсутствуют (в углах блока по периферии).

Насадка работает следующим образом. В период нагрева блочной насадки 1 горячие дымовые газы проходят сверху вниз через вертикальные 2 и горизонтальные каналы 3 блоков и охлаждаются (см. рис. 1). В период охлаждения блочной насадки 1 дутьё идет снизу вверх и нагревается. Если один из вертикальных каналов 2 будет зашлакован, то благодаря горизонтальным каналам 3 будет сохранена его работоспособность и вертикальный канал не выйдет из строя.

С помощью приближенного физического моделирования проведено исследование газодинамических и тепловых характеристик насадки с горизонтальными проходами [3]. Экспериментальные исследования показали увеличение коэффициента теплоотдачи в $1,2\div 1,3$ по сравнению с насадочными блоками без горизонтальных проходов. При этом применение предложенной насадки позволит обеспечить выравнивание расходов движущегося теплоносителя (дыма и воздуха) по каналам в поперечном сечении насадки, а, следовательно, и к выравниванию температуры насадки, увеличению температуры подогрева дутья и к повышению стойкости.

Выводы

Предложенное насадочное изделие в виде блоков с горизонтальными проходами не только повысит срок службы и надежность насадки, но и позволит снизить материалоемкость (габариты) насадки за счет увеличения интенсивности теплообмена.

Список литературы

1. Грес Л. П. Энергоэффективность и защита окружающей среды от промышленных загрязнений / Грес Л. П., Еремин А. О., Карпенко С. А., Каракаш Е. А. // Днепропетровск : Пороги, 2015. – 392 с.
2. Патент на корисну модель № 38746, МПК(2006) C21B 9/10 (2008.01), B32B 3/12. Насадка доменного повітрянагрівача; Грес Л. П., Малишев І. П., Троян В. Д., Трошенков М. О., Нікуленко Д. В., Макоткін В. В., Козлов А. С., Шумячкова Л. В., Флейшман Ю. М., Соколенко Г. О., Бистров А. Є. Номер заявки : u20080537; Заявл. 24.04.2008. Опубл. 12.01.2009. Бюл. № 1.
3. Грес Л. П. Определение коэффициентов теплоотдачи насадок с горизонтальными проходами доменных воздухонагревателей / Грес Л. П., Литовченко Ю. К., Быстров А. Е., Флейшман Ю. М., Воробьёва Л. А., Иванов М. Ю. // Металлургическая и горнорудная промышленность. – № 2, 2016. – С. 115–116.

ОБЗОР СОВРЕМЕННЫХ ПЕЧЕЙ ЭЛЕКТРОШЛАКОВОГО ПЕРЕПЛАВА ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ КРУПНЫХ КУЗНЕЧНЫХ СЛИТКОВ

**Волченков Е.А.¹, Медовар Л.Б.^{1,2}, Стовпченко А.П.^{1,2},
Коломиец Д.В.¹, Лебедь В.А.^{1,2}, Петренко В.Л.^{1,2}**

1 – Институт электросварки им. Е.О. Патона НАН Украины, г. Киев, Украина

2 – Инжиниринговая компания «Элмет-Рол», г. Киев, Украина

Введение

Электрошлаковый переплав (ЭШП) [1] является одним из основных способов производства высококачественных слитков из высоколегированных сталей и сплавов. Наиболее полно преимущества ЭШП проявляются при выплавке крупных кузнечных слитков для поковок ответственного назначения [2 – 7], в том числе для энергетики. Увеличение потребности в таких слитках привело к постройке целого ряда новых крупнотоннажных печей (табл. 1): если до 2009 года во всем мире работали всего 3 печи ЭШП, обеспечивающие получение слитков массой более 100 т, то сегодня их количество возросло до 16, а масса слитка достигла 250 т [7].

Каждая из этих печей имеет свои конструктивные и технологические особенности, однако основным параметром, определяющим их различие, является схема электрического питания. Выделяют две основные схемы электропитания печей ЭШП (рис. 1): однофазную и трёхфазную, каждая из которых имеет хорошо известные преимущества и недостатки и широко применяется в промышленности.

Таблица 1

Современные крупнотоннажные печи ЭШП

Масса слитка, т*	Завод (Страна) <i>Изготовитель печи</i>	Год пуска	Диаметр слитка, мм	Схема подключения (Число электродов)
1	2	3	4	5
Однофазные одноэлектродные				
250	Forgiatura A. Vienna (Италия) <i>INTECO (Австрия)</i>	2011	2600	Однофазная монофилярная (1)
150	Japan Steel Works (Япония) <i>Consarc (США)</i>	2011	2150	Однофазная монофилярная (1)
150	Doosan Heavy Ind. (Юж. Корея) <i>Consarc (США)</i>	2013	2150	Однофазная монофилярная (1)
145	ASO Siderurgica (Италия) <i>ALD (Германия)</i>	2013	2000	Однофазная монофилярная (1)
145	Saarschmiede (Германия) <i>INTECO (Австрия)</i>	2010	1900	Однофазная монофилярная (1)
145	Japan Casting & Forging (Япония) <i>INTECO (Австрия)</i>	2012	1900	Однофазная монофилярная (1)

1	2	3	4	5
125	FOMAS Group (Италия) <i>INTECO (Австрия)</i>	2011	1900	Однофазная монофилярная (1)
110	Japan Steel Works (Япония) <i>Consarc (США)</i>	1992	1800	Однофазная монофилярная (1)
100	La Rubiera Special Steel (Италия) <i>Consarc (США)</i>	2009	1800	Однофазная монофилярная (1)
100	Dongbei Special Steel (Китай) <i>INTECO (Австрия)</i>	2011	1750	Однофазная монофилярная (1)
Однофазная многоэлектродная				
225	Saarschmiede (Германия) <i>Leybold-Heraeus (Германия)</i>	1971	2400	Однофазная монофилярная (4)
Трехфазные многоэлектродные				
450	Shanghai Heavy Machinery (Китай) <i>Собственная разработка</i>	2009	3600	Трехфазная бифилярная (6)
200	Shanghai Heavy Machinery (Китай) <i>Собственная разработка</i>	1979	2800	Трехфазная бифилярная (6)
150	Yantai Taihai Manoir Nuclear Equipment (THM) (Китай) <i>Liaoning Heavy Industries (Китай)</i>	2011	2100	Трехфазная бифилярная (6)
130	Zhejiang ESR Nuclear Material (Китай) <i>Собственная разработка</i>	2012	2100	Трехфазная монофилярная (3)
120	China First Heavy Industries (Китай) <i>Shenyang Dongda Xingke Metallurgical Technology (Китай)</i>	2010	2100	Трехфазная бифилярная (6)

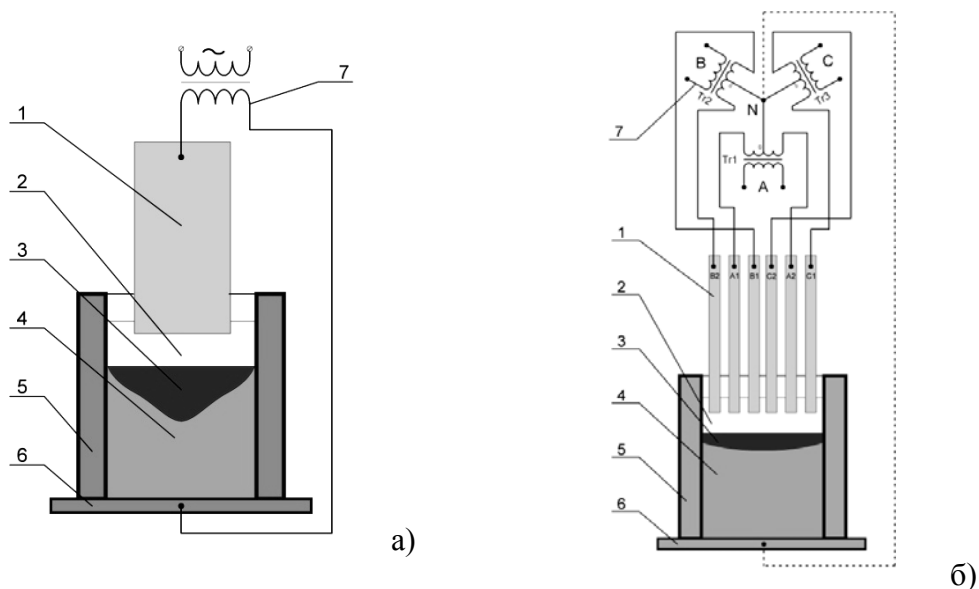


Рис. 1. Однофазная монофилярная (а) и трехфазная бифилярная (б) схемы ЭСП:
1 – расходуемый электрод; 2 – шлаковая ванна; 3 – жидкая металлическая ванна;
4 – слиток; 5 – водоохлаждаемый кристаллизатор; 6 – водоохлаждаемый поддон;
7 – источник питания

В Китае, который сегодня является безусловным лидером по совокупному производству электрошлакового металла и, в частности, круп-

ных кузнечных слитков ЭШП, крупнотоннажные печи в основном строят в трехфазном бифилярном [4, 8] исполнении (табл. 1). В то же время производители крупных поковок в Японии, Германии, Южной Кореи, Италии применяют однофазные монофилярные печи ЭШП [5 – 7, 9].

Отметим, что, несмотря на успешный опыт эксплуатации печей с различными схемами электропитания, окончательный выбор в пользу той или иной схемы не сделан до сих пор. Поэтому решение о выборе технологии переплава и конструкции печи следует принимать индивидуально, учитывая размеры, массу и назначение слитков и сортмент сталей.

Успешное развитие атомной энергетики в Китае связывают [4] с запуском в 1979 году 200-тонной электрошлаковой печи на Shanghai Heavy Machinery Plant (SHNM) [10 – 11]; из выплавленных на ней слитков были изготовлены детали для первой китайской АЭС Qinshan Nuclear Plant. Печь оборудована тремя поворотными колоннами, которые подключены к трем однофазным трансформаторам с подсоединением средних точек к поддону печи. Переплав ведут по трехфазной бифилярной схеме с шестью расходуемыми электродами.

В 2010-2011 гг. в Китае были запущены две трехфазные бифилярные печи ЭШП: 150-тонная на Yantai Taihai Manoir Nuclear Equipment (THM) [4] и 120-тонная (рис. 2а) на China First Heavy Industries (CFHI) [8]. Эти печи имеют одинаковую конструкцию, прототипом которой стала 200-тонная печь на SHNM. Обе печи работают с попарной заменой электродов во время переплава и защитой плавильного пространства аргоном. Основной продукцией печей THM и CFHI являются кузнечные слитки из аустенитной нержавеющей стали типа 316LN. Из этих слитков изготавливают цельнокованные трубы первого контура охлаждения атомных реакторов – так называемые «hot leg pipe», которые соединяют реактор и парогенератор. Внешний диаметр такой трубы составляет 965 мм с толщиной стенки 90 мм, а длина колен – порядка 2600 мм и 1200 мм.

В 2012 г. на заводе Zhejiang ESR Nuclear Material Co. запустили 130-тонную печь [12] собственной разработки. Печь трехфазная трехэлектродная монофилярная, питается от одного трехфазного трансформатора с подключением средней точки к поддону. Переплав ведут в стационарном кристаллизаторе с вытяжкой слитка и заменой электродов. На этой печи изготавливают слитки из низкоуглеродистых нержавеющей сталей для нужд атомной энергетики: трубы hot leg, части корпусов реакторов, предохранительные клапаны и др. Полученные слитки отвечают всем требованиям, которые предъявляют поковкам для атомной энергетики.

Многоэлектродные печи обладают рядом неоспоримых достоинств, а применение трехфазной нагрузки исключает необходимость использования дорогостоящих компенсирующих устройств, необходи-

мых для снижения негативного влияния однофазной нагрузки на питающую сеть. Существенным недостатком бифилярных печей, в том числе трехфазных, является неравномерное плавление электродов [4, 13]. Несмотря на многочисленные сообщения об успешной эксплуатации в Китае существующих бифилярных трехфазных печей и ввод в эксплуатацию новых, 70 % современных крупных печей ЭШП – монофилярные однофазные с одним расходуемым электродом (табл. 1).

Важно отметить, что эти печи поставлены разными печестроительными компаниями, однако имеют схожую конструкцию. Это позволяет выделить основные принципы современной монофилярной электрошлаковой печи:

- 1) защита плавильного пространства атмосферой инертного газа;
- 2) замена расходуемых электродов во время плавки;
- 3) симметричный коаксиальный токоподвод.

Крупнотоннажные печи большинства компаний имеют типовую порталную конструкцию (рис. 3а), оборудованы коаксиальным токоподводом, одной или несколькими плавильными позициями с коротким проходным и стационарными глуходонными кристаллизаторами, работают с заменой электродов по ходу плавки и защитой плавильного пространства атмосферой инертного газа. На этих печах выплавляют слитки, в том числе для производства цельнокованных роторов паровых турбин, работающих при сверхкритических параметрах. Крупнейший на сегодня слиток ЭШП имеет диаметр 2600 мм и массу 250 т [7]. Спорным остается вопрос о влиянии частоты тока на глубину жидкометаллической ванны. Так, согласно исследованиям [14], частота питающего тока влияет в значительной мере: глубина ванны при 2,5 Гц сопоставима с величиной ее при 60 Гц; наибольшая глубина имеет место при 5 Гц, а наименьшая – при 1 Гц.

Одним из главных преимуществ однофазных монофилярных печей является простота конструкции в сравнении с бифилярными печами и более высокое качество слитков из сталей с протяженной двухфазной зоной.

Выводы

Современное энергетическое машиностроение ориентируется на металл ЭШП при изготовлении деталей ответственного назначения (роторов турбин, частей корпусов реакторов, труб первого контура и др.). Стремительный рост потребности в электроэнергии делает необходимым использование крупных высококачественных слитков ЭШП и спровоцировал бум строительства крупнотоннажных печей для их выплавки.

Украина имеет технические и производственные возможности для изготовления основных компонентов энергоблоков электростанций. При этом крупных слитков ЭШП и печей для их выплавки еще

нет. Поэтому выбор конструкции и постройка такой печи является актуальной задачей, решение которой необходимо для обеспечения энергетической безопасности страны.

Список литературы

1. Электрошлаковые печи / Медовар Б. И., Ступак Л. М., Бойко Г. А. и др.; ред. Б. Е. Патона. – К.: Наукова думка, 1976. – 414 с.
2. Медовар Л. Б. Электрошлаковые технологии получения крупных кузнечных слитков / Л.Б. Медовар, В. Я. Саенко, А. П. Стовпченко и др. // Современная электрометаллургия. – 2010. – №3. – С. 5-10.
3. Diwo, B. Donth, N. Blaes et al. Largest steam turbine rotor ever manufactured from a nickel base alloy // Proceedings of the 18th International Forgemasters Meeting (IFM). – Pittsburg (USA), 12-15 September (2011). – pp. 224-228.
4. L. Zhongli, L. Xihai, Y. Chuanhao. The application of ESR technology for nuclear power equipments in China // Proceedings of the 2nd Medovar Memorial Symposium (MMS100). – Kyiv (Ukraine), 07-10 June (2016). – pp. 28-31.
5. M. Tezuka, S. Yamamoto, F. Takahashi et al. Internal quality of 2150mm-diameter ingot manufactured using new 150-ton ESR furnace // Proceedings of the 19th International Forgemasters Meeting (IFM). – Tokyo (Japan), 29.09-03.10 (2014). – pp. 90 – 94.
6. I. Son, W. Lee, Kw. Sim et al. Installation of 150ton new ESR facility and production of 120ton ESR ingot for 12Cr HIP rotor forgings // Proceedings of the 19th International Forgemasters Meeting (IFM). – Tokyo (Japan), 29.09-03.10 (2014). – pp. 333 – 337.
7. M. Kubin, A. Scheriau, M. Knabl et al. Operational experience of large sized ESR plants and attainable quality of ESR ingots with diameter of up to 2600 mm // Proceedings of the 2013 International Symposium on Liquid Metal Processing & Casting (LMPC). – Austin (Texas, USA), 22-25 September (2013). – pp. 57-64.
8. Changzhou W., Jinchun S. Structure modification and constant remelting speed control of a 120-t three-phase electroslag furnace // China Foundry.-Vol. 9.-No.4.- 2012. pp. 370-375.
9. P. Bettoni, U. Biebricher, H. Franz et al., "Large ESR forging ingots and their quality in production," La Metallurgia Italiana, No. 10, 2014. — pp. 13-21.
10. 200-тонная электрошлаковая печь в КНР / Д. Дзюе, Л. Хайхон, С. Шуйе и др. // Электрошлаковая технология. – К.: Наукова думка, 1988. – С. 147-150.
11. Development of electroslag metallurgy and casting in China / Zhengbang Li // China Foundry. – 2004. – Vol. 1, No. 1. – pp. 7-16.
12. Zhejiang ESR Nuclear Material Co.: Electroslag Remelting [Электронный источник]. - Режим доступа: http://www.zjdzhc.com/news_db.asp?id=553.
13. Моделирование особенностей электрошлакового переплава на шестиэлектродной бифилярной печи / Е. А. Волченков, А. П. Стовпченко, Л. Б. Медовар и др. // Современная электрометаллургия. – 2016. - №4. – С. 3-9.
14. Manufacturing of advanced rotor forgings for highly efficient fossil power plants / B. Donth, N. Blaes, D. Bokelmann // Proceedings of the 8th International Charles Parsons Turbine Conference. - Portsmouth (UK), 5-8 September (2011). – P. 30.
15. J. Elliott, R. J. Roberts, A. Teske. Electroslag remelting of large diameter ingots and the effect of frequency // Proceedings of the 2nd Medovar Memorial Symposium (MMS100). – Kyiv (Ukraine), 07-10 June 2016. – pp. 9-16.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТЕПЛООБМЕНА НАСАДКИ С ГОРИЗОНТАЛЬНЫМИ ПРОХОДАМИ

Воробьёва Л.А.¹, Быстров А.Е.¹, Грес Л.П.¹, Jan Kizek²

1 – Национальная металлургическая академия Украины, г. Днепр, Украина

2 – Технический университет, г. Кошице, Словакия

Аннотация

В работе показана перспективность применения блочной насадки с горизонтальными проходами на воздухонагревателях (ВН) доменных печей. Представлены критериальные зависимости для вычисления коэффициента теплоотдачи насадочных изделий, а также соотношения, определяющие коэффициент теплопередачи исходя из граничных условий.

Ключевые слова: воздухонагреватель, блочная насадка, теплообмен, подогрев воздуха.

Введение

Повышение эффективности работы ВН доменных печей является одним из результативных способов снижения расхода дорогостоящего топлива и оценивается на основании теплотехнических параметров. Коэффициент использования теплоты топлива, КПД процесса, а также достигаемая максимальная температура горячего дутья зависят от интенсивности теплообмена, величины теплообменной поверхности, от аккумулирующей массы насадки и её теплофизических свойств.

Известные типы насадок, а часто и вновь предлагаемые, в большинстве случаев не удовлетворяют требованиям энергосбережения и высокой надёжности работы [1]. В настоящее время прослеживается тенденция развития насадочных изделий в направлении увеличения удельной поверхности нагрева, т.к. эффективность теплообмена на прямую зависит от поверхности нагрева. Увеличение числа каналов в 1 м³ насадки, уменьшение диаметра каналов и толщины простенок между ними позволяет интенсифицировать процесс теплообмена. Однако это в свою очередь приводит и к выходу каналов из строя, т.е. засорению. При этом происходит снижение поверхности нагрева и температуры горячего дутья.

Таким образом, увеличение температуры нагрева дутья ВН можно достигнуть, совершенствуя конструкцию насадки.

Целью данной работы является определение параметров теплообмена насадки с горизонтальными проходами (каналами).

Решение поставленной задачи

На рис. 1 представлена конструкция блочной насадки с горизонтальными проходами [2]. Насадка состоит из блоков 1 с вертикальными 2 и горизонтальными 3 каналами.

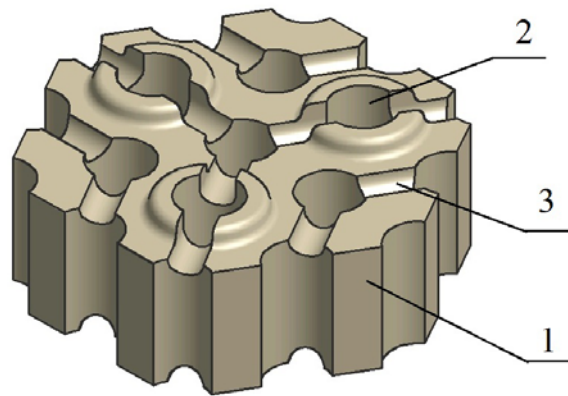


Рис. 1. Блочная насадка воздухонагревателя:
1 – тело насадочного изделия; 2 – вертикальный канал; 3 – горизонтальный канал

Оснащение блока вспомогательными горизонтальными каналами 3, соединяющими между собой основные вертикальные каналы 2 позволяет увеличить поверхность нагрева насадки, улучшить теплообмен, уменьшить неравномерность температуры по сечению, а также повысить стойкость и стабильность работы [3].

Так основной теплотехнической характеристикой насадки теплообменника является коэффициент теплоотдачи. При определенных условиях именно рост коэффициента теплоотдачи, а, следовательно, и коэффициента теплопередачи несет основной вклад в интенсификацию теплообмена. Это происходит за счет возникновения в устье каждого горизонтального канала вихря, который повышает турбулизацию газового потока в вертикальном канале. Образующиеся вихри даже при отсутствии перетока газа между каналами, включают в теплообмен поверхность горизонтальных каналов. При этом благодаря движению газов по горизонтальным каналам уменьшается неравномерность температурного поля в поперечном сечении насадки и повышается средняя температура горячего дутья.

Величина коэффициента теплоотдачи конвекцией зависит от характера движения газовой среды по каналам насадки. Адаптированные к реальным условиям критериальные зависимости для насадки с горизонтальными проходами были получены путем экспериментального исследования и имеют следующий вид [3]:

$$\begin{aligned}\alpha &= 1,3713 \cdot (\lambda/d) \cdot \text{Re}^{0,167} && \text{при } \text{Re} < 1820; \\ \alpha &= 1,03 \cdot 10^{-3} \cdot (\lambda/d) \cdot \text{Re}^{1,195} && \text{при } 1820 \leq \text{Re} < 3020; \\ \alpha &= 10,19 \cdot 10^{-3} \cdot (\lambda/d) \cdot \text{Re}^{0,909} && \text{при } \text{Re} \geq 3020,\end{aligned}$$

где λ – коэффициент теплопроводности насадки, Вт/(м · К); d – гидравлический диаметр канала, м; Re – число Рейнольдса.

Как известно, теплообмен в насадке воздухонагревателя проходит при различных граничных условиях. Верхние ряды в период нагрева и

нижние ряды в период дутья работают при граничных условиях третьего рода (постоянная температура входящей газообразной среды), а остальная часть насадки – при граничных условиях второго рода (постоянный тепловой поток) [4]. Между коэффициентами теплопередачи (χ) и теплоотдачи существует связь, которая описывается соотношением и, исходя из граничных условий рассчитывается:

– верх насадки (около трёх метров)

$$\frac{1}{\chi} = \frac{m'}{\alpha' \cdot \Delta\tau'} + \frac{1}{2 \cdot \rho \cdot c \cdot r} \cdot \text{cth} \frac{\alpha \cdot \Delta\tau}{2 \cdot m \cdot r \cdot \rho \cdot c};$$

– средние слои насадки

$$\frac{1}{\chi} = \frac{m'}{\alpha' \cdot \Delta\tau'} + \frac{m}{\alpha \cdot \Delta\tau};$$

– низ насадки (около трёх метров)

$$\frac{1}{\chi} = \frac{m}{\alpha \cdot \Delta\tau} + \frac{1}{2 \cdot \rho \cdot c \cdot r} \cdot \text{cth} \frac{\alpha' \cdot \Delta\tau'}{2 \cdot m' \cdot r \cdot \rho \cdot c},$$

где $m = 1 + (\alpha \cdot r / 3\lambda)$ и $m' = 1 + (\alpha' \cdot r / 3\lambda)$ – коэффициенты массивности в периоды нагрева и дутья; α и α' – коэффициенты теплоотдачи в периоды нагрева и дутья, Вт/(м² · К); $\Delta\tau$ и $\Delta\tau'$ – продолжительность периодов нагрева и дутья, с; r – эквивалентная толщина стенки канала, м; ρ , c – плотность, кг/м³ и средняя теплоёмкость, Дж/(кг·К) материала блока. Теплофизические свойства материала рассчитываются в зависимости от температуры.

Выводы

Оснащение ВН насадкой с горизонтальными проходами не только повышает поверхность нагрева, но и приводит к увеличению интенсивности теплообмена в каналах блока, что позволит снизить материалоемкость, габариты и стоимость теплообменника.

Список литературы

1. Шкляр Ф. Р. Доменные воздухонагреватели / Шкляр Ф. Р., Малкин В. М., Каштанова С. П. и др. – М. : Металлургия, 1982. – 176 с.
2. Патент на корисну модель № 38746, МПК(2006) С21В 9/10 (2008.01), В32В 3/12. Насадка доменного повітрянагрівача; Грес Л. П., Малишев І. П., Троян В. Д., Трошенков М. О., Нікуленко Д. В., Макоткін В. В., Козлов А. С., Шумячкова Л. В., Флейшман Ю. М., Соколенко Г. О., Бистров А. Є. Номер заявки : u20080537; Заявл. 24.04.2008. Опубл. 12.01.2009. Бюл. № 1.
3. Грес Л. П. Определение коэффициентов теплоотдачи блочной насадки с горизонтальными проходами доменных воздухонагревателей / Грес Л. П., Быстров А. Е., Флейшман Ю. М., Воробьёва Л. А., Иванов М. Ю. // Теория и практика металлургии. – Днепропетровск, № 1–2, 2017.
4. Грес Л. П. Энергосбережение при нагреве доменного дутья : Монография. – Днепропетровск : Пороги, 2004. – 209 с.

РЕГЕНЕРАТИВНАЯ ПЕЧЬ ДЛЯ ХИМИКО-ТЕРМИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ СТАЛЬНЫХ ИЗДЕЛИЙ

Воробьёва Л.А., Ерёмин А.О., Гупало Е.В.

Национальная металлургическая академия Украины, г. Днепр, Украина

Аннотация

В работе представлена новая конструкция регенеративной печи для химико-термической обработки стальных изделий. Отмечены недостатки существующих термических печей безокислительного нагрева. Показана принципиальная схема предлагаемой конструкции печи и изложены особенности её работы.

Ключевые слова: печь, безокислительный нагрев, камера дожигания, регенератор.

Введение

Современные процессы кузнечно-штамповочного производства не обходятся без использования безокислительных или малоокислительных способов нагрева. Химико-термическая обработка стальных изделий осуществляется за счёт принципиального изменения режима горения в печах открытого пламени. Нагрев изделий происходит в продуктах неполного горения (защитная атмосфера от окисления металла). Состав газовой атмосферы определяется составом топлива, коэффициентом расхода воздуха и совершенством конструкции топливосжигающих устройств. Нормальное протекание реакции неполного горения до момента образования безокислительной среды, а также скорость процесса неполного горения зависят в большей степени от скорости и полноты перемешивания газа с первичным воздухом. При этом для получения достаточно горячего, светлого факела пламени и заданного состава продуктов неполного горения применяют высокотемпературный подогрев воздуха в теплообменниках.

Термические печи безокислительного нагрева обладают следующими недостатками: значительные потери теплоты через футеровку дымоотводящих каналов вследствие удаленного местонахождения теплообменника от камеры дожигания [1]; неравномерный температурный нагрев изделий по длине печи в результате горения топливовоздушной смеси непосредственно в рабочем пространстве [2].

Постановка задачи

Целью данной работы является разработка новой конструкции регенеративной печи для химико-термической обработки стальных изделий с учетом вышеперечисленных недостатков.

Решение поставленной задачи

Сотрудниками кафедры экологии, теплотехники и охраны труда НМетАУ разработана новая конструкция регенеративной печи безокислительного нагрева [3]. На рис. 1 представлена схема регенеративной печи безокислительного нагрева стальных изделий.

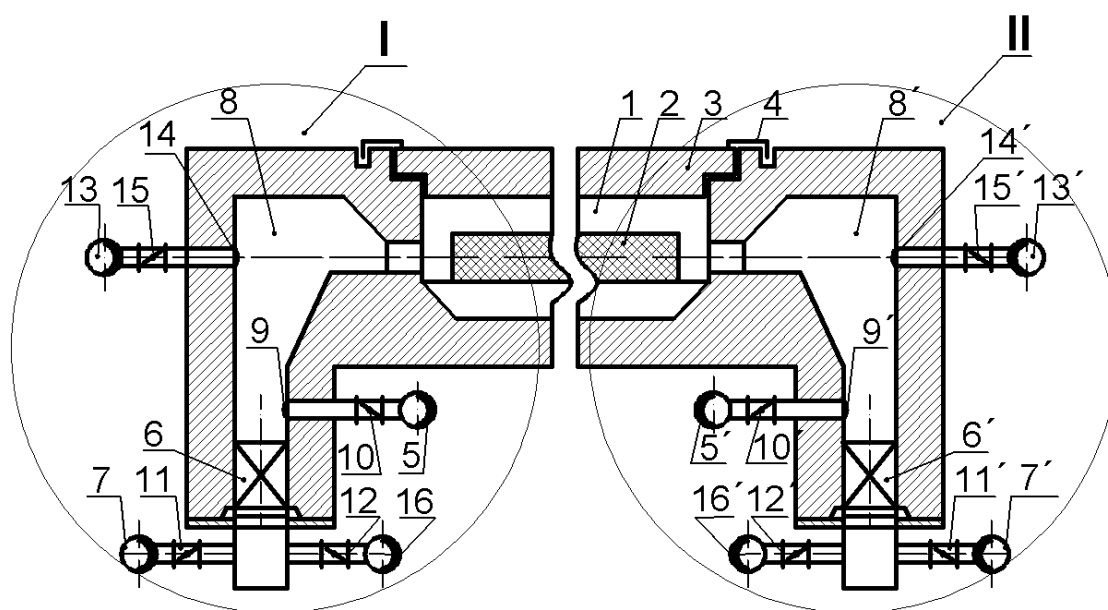


Рис. 1. Печь для химико-термической обработки стальных изделий:
 I, II – левая и правая сторона печи; 1 – рабочее пространство печи;
 2 – нагреваемое изделие; 3 – крышка; 4 – уплотняющий затвор;
 5 – трубопроводы для подвода углеводородного топлива; 6 – регенераторы;
 7 – трубопроводы для подвода первичного воздуха; 8 – камеры неполного
 сгорания топлива (дожигания); 9 – газовые сопла; 10, 11, 12 – клапаны,
 регулирующие расход (отсечение) углеводородного топлива, воздуха,
 отвод дымовых газов и давление в рабочем пространстве печи; 13, 14 –
 трубопроводы и сопла для подвода вторичного воздуха; 15 – клапаны,
 регулирующие расход вторичного воздуха; 16 – дымоотвод (боров)

Предлагается в термическую печь симметрично с двух сторон между рабочим пространством 1 и регенератором 6 дополнительно установить камеру неполного сгорания топлива (дожигания) 8. Наличие камеры неполного сгорания топлива (дожигания) позволит с одной стороны избежать перегрева и повысить равномерность нагрева изделий благодаря устранению открытого пламени в рабочем пространстве печи, а с другой – обеспечить дожигание продуктов неполного горения вторичным воздухом перед регенератором, что в свою очередь повысит срок эксплуатации насадки и футеровки теплообменника.

Печь работает следующим образом. В рабочее пространство печи 1 загружают стальные изделия 2 для дальнейшей химико-термической обработки. Печь накрывается крышкой 3 и с помощью уплотнительного затвора 4 обеспечивается герметичность рабочего пространства. Углеводородное топливо вводится по трубопроводу 5, смешивается с подогретым в регенераторе 6 (регенератор 6 с левой стороны I) первичным воздухом, подведенным по трубопроводу 7, и сжигается с образованием факела перед рабочим пространством печи в камере неполного сгорания топлива (дожигания) 8. Для лучшего перемешивания топлива с воздухом на трубопроводе 5 установлено газовое сопло 9. Первичный воздух подогретый до температуры 800 – 1000 °С интенсивно перемешива-

ется в камере неполного сгорания топлива 8 со струйками топлива, направленными перпендикулярно к потоку воздушной среды. При этом высокотемпературный подогрев первичного воздуха обеспечивает регенеративная насадка, состоящая из теплообменных элементов, выполненных в виде труб, пластин, шаров или сот. Соотношение расходов топлива и воздуха для получения необходимого состава защитной газовой среды регулируется с помощью клапанов 10 и 11.

Полученная атмосфера защитной газовой среды из камеры неполного сгорания топлива (дожигания) 8 подается в рабочее пространство печи 1 для нагрева стальных изделий 2. Давление в рабочем пространстве печи регулируется с помощью клапана 12.

Отработанная газовая среда, отдавшая теплоту в рабочем пространстве 1 стальным изделиям 2, поступает в камеру дожигания (неполного горения топлива) 8' с противоположной стороны печи (регенератор 6' с правой стороны II). Для дожигания продуктов неполного горения по трубопроводу 13' через сопло 14' подается вторичный холодный воздух в количестве необходимом для полного сжигания топлива. Расход вторичного воздуха регулируется с помощью клапана 15'. Дожигание продуктов неполного горения обеспечивается за счет высокой температуры в камере дожигания 8' и полного перемешивания вторичного воздуха с защитной атмосферой. Дымовые газы, полученные в результате дожигания горючей части газовой среды топлива из камеры дожигания 8', поступают в малогабаритный регенератор 6'. Горячие дымовые газы отдают теплоту холодной насадке, и идут в дымовой боров 16'. Через некоторое фиксированное время работа регенераторов меняется местами, и процесс заново повторяется.

Выводы

В работе предложена новая конструкция регенеративной печи для химико-термической обработки стальных изделий. Установка дополнительной камеры неполного сгорания топлива (дожигания) в печи безокислительного нагрева позволит:

- достигнуть равномерного нагрева металлических изделий благодаря устранению открытого пламени в рабочем пространстве;
- повысить срок эксплуатации насадки и кладки регенераторов в результате сжигания продуктов неполного горения до входа в теплообменник.

Список литературы

1. А.С. 565066 СССР. МКИ C21D 1/74. Оpubл. 15.07.77; Бюл. № 26. – 2 с.
2. Патент № 2 309 353, МПК(2006) F27D 17/00, F23C 99/00, F23C 5/00. Оpubл. 27.10.2007; Бюл. № 30. - 6 с.
3. Патент на корисну модель № 116585, МПК (2017.01), F27D 17/00. Піч для хіміко-термічної обробки сталних виробів; Єрьомін О.О., Воробйова Л.О. Оpubл. 25.05.2017. Бюл. № 10.

ТЕПЛООБМЕННИК С ТЕПЛОВЫМИ ТРУБАМИ

*Грес Л.П.¹, Еремин А.О.¹, Карпенко С.А.², Пульпинский В.Б.¹,
Таран В.И.¹, Radomiak H.³, Zajemska. M.³*

1 – Национальная металлургическая академия Украины, г. Днепр, Украина

2 – Концерн «СоюзЭнерго», г. Новомосковск Днепропетровской обл., Украина

3 – Ченстоховский политехнический университет, Польша

Аннотация

Предложена новая конструкция теплообменника для нагрева компонентов горения с использованием тепловых труб. Для увеличения коэффициента теплоотдачи конвекцией от дымовых газов к стенке тепловой трубы и от стенки к нагреваемому воздуху (газу) используется турбулизация потока теплоносителей за счет их закручивания.

Ключевые слова: тепловая труба, теплообменник, утилизация теплоты, энергоэффективность.

Введение

Удельный расход условного топлива в Украине в несколько раз превышает показатели передовых индустриальных стран (Германия, Япония, Нидерланды, США и др.). Поэтому утилизация теплоты отработанных дымовых газов (использование вторичных энергоресурсов) является актуальной задачей и ее решение приводит не только к снижению себестоимости готовой продукции и повышению ее конкурентоспособности на мировом рынке, но и к улучшению экологической обстановки промышленных зон.

Постановка задачи

Для утилизации теплоты дымовых газов используют широкий спектр теплообменных устройств: котлы-утилизаторы, регенераторы, трубчатые и пластинчатые теплообменники, регенеративные или рекуперативные горелки, включающие в себя единый компактный комплекс теплообменника (рекуператора или регенератора) и горелки, теплообменники с жидким теплоносителем, а в последнее время – теплообменники с использованием тепловых труб.

Теплообменники с использованием тепловых труб широко используются в энергетике, металлургии, нефтехимии, космосе и пр. Их преимущества по сравнению с другими типами теплообменников, особенно с аппаратами с жидким теплоносителем, следующие:

1 – отсутствие потребности в энергии для перемещения теплоносителя внутри трубок. При использовании теплообменников с жидким теплоносителем необходимо иметь довольно сложную систему маслохозяйства и насосов;

2 – высокая эксплуатационная надежность. При выходе из строя нескольких трубок эффективность использования всей системы сни-

жается незначительно, и эти дефекты легко устраняются путем замены этих трубок;

3 – при возможном использовании тепловых труб в строго вертикальном положении можно их заменить на термосифоны, где отсутствует фитиль, а конденсат пара перемещается только за счет сил инерции;

4 – высокая газоплотность системы, что позволяет надежно нагревать горючие газы;

5 – компактность конструкции, позволяющая компоновать теплообменник из отдельных модулей тепловых труб в пределах существующего размещения оборудования действующего цеха.

Однако теплообменники с использованием тепловых труб (термосифонов) имеют ряд недостатков, устранение которых позволит повысить эффективность их использования:

1 – при последовательном омывании пучка труб потоком греющих и нагреваемых теплоносителей (дымовые газы и воздух) их температуры по ходу движения снижаются от максимального до минимального значений (например, дымовых газов, от 270 – 300 до 120 – 130 °С). В связи с этим в трубках необходимо иметь различные виды жидкости или разряжения (рис. 1);

2 – коэффициент теплоотдачи при изменении агрегатного состояния внутри трубок (α_2) значительный ($\alpha_2 = 10000 - 15000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$), а от греющего газа к стенке трубки (α_1) и от стенки к нагреваемому газу (α'_1) – имеет малое значение ($\alpha_1 = 40 - 50$, а $\alpha'_1 = 30 - 40 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$);

3 – величина коэффициента теплопередачи теплообменника (K) значительно влияет на необходимую поверхность нагрева (F) и на его габариты:

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{\text{ср}}} ; \quad (1)$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{S}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} , \quad (2)$$

если $S/\lambda \rightarrow 0$, то:

$$K = \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} . \quad (3)$$

Для увеличения α_1 обычно используют оребренные тепловые трубы. Однако при этом рост этого коэффициента теплоотдачи увеличивается незначительно (на 30 – 50 %).

Если принять значения $\alpha_2 = 12000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, а $\alpha_1 = 70 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, то согласно (3):

$$K = \frac{12000 \cdot 70}{12000 + 70} = 69,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

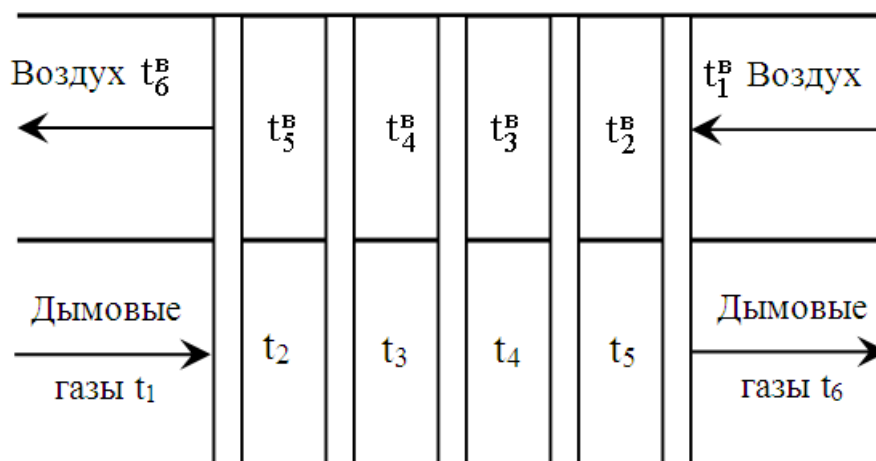


Рис. 1. Схема теплообменника с тепловыми трубами (термосифонами)

Таким образом, лимитирующим звеном теплопередачи в тепловых трубах является коэффициент теплоотдачи от газа к стенке и от стенки к нагреваемому газу;

4 – не исключается возможность образования низкотемпературной сернокислотной коррозии поверхности трубок на выходе дымовых газов, имеющих в своем составе оксиды серы, когда температура трубок ниже температуры точки росы серной кислоты.

Основная часть исследований

Предлагаемая конструкция теплообменника [1] отличается от известной наличием на каждом термосифоне коаксиально расположенной трубы. Камера между этой трубой и термосифоном параллельно подключена к дымовой стороне в испарительной части теплообменника (I) и к воздуху – в конденсационной части (II). На входе этих камер подключены закручивающие улитки, входы которых соответственно соединены с дымовым и воздушным раздающими коллекторами, а выходы – соответственно со сборными дымовыми и воздушными коллекторами. Все улитки закреплены. Соответственно, воздушные – к верхней доске, а дымовые – к нижней доске. Эти доски соединены скрепляющимися стяжками.

Для сохранения закрученной формы теплоносителей снаружи термосифонов предусмотрены спиральные направляющие ребра. Такой поток теплоносителей позволяет значительно увеличить коэффициенты теплоотдачи от дымовых газов к стенке термосифонов и от нее к нагреваемому воздуху.

По данным исследований нагрева заготовки в циклонной печи, где имеется камера с закрученным потоком, коэффициент теплоотдачи конвекцией от дыма к заготовке достигает $450 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ [2].

Система усовершенствованной конструкции теплообменника с использованием тепловых труб (термосифонов) работает следующим образом (рис. 2).

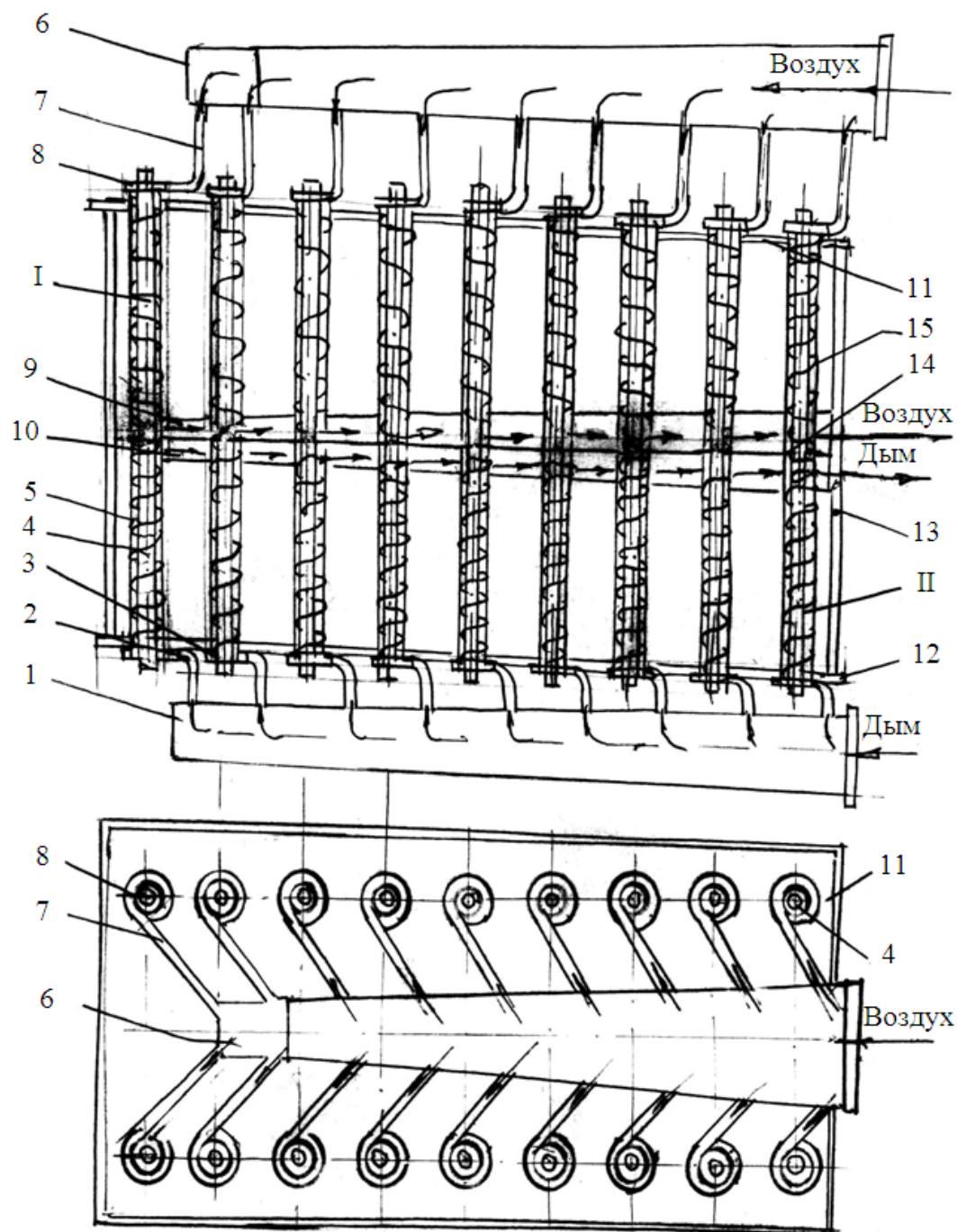


Рис. 2. Схема усовершенствованной конструкции теплообменника с использованием тепловых труб (термосифонов):

- 1 – входной дымовой коллектор; 2 – дымовые раздаточные патрубки;
- 3 – дымовые улитки; 4 – тепловые трубы (термосифоны); 5 – камера между внешним кожухом и самой тепловой трубой; 6 – воздушный раздающий коллектор; 7 – воздушные раздающие патрубки; 8 – воздушные улитки;
- 9 – воздушный сборный коллектор; 10 – дымовой сборный коллектор;
- 11 – верхняя доска; 12 – нижняя доска; 13 – соединительные стяжки;
- 14 – перегородки; 15 – спиральные направляющие ребра

Горячие дымовые газы поступают во входной дымовой коллектор (1) и дальше по раздающим трубкам (2) попадают в дымовые улитки (3). Закрученные дымовые газы поднимаются вверх в камере (5) между дополнительной трубой и термосифоном (4) и, отдавая свою теплоту через стенку, нагревают жидкость. Образовавшийся пар в результате испарения жидкости поднимается вверх по термосифону, где под действием холодного воздуха конденсируется. Конденсат в виде отдельных капель опускается вниз в зону испарения (II), где процесс повторяется. Воздух, омывая каждый термосифон в зоне конденсации (II), нагревается и собирается в сборный коллектор (9). Отработанные дымовые газы попадают в свой сборный коллектор (10) и далее через дымовую трубу выбрасываются в атмосферу. Воздушные и дымовые камеры между дополнительной трубой и термосифоном разделены дополнительной перегородкой (14). Термосифоны с дополнительной трубой могут располагаться в шахматном порядке по несколько рядов.

Предлагаемая система рекуперации теплоты дымовых газов имеет ряд преимуществ по сравнению с используемой:

1. Так как каждая тепловая труба (термосифон) подключена параллельно к дымовым газам и воздуху, то температуры дыма и воздуха в каждой трубе будут приблизительно одни и те же, что дает возможность использовать одинаковые жидкости и разрежение для всех тепловых труб. Это позволит не только повысить эффективность их использования, но и упростит предпроектные расчеты системы теплообменников.

2. Турбулизация потока теплоносителей за счет их закручивания приведет к увеличению коэффициентов теплоотдачи конвекцией от дымовых газов к стенке тепловой трубы и от стенки к нагреваемому воздуху. По данным исследований коэффициент теплоотдачи конвекцией в закрученном потоке более чем в 20 раз больше, чем при обычном течении при одинаковых скоростях движения.

3. Коэффициент теплопередачи теплообменника и поверхность нагрева в несколько раз ниже.

Если принять, что коэффициент теплоотдачи от дымовых газов $\alpha_1 = 380 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, а $\alpha_2 = 12000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, то по формуле (3) коэффициент теплопередачи составит:

$$K_1 = \frac{12000 \cdot 380}{12000 + 380} = 368 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

а отношение $\frac{K_1}{K} = \frac{368}{69,6} = 5,29$ раз.

При прочих равных условиях (общее количество теплоты (Q) и средняя разность температур (Δt)) поверхность нагрева теплообменника сократится более чем в 5 раз.

4. Значительно снижаются габариты и материалоемкость теплообменников и появляются предпосылки для более простого и иногда возможного расположения системы рекуперации теплоты в стесненных условиях, где размещены оборудование, трубопроводы, железнодорожные пути и пр. действующего цеха.

5. Повысится межремонтный период эксплуатации теплообменников. В ныне используемой их конструкции температура входящего воздуха в осенне-зимний период составляет $-5 \div +5$ °С, а при противоточной схеме движения теплоносителей температура отработанных дымовых газов может снижаться до температур ниже точки росы серной кислоты (110-130 °С), что вызывает коррозию металла тепловых труб.

Предлагаемое мероприятие может быть внедрено в следующих производствах: в доменном производстве для нагрева вентиляторного воздуха и доменного газа при отоплении воздухонагревателей; в коксохимическом производстве для нагрева различных жидкостей и каменноугольного масла; в технологическом процессе получения кокса и коксового газа. Это позволит улучшить качество газа и снизить его расход на технологические нужды, а также уменьшить вредные выбросы в окружающую среду; может применяться в энергетике для увеличения температуры нагрева воздуха горения и питательной воды для котлов ТЭЦ-ПВС и ТЭС, в металлургии и машиностроении для увеличения температуры нагрева вентиляторного воздуха на нагревательных и термических печах. На большинстве печей при использовании устаревших конструкций теплообменников (игольчатых, трубчатых и пр.) температура подогрева воздуха не превышает 200 – 300 °С при температуре входящих в теплообменник дымовых газов 600 – 900 °С. В многочисленных тепловых агрегатах химической и нефтехимической промышленности, в большинстве случаев теплота отработанных газов вообще не используется и при температуре до 250 °С выбрасывается в атмосферу.

Выводы

1. Разработана новая конструкция теплообменника с использованием тепловых труб (термосифонов).

2. Использование струйного обдува поверхности тепловых труб позволяет более чем в 5 раз увеличить коэффициент теплопередачи и значительно сократить габариты теплообменника.

Список литературы

1. Патент 115133, Україна, С 21 В 9/00. Теплообмінник з тепловими трубами / Грес Л. П., Єрьомін О. О., Карпенко С. А., опубл. 10.04.2017, Бюл. № 7.
2. Сабуров Э. Н. Аэродинамика и конвективный теплообмен в циклонных нагревательных устройствах. – Л. : Энергия, 1982. – 239 с.

ТЕПЛОВАЯ РАБОТА КОЛЬЦЕВОЙ ПЕЧИ, ОБОРУДОВАННОЙ РЕГЕНЕРАТИВНЫМИ ГОРЕЛКАМИ

Гупало Е.В., Ерёмин А.О., Воробьёва Л.А., Борыца Я.

1 – Национальная металлургическая академия Украины, г. Днепр, Украина

2 – Ченстоховский политехнический университет, г. Ченстохова, Польша

Аннотация

В докладе представлены результаты моделирования тепловой работы кольцевой печи, оборудованной регенеративными горелочными устройствами. Для работы печи с максимальной производительностью выбран энергоэффективный тепловой режим, определены расходы топлива по зонам печи, мощность горелочных устройств и их расположение. На основе результатов моделирования регенераторов горелочных устройств определены параметры шариковой насадки, обеспечивающие заданный коэффициент регенерации теплоты уходящих продуктов сгорания.

Ключевые слова: кольцевая печь, регенеративная горелка, экономия топлива, температурный режим, параметры регенеративной насадки.

Введение

Кольцевые печи широко используются для нагрева заготовок в трубных цехах металлургических предприятий. Для сжигания топлива печи оборудованы двухпроводными горелками. Дымовые газы, образующиеся в результате сжигания топлива, отводятся из рабочего пространства печи через дымопады, расположенные в начале методической зоны у рабочего окна посада металла.

Одной из основных статей энергозатрат кольцевой печи, достигающей в структуре теплового баланса 35 – 45 % от подведенной теплоты, являются тепловые потери с уходящим дымом. Как правило, утилизация теплоты дымовых газов осуществляется путем подогрева воздуха, подаваемого на сжигание топлива, в металлическом рекуператоре до температуры 200 – 400 °С [1]. Более глубокая утилизация теплоты уходящего дыма может быть достигнута путем применения регенеративной системы отопления печи. По данным [2], использование регенеративных горелок обеспечивает экономию топлива до 65 % за счет возврата в рабочее пространство печи до 90 % теплоты, уходящих дымовых газов. При этом температура дыма на входе в регенеративную насадку горелки может достигать 1400 °С, а на выходе из нее не превышает 200 °С и регулируется частотой переключения горелок [3].

Цель данной работы: исследование нагрева металла в кольцевой печи, оборудованной регенеративными горелками, определение основных показателей энергоэффективности печи и конструктивных параметров регенеративных насадок горелок.

Характеристика объекта исследования

В качестве объекта исследования выбрана кольцевая печь, работающая по многозонному температурному режиму. В печи нагреваются цилиндрические заготовки из углеродистой стали диаметром 0,16 м и длиной 1,8 м до конечной температуры поверхности 1260 °С с перепадом температур по сечению заготовки 10 °С.

Рабочее пространство печи разделено на шесть зон регулирования. В качестве топлива используется природный газ с теплотой сгорания 33,8 МДж/м³.

Максимальная производительность печи 50 т/ч.

Основные размеры рабочего пространства: диаметр печи по средней линии – 15,4 м; ширина пода – 4,5 м; высота – 1,6 м. Угол мертвой зоны печи 40°.

Сжигание топлива осуществляется при помощи регенеративных горелочных устройств. В каждой зоне печи расположено по пять горелок, две из которых установлены на внутренней боковой стене печи, а три – на наружной (см. рис. 1).

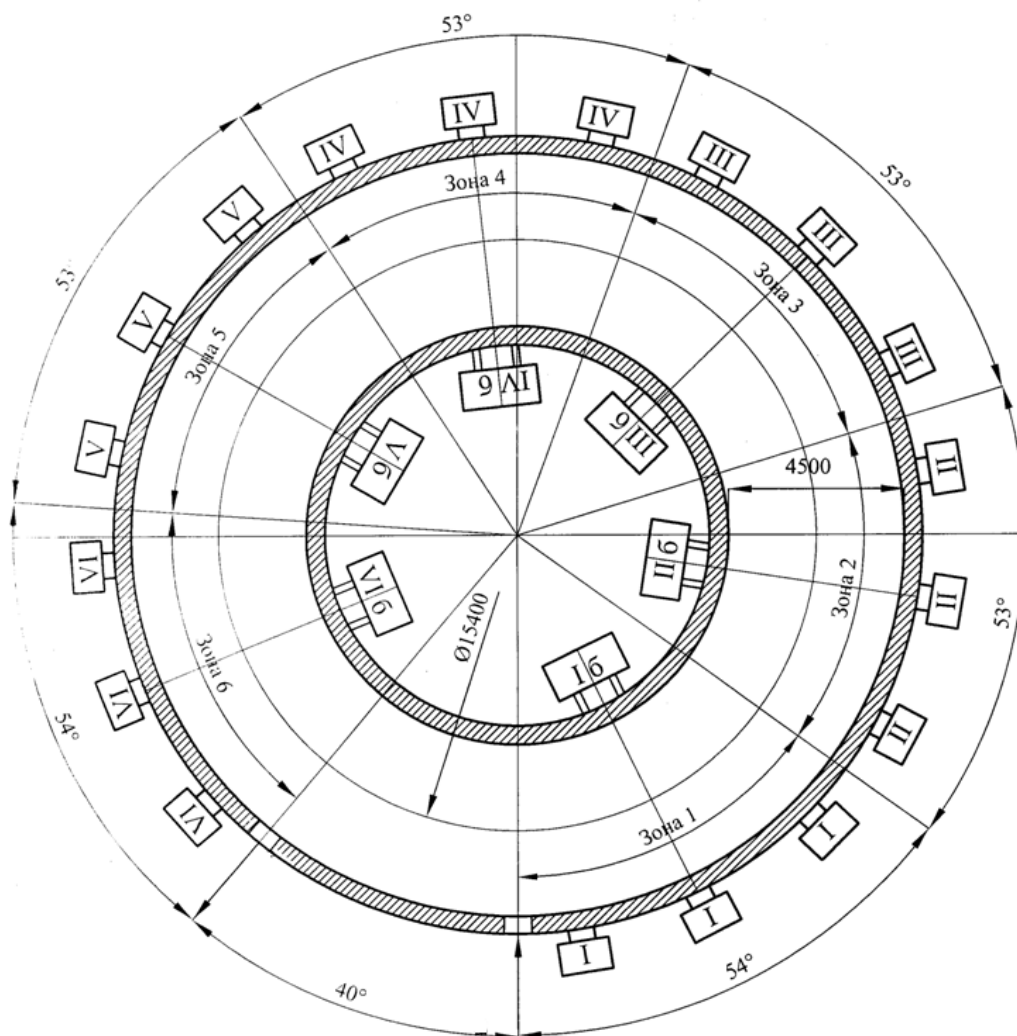


Рис. 1. Схема расположения горелок

В каждой зоне регулирования суммарная тепловая мощность горелочных устройств, расположенных на внутреннем кольце печи, соответствует суммарной тепловой мощности горелок, расположенных на наружном кольце. В связи с ограниченностью свободного пространства на рабочей площадке внутреннего кольца печи, для обеспечения компактности вспомогательного оборудования, предложено горелки, расположенные на внутреннем кольце печи и обслуживающие одну зону регулирования, оборудовать общим регенератором. При этом горелки, расположенные на наружном кольце печи, оборудованы индивидуальными регенераторами [4].

Методика исследования

Исследования тепловой работы кольцевой печи и регенеративных горелочных устройств выполнены методом математического моделирования.

Для математического описания процесса нагрева металла использовано аналитическое решение задачи нагрева тел простых форм при распределенном подводе и отводе газообразного теплоносителя вдоль зоны теплообмена, которое позволяет определять закономерности изменения расхода топлива, температуры дымовых газов и температуры металла при нагреве металла в условиях равномерного подвода топлива вдоль зоны регулирования [5]. При выполнении исследований тепловой работы печи в качестве ограничений принято, что максимальный расход топлива на зону не должен превышать $400 \text{ м}^3/\text{ч}$, максимальная температура дымовых газов в зонах регулирования – 1350°C .

Моделирование работы регенераторов горелочных устройств выполнено с использованием математической модели теплообмена в слое твердых тел с учетом аэродинамического сопротивления слоя [6], адаптированной по результатам теплотехнических испытаний регенеративных горелок [7]. Критериальная зависимость для средних коэффициентов теплоотдачи в слое насадки, обеспечивающая наименьшее расхождение экспериментальных и расчетных данных, выбрана в соответствии с рекомендациями работы [7].

При моделировании работы регенеративной насадки горелочных устройств принято, что начальная температура насадки и температура воздуха на входе в насадку составляют 20°C ; средняя температура дыма, уходящего из зоны теплообмена, принимается в соответствии с результатами моделирования нагрева металла; длительность дымового и воздушного периодов работы насадки 60 с.

В качестве материала насадки регенераторов выбраны корундовые окатыши диаметром 20 мм. Термическая массивность элементов шариковой насадки учитывалась путем введения поправки на массивность в расчете коэффициента теплоотдачи. Порозность насадки,

составляет 0,4. Расход воздуха и дыма в зоне теплообмена определяется в соответствии с результатами расчета расхода природного газа на зону печи. Теплофизические свойства металла, воздуха и дымовых газов, а также материала регенеративной насадки приняты в соответствии с работой [8]. Размеры поперечного сечения камеры регенератора и высота насадки определялись из условия получения одинакового для каждой зоны теплообмена коэффициента регенерации, равного 0,66 (температура подогрева воздуха составляет 80 % от температуры дымовых газов на выходе из рабочего пространства печи [2, 3]), и аэродинамического сопротивления, не превышающего 2200 Па.

Результаты исследования

Энергоэффективный режим нагрева металла в кольцевой печи, определен методом последовательного поиска. На рисунке 2 представлена температурная диаграмма нагрева металла при энергоэффективном режиме. Расходы топлива по зонам печи и тепловой баланс печи приведены в таблицах 1 и 2. Характерный режим работы шариковых регенераторов горелочных устройств, расположенных на наружной и внутренней стенах печи, и их конструктивные характеристики приведены в таблице 3.

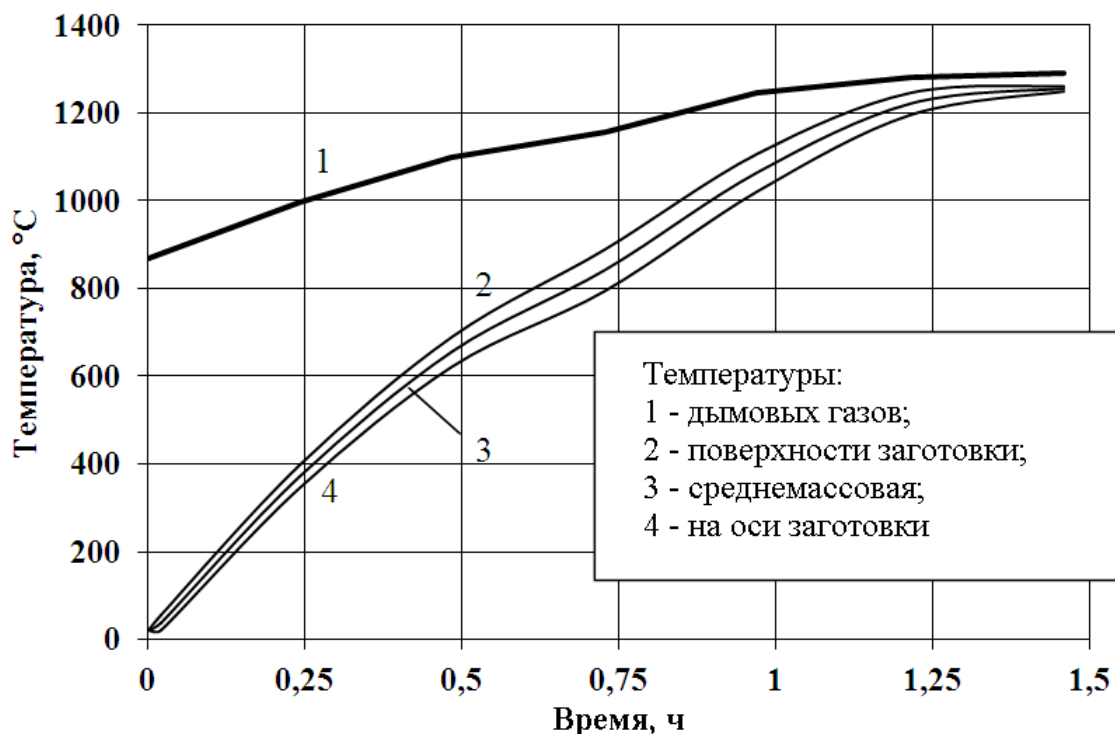


Рис. 2. Температурная диаграмма нагрева металла

Таблица 1

Расходы топлива по зонам печи,
обеспечивающие энергоэффективный режим нагрева металла

Номер зоны печи	1	2	3	4	5	6
Расход топлива, м ³ /ч	350	380	400	360	265	97

Таблица 2

Тепловой баланс печи

Приход теплоты	МВт	%	Расход теплоты	МВт	%
1. Химическая энергия топлива	17,36	72,7	1. Теплота, усвоенная металлом	12,15	50,9
2. Физическая теплота подогрева воздуха	6,512	27,3	2. Потери теплоты с уходящим дымом	9,926	41,6
			3. Тепловые потери рабочим пространством печи	1,796	7,5
Итого:	23,872	100,0	Итого:	23,872	100,0

Таблица 3

Характеристика шариковых регенераторов горелочных устройств

Параметры	Зоны 1 – 4		Зона 5		Зона 6	
	внутреннее кольцо	наружное кольцо	внутреннее кольцо	наружное кольцо	внутреннее кольцо	наружное кольцо
1	2	3	4	5	6	7
Количество горелок на кольце печи, шт	2	3	2	3	2	3
Количество регенераторов в зоне печи, шт	1	3	1	3	1	3
Расход газа на 1 горелку с учетом запаса по расходу топлива на зону, м ³ /ч	210	140	140	94	53	35
Расход дыма и воздуха на свободное сечение регенератора при н.у., м ³ /с	1,21	0,403	0,802	0,267	0,134	0,101
Скорость дыма и воздуха на свободное сечение регенератора при н.у., м/с	1,49	1,33	1,253	0,742	1,21	1,121
Средняя за период температура дыма на входе в насадку, °С	1133		1287		1266	

Продолжение табл. 1

1	2	3	4	5	6	7
Размеры поперечного сечения насадки, м × м	0,9×0,9	0,55×0,55	0,8×0,8	0,6×0,6	0,5×0,5	0,3×0,3
Масса насадки, кг	530,5	201,5	426,2	161	163,7	59
Объем насадки, м ³	0,243	0,091	0,192	0,104	0,075	0,027
Удельная поверхность нагрева, м ² /м ³	180					
Средняя за период температура на выходе из насадки, °С	дыма	426	426	482	482	490
	воздуха	855	855	977	977	945
Аэродинамическое сопротивление, Па	2121	1780	1164	1278	1619	1400
Мощность 1 горелки с учетом запаса по расходу топлива на зону, МВт	1,972	1,315	1,315	0,875	0,493	0,329

Как показали результаты расчетов, нагрев металла до заданных конечных параметров обеспечивается при расходе топлива 1852 м³/ч, что соответствует удельному расходу природного газа 37,03 м³/т. Средний коэффициент использования теплоты топлива составляет 0,8. Коэффициент полезного действия печи – 70 %.

Как видно из табл. 1, тепловая нагрузка по зонам печи распределяется не равномерно: расходы топлива сначала возрастают с первой по третью зону печи, а затем уменьшаются, начиная с четвертой зоны, что обусловлено необходимостью обеспечения заданных конечных параметров нагрева металла. Поскольку расходы топлива по зонам 1 – 4 отличаются не существенно, то эти зоны печи могут быть оборудованы горелками одинаковой тепловой мощности: мощность горелок внутреннего кольца печи – не менее 1972 кВт; мощность горелок наружного кольца печи – не менее 1315 кВт (см. табл. 3). Тепловая мощность горелок пятой зоны печи, расположенных на внутреннем кольце – не менее 1315 кВт, на наружном – не менее 875 кВт. Мощность горелок шестой зоны на внутреннем кольце – не менее 493 кВт, на наружном – не менее 329 кВт. Мощность одной горелки принималась с учетом запаса по расходу топлива на зону.

Общая масса шариковой насадки всех регенераторов горелочных устройств, обеспечивающих степень утилизации теплоты уходящих дымовых газов 0,66, составляет 3,74 т. При цене корундовых окатышей 3125 \$/т стоимость насадки составит 11 688 \$/т.

Выводы

1. Разработана математическая модель тепловой работы кольцевой печи, оборудованной регенеративными горелочными устройствами, с использованием которой выполнены исследования нагрева металла и выбран энергоэффективный режим работы печи при максимальной производительности.

2. Предложена принципиальная схема расположения горелочных устройств; определена тепловая мощность горелок и конструктивные параметры шариковых насадок компактных минирегенераторов.

Список литературы

1. Сидоренко А. А. Эффективность совершенствования системы утилизации теплоты дымовых газов кольцевой печи / А. А. Сидоренко, Е. В. Гупало // Тепло-техника и информатика в образовании, науке и производстве : Сборник докладов. III Всероссийской научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых учёных с международным участием, посвященной 150-летию со дня рождения Владимира Ефимовича Грум-Гржимайло (Екатеринбург, 27-29 марта, 2014 г.). – Екатеринбург : УРФУ, 2014. – С. 92–95.

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. Web-сайт компании Hotwork Combustion Technology Limited. – Режим доступа: <http://www.hotworkct.com>. – Заголовок с экрана.

4. Ерёмин А. О. Разработка энергоэффективного режима нагрева металла в кольцевой печи, оборудованной регенеративными горелками / А. О. Ерёмин, Е. В. Гупало, Л. А. Воробьёва // Международная научно-техническая конференция «Университетская наука- 2016» (19-20 мая 2016 г., Приазовский государственный технический университет (ПГТУ), г. Мариуполь, Украина) : сб. тезисов докладов в 3-х томах. Том 1. – факультеты : металлургический энергетический. Мариуполь : ГБУЗ «ПГТУ», 2016. – С. 146–147.

5. Гупало О. В. Нагрівання тіл при розподілених підведенні палива та відведенні продуктів згоряння уздовж зони теплообміну // XXXIV міжнародна науково-практична конференція «Перспективні напрями розвитку оточеної науки», 13- 17 жовтня 2015 року. – С.50-53.

6. Губинский В. И. Теория пламенных печей / Губинский В. И., Лу Чжун-У. – М. : Машиностроение, 1995.– 255 с.

7. Затопляев Г. М. Теплотехническое испытание нагревательной печи с регенеративными горелками / Затопляев Г. М., Еремин А. О. // Металлургическая и горнорудная промышленность – № 3, 2000. – С. 85 –87.

8. Казанцев Е. И. Промышленные печи / Казанцев Е. И. // М. : Металлургия, 1975. – 368 с.

УТИЛИЗАЦИЯ ТЕПЛОТЫ КОЛОШНИКОВОГО ГАЗА ДЛЯ НАГРЕВА ДОМЕННОГО ГАЗА ПРИ ОТОПЛЕНИИ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ

Карпенко С.А.¹, Грес Л.П.², Науменко А.А.¹,

1 – Концерн «СоюзЭнерго», г. Новомосковск Днепропетровской обл., Украина

2 – Национальная металлургическая академия Украины, г. Днепр, Украина

Аннотация

Рассмотрено влияние влажности доменного газа на параметры его продуктов сгорания. Предложена новая схема утилизации теплоты колошникового газа для нагрева очищенного доменного газа.

Ключевые слова: утилизация, очистка газа, влажность газа, пылеугольное топливо.

Введение

В последнее время, особенно за рубежом, начали широко использовать ПУТ в составе комбинированного дутья. Несмотря на определенные сложности процессов подготовки ПУТ, его транспортировки и распределения по фурмам печи, этот вид топливной добавки является наиболее перспективным и приводит к значительной экономии удельного расхода кокса.

Постановка задачи

Особенностью технологии доменной плавки ПАО «Запорожсталь» является использование горячего агломерата. Раньше, когда в доменных печах использовали природный газ, температура колошникового газа составляла 200-250 °С. При вдувании ПУТ значительно снизился расход холодного кокса (с 503 до 365 кг/т) по отношению к горячему агломерату, что привело к увеличению температуры колошникового газа до 350-400 °С. В связи с этим из-за недостаточного количества воды, расходуемой в системе очистки газа, выросла температура очищенного доменного газа и его влажность соответственно с 45 до 60 °С и с 90,0 до 204,7 г/м³.

При этом теплота сгорания снижается в 1,16 раза, а процентное содержание паров воды в газе увеличивается в 2,84 раза. При этом безвозвратно выбрасывается в атмосферу с продуктами сгорания 15800 м³/ч водяного пара, содержащегося только в доменном газе, на блок ВН одной доменной печи. В связи с этим на газоочистке необходимо компенсировать эти потери добавлением соответствующего количества «свежей» воды.

Снижение теплоты сгорания доменного газа за счет роста его влажности приводит к уменьшению температуры горения газа и соответственно температуры дутья. Расчеты показывают, что при отопле-

нии ВН чистым доменным газом при влажности 65,3 и 204,7 г/м³ температуры дутья будут соответственно 1120 и 1040 °С. В последнем случае для достижения температуры дутья 1200 °С необходимо доменный газ обогащать природным в количестве 16,56 млн. м³/год на одну печь или же подогревать компоненты горения до 200 °С.

Основная часть исследований

Разработана новая система охлаждения колошникового газа с частичной его очисткой от пыли, а также с утилизацией его теплоты для нагрева чистого доменного газа при отоплении ВН (рис. 1) [1].

Колошниковый газ в количестве 220 тыс. м³/ч с температурой 400 °С, давлением 0,115-0,120 МПа и запыленностью 30-35 г/м³ проходит через два газопровода (1) и поступает в пылевой мешок (3). На выходе из него температура газа снижается до 350 °С, а запыленность – до 15 – 20 г/м³. Затем часть газа (120 тыс. м³/ч) через байпас (7) поступает в батарею из 4-6 циклонных теплообменников (10), где охлаждается до 120 – 130 °С, а запыленность снижается до 7 – 10 г/м³. Этот газ смешивается с остальным колошниковым газом и с температурой 220 – 230 °С направляется в систему «мокрой» очистки. На ее выходе запыленность газа составляет около 10 мг/м³ со средней температурой 38 °С, что соответствует 57 г/м³ влажности.

Часть этого газа (120 тыс. м³/ч), необходимого для отопления ВН, направляется в батарею циклонных теплообменников, где нагревается до 180 – 200 °С и через теплоизолированные газопроводы поступают на горелки ВН.

Остальная часть чистого доменного газа попадает в общий коллектор и поступает потребителям. В связи с тем, что газопровод не теплоизолирован, а потребители находятся на достаточно большом расстоянии (300 – 1500 м), значительная часть водяных паров конденсируется и через специальные водоотводчики поступает в систему обратного водоснабжения. Таким образом, необходимо снижать влажность только той части доменного газа, которая используется для отопления ВН.

Основным элементом системы является циклонный теплообменник с вращающимися и атакующими струями (рис. 2). Он располагается на байпасе после сухого скруббера (пылевого мешка).

Циклонный теплообменник представляет собой три коаксиальных цилиндрических оболочки, из которых внутренняя является циклонной камерой (1), промежуточная (2) оборудована отверстиями и представляет собой сопловой аппарат, а в наружной оболочке (3) в ее нижней и верхней частях предусмотрены соответственно подвод холодного (7) и отвод нагретого чистого доменного газа (8).

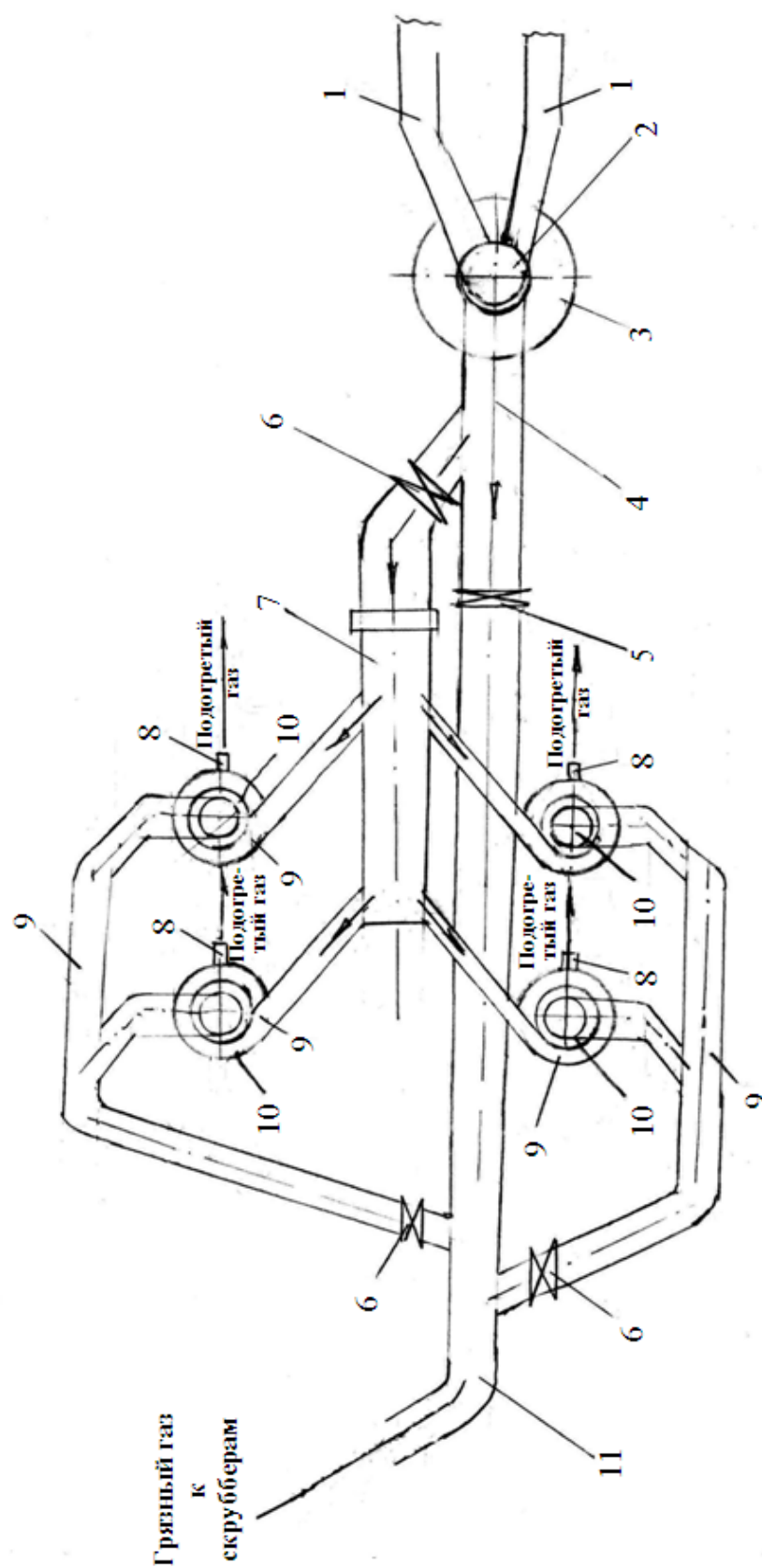


Рис. 1. Схема очистки колошникового газа и нагрева очищенного доменного газа (комплекс доменной печи):
 1 – наклонный газопровод колошникового газа; 2 – отсечной клапан сухого пылеуловителя; 3 – сухой пылеуловитель (пылевой мешок); 4 – тракт колошникового газа; 5 – отсечной клапан; 6 – отделительно-регулирующие клапаны; 7 – байпас; 8 – штуцер подогретого доменного газа; 9 – отводящие газопроводы; 10 – циклонные теплообменники; 11 – газопровод подачи охлажденного колошникового газа на мокрую газоочистку

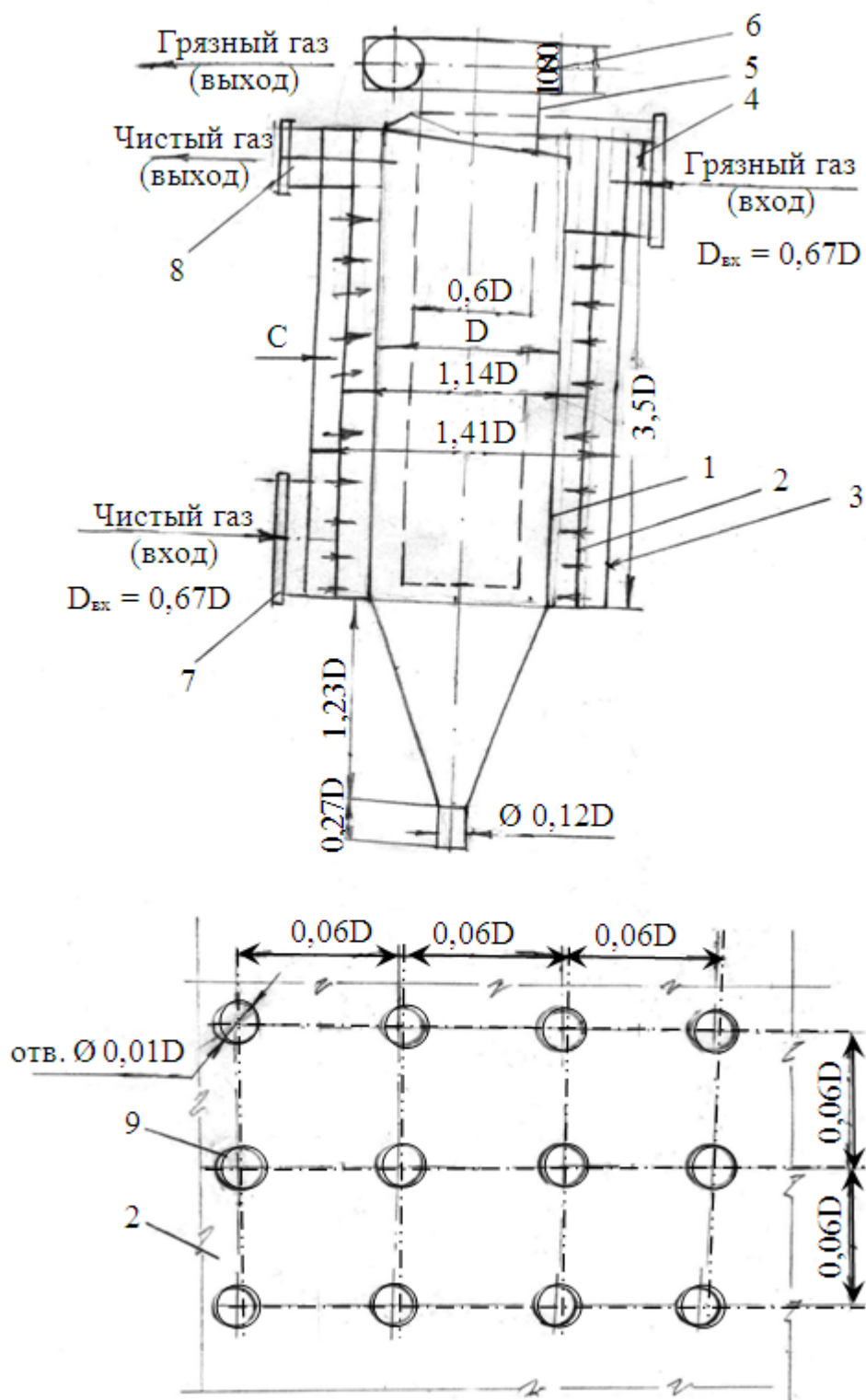


Рис. 2. Схема циклонного теплообменника с вращающимися и атакующими струями: 1 – циклонная камера; 2 – промежуточная оболочка с отверстиями (струйный аппарат); 3 – внешняя оболочка; 4 – штуцер входа колошникового газа; 5 – центральная подъемная труба; 6 – выходная улитка колошникового газа; 7 – входной штуцер доменного газа; 8 – выходной штуцер нагретого доменного газа

Грязный колошниковый газ тангенциально входит в циклонную камеру и при его вращении часть пыли выпадает в приемный патрубок, а газ, поднимаясь вверх по трубе (5), попадает в улиткообразный выход (6) и направляется в систему предварительно очищенного колошникового газа.

Чистый доменный газ поступает противотоком в промежуточную оболочку и, проходя через ее отверстия в виде атакующих струй, омывает оболочку циклонной камеры. Этот газ нагревается за счет теплоты колошникового газа и направляется к горелкам ВН.

Вращательное движение газа в циклонной оболочке и атакующие струи в промежуточной оболочке обеспечивают большие значения коэффициентов теплоотдачи конвекцией от колошникового газа к стенке циклонной оболочки ($\alpha_1 = 430 - 450 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$) и от этой стенки к нагреваемому доменному газу ($\alpha_2 = 180 - 190 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$) [2].

Выполнены расчеты параметров доменного газа и габаритов циклонного теплообменника для следующих начальных условий:

- температуры газа: $t_3 = 47^\circ\text{C}$, $t_{\text{л}} = 53^\circ\text{C}$; $t_{\text{ср}} = 50^\circ\text{C}$; $f_{50} = 115,8 \text{ г}/\text{м}^3$;

- средняя теплота сгорания доменного газа $Q_{\text{н1}}^{\text{р}} = 3166 \text{ кДж}/\text{м}^3$;

- расход нагреваемого доменного газа – $V_{\text{д.г}} = 120000 \text{ м}^3/\text{ч}$;

- расход нагревающего колошникового газа – $V_{\text{к.г}} = 120000 \text{ м}^3/\text{ч}$;

- общий выход колошникового газа с температурой 350°C после пылевого мешка – $V_{\Sigma} = 220000 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Данные расчетов: температура нагрева доменного газа – $180 - 200^\circ\text{C}$; его начальная температура – $t_3 = 36^\circ\text{C}$, $t_{\text{л}} = 42^\circ\text{C}$; $t_{\text{ср}} = 38^\circ\text{C}$; $f_{38} = 57 \text{ г}/\text{м}^3$; $Q_{\text{н2}}^{\text{р}} = 3397 \text{ кДж}/\text{м}^3$.

Габариты циклонного теплообменника: $\text{Ø}_{\text{н}} = 3,5 - 4,8 \text{ м}$; высота цилиндрической части – $H_{\text{ц}} = 7 - 10 \text{ м}$; количество теплообменников – 4 – 6 шт.

В результате внедрения предложенного мероприятия будут получены следующие технические результаты:

- нагрев доменного газа для отопления ВН до $180 - 200^\circ\text{C}$;

- снижение влажности доменного газа с $115,8 \text{ г}/\text{м}^3$ (при использовании градирни) до $57 \text{ г}/\text{м}^3$, что приведет к увеличению теплоты сгорания газа на 8 %;

- учитывая нагрев доменного газа и повышение его теплоты сгорания, возможно увеличение температуры дутья до 1180°C при использовании только доменного газа;

- при увеличении теплоты сгорания доменного газа и сохранении той же тепловой мощности ВН экономия газа составит $70 \text{ млн. м}^3/\text{год}$;

- экономия «свежей» (речной) воды в системе газоочистки доменной печи при снижении влажности газа с $f_1 = 115,8 \text{ г}/\text{м}^3$ до $f_2 = 57 \text{ г}/\text{м}^3$ составит $5600 \text{ т}/\text{год}$.

При этом также улучшается качество очистки доменного газа.

Общий экономический эффект от реализации предложения составит 47 млн. грн/год, а окупаемость – менее одного года.

Это мероприятие может быть использовано в системе «сухой» очистки колошникового газа перед установкой электрофильтра или тканевого фильтра.

Выводы

1. Разработана система утилизации теплоты колошникового газа с использованием циклонного теплообменника с вращающимися и атакующими струями.

2. Внедрение этой системы позволит сэкономить 70 млн. м³/год доменного газа на один блок ВН, увеличить его теплоту сгорания на 8 % и полностью исключить природный газ (16,56 млн. м³/год) при отоплении ВН.

Список литературы

1. Патент 115964, Україна, С 21 В 9/10. Спосіб утилізації теплоти колошникового газу та нагріву чистого доменного газу / Грес Л. П., Карпенко С. А., Науменко А. А., Флейшман Ю. М., опубл. 10.05.2017, Бюл. № 9.

2. Сабуров Э. Н. Аэродинамика и конвективный теплообмен в циклонных нагревательных устройствах. – Л. : Энергия, 1982. – 239 с.

ЭВОЛЮЦИЯ ТЕПЛОТЕХНОЛОГИИ НАГРЕВА МЕТАЛЛА В ПРОИЗВОДСТВЕ СТАЛЬНЫХ ГОРЯЧЕКАТАНЫХ РУЛОНОВ

Курпе А.Г.¹, Шаламов Ю.Н.², Изотов Б.В.¹, Литовчук В.В.¹

1 – ЧАО «ММК ИМ. ИЛЬИЧА», г. Мариуполь, Украина

2 – ГВУЗ «ПГТУ», г. Мариуполь, Украина

Аннотация

Повышение цен на энергоресурсы, а также ужесточение требований к качеству выпускаемой продукции стимулируют процессы модернизации оборудования и совершенствования технологии производства на металлургических предприятиях. В работе описаны этапы развития теплотехнологии нагрева металла при производстве стальных рулонов на непрерывном широкополосном стане горячей прокатки «1700» ММК им. Ильича.

Ключевые слова: нагревательный колодец с центральной горелкой, методическая печь толкательного типа, прямое и обратное редуцирование стальной заготовки, горячий всад слябов, импульсное отопление методической печи.

Введение

Горячекатаная рулонная сталь на комбинате производится в листопрокатном цехе «1700» (ЛПЦ-1700). Проектные производственные мощности цеха составляют 3,6 млн. т в год.

Основным этапом подготовки металла перед прокаткой на непрерывном широкополосном стане «1700» является его нагрев. Для этого в цехе на данный момент установлены рекуперативные нагревательные колодцы с центральной горелкой, три методические печи толкательного типа и современная методическая печь с шагающими балками и импульсной системой отопления.

Развитие технологии нагрева металла в нагревательных колодцах

Традиционная технологическая цепочка производства включала в себя разливку жидкой стали в слитки в сталеплавильных (мартеновском и конвертерном) цехах с последующим их нагревом в нагревательных колодцах, прокатку на обжимном стане 1150, нагрев катанных слябов в методических 4-х зонных толкательных печах и их прокатку на стане «1700» на тонких лист, сматываемый в рулоны массой до 8 т. Одним из основных мероприятий по повышению качества продукции и снижению потребления топлива в нагревательных колодцах стало внедрение технологии нагрева слитков с жидкой сердцевиной [1]. Внедренные режимы нагрева металла с термостатической вы-

держкой, а также внедрение «транзитной»¹ прокатки металла позволили снизить расход природного газа на нагрев металла в колодцах до 18,2 м³/т, а сквозной² удельный расход природного газа до 43,9 м³/т годного.

В связи с внедрением на комбинате 100 %-ой разливки стали на машинах непрерывного литья заготовки (МНЛЗ) в конвертерном цехе, в начале 2015 г. была внедрена и освоена технология производства горячекатаных рулонов из непрерывно-литых слябов толщиной 250 мм. Данная технология получила название – «прямое редуцирование».

В процессе освоения технологии «прямого редуцирования» были разработаны новые схемы посадки слябов в нагревательные колодцы (от 6 до 16 слябов в садке). Нагрев слябов осуществлялся только холодным всадом, из-за этого время нагрева и расход топлива были существенно выше, чем при нагреве слитков. Для отработки технологии был выполнен опытный нагрев сляба с зачеканенными термopарами, результатом которого стало определение оптимальной продолжительности нагрева – 8 – 15 часов в зависимости от количества слябов в садке, а также от тепловой мощности нагревательного колодца.

Для снижения расхода природного газа была опробована технология нагрева слябов с переменной калорийностью смешанного газа, особенностью которой являлось: 1-й этап нагрева (4 – 6 часов) ведется с калорийностью смешанного газа 4,1 МДж/м³, а второй этап (до выдачи слябов) с калорийностью 7,3 МДж/м³. В результате расход природного газа снизился на ~10 м³/т по сравнению с действующей технологией нагрева.

Как и при обработке слитков была внедрена и освоена «транзитная» прокатка слябов.

Внедрение технологии «прямого редуцирования» позволило расширить сортамент производимой продукции, а также повысить качество продукции.

Развитие технологии нагрева металла в методических печах толкательного типа

Традиционно в ЛПЦ-1700 в методических печах толкательного типа проводили нагрев перед прокаткой на стане «1700» катаных слябов толщиной до 180 мм, а после постройки МНЛЗ № 3 в 2006 г. и непрерывно-литых слябов толщиной 150 мм. Отличительной особенностью этих печей является отсутствие монолитной подины в томильной

¹ – прокатка слябов на прокатном стане непосредственно после прокатки на обжимном стане, минуя их нагрев в методических печах

² – под сквозным удельным расходом природного газа понимается отношение объёма природного газа, потребленного во всех теплотехнических агрегатах цеха (нагревательные колодцы, методические печи) за определённый период времени к массе произведённой готовой продукции за тот же период

зоне, т.е. по всей длине печи проводится двухсторонний нагрев металла.

В связи с недостаточной производственной мощностью МНЛЗ №3, которая не способна обеспечить требуемые объемы производства ЛПЦ-1700 и с выводом из эксплуатации нагревательных колодцев, в 2016 г. началось внедрение и освоение технологии нагрева слябов толщиной 250 мм в методических печах №№ 3, 4, 5, которая получила название «обратное редуцирование». Данная технология заключается в том, что после нагрева в методических печах непрерывнолитые слябы толщиной 250 мм передаются реверсом в обжимную клеть, где происходит редуцирование (уменьшение толщины и ширины), а затем полученные слябы (2 крата) передаются либо «транзитом» на стан «1700», либо на адьюстаж для последующего повторного нагрева в печах. Для ее реализации была произведена реконструкция нагревательных печей – усилена конструкция глиссажных труб и разработаны технологические режимы нагрева и прокатки металла.

Для снижения расхода топлива при нагреве металла на нагревательных печах был внедрен ряд мероприятий. Проведены работы по увеличению доли металла посаженного в печи горячим всадом и по стабилизации калорийности смешанного газа подаваемого на горелочные устройства печей. Внедрена технология нагрева металла с отключенными горелочными устройствами во 2-ой сварочной зоне печей. Для улучшения газодинамического движения печных газов под пережимом между 1-ой и 2-ой сварочными зонами установлена перегородка. Реализация данных мероприятий позволила снизить удельный расход природного газа более чем на $10 \text{ м}^3/\text{т}$. Для данных печей разработана и внедрена модель нормирования топлива [2], при разработке которой был использован расчетно-статистический метод. Она является одним из инструментов для анализа потребления ТЭР и разработки энергосберегающих мероприятий.

Методическая печь типа «Digit@l» -

высокоэффективный современный теплотехнический агрегат

В 2008 г. в ЛПЦ-1700 на месте нагревательных печей №№ 1, 2 была построена методическая печь типа «Digit@l» конструкции фирмы «Stein Heurtey» (ныне «Fives Stein») с импульсной системой отопления. Данный агрегат не имеет аналогов в Украине. Главной его особенностью является импульсная система отопления.

Методическая печь стана «1700» представляет собой печной агрегат с шагающими балками длиной 51,7 м и шириной 11,15 м «в свету» и максимальной производительностью на холодном всаде металла 350 т/ч. Печь имеет плоский свод, а горелки установлены в боковых стенах. По функциональному назначению печь можно разделить на следующие зоны: рекуперативную зону, зону предварительного на-

грева, две сварочные зоны и томильную зону. Печь отапливается смешанным природно-доменным газом калорийностью $10,5 \text{ МДж/м}^3$ или природным газом калорийностью $33,6 \text{ МДж/м}^3$. В печи установлены 44 горелки с широкой разверткой пламени, которые позволяют достигать низких показателей по NO_x . Горелки располагаются над и под уровнем балок и объединены в 22 зоны автоматического регулирования. Индивидуальный контроль каждой горелки дает возможность выбора оптимальной траектории нагрева для каждого сляба.

После длительной консервации, в 2017 г. печь была введена в эксплуатацию. Разработанные режимы тепловой работы печи при импульсном отоплении на основе созданной математической модели [3, 4] позволяют производить горячекатаную рулонную сталь из слэбов различных исходных размеров. Для вывода печи на проектные показатели ведутся работы по наладке горелочных устройств, разработке оптимальных режимов нагрева металла и запуск «Уровня 2» автоматической системы управления нагревом металла и тепловой работы печи, основанного на принципе «искусственного интеллекта». Для снижения расхода топлива проводится опытно-промышленное опробование нагрева заготовок оптимизированного сортамента, а также реализация мероприятия по нагреву металла смешанным газом пониженной калорийности ($8,8 \text{ МДж/м}^3$).

Дальнейшее развитие технологии производства связано с реализацией инвестиционных проектов в ЛПЦ-1700 по установке реверсивной клетки вместо группы черновых клеток, коил-бокса, 30 тонной моталки для смотки горячекатаных рулонов, а также постройкой в конвертерном цехе двухручьевого машины непрерывного литья заготовок № 4.

Выводы

Общемировая тенденция по уходу от разливки стали в изложницы определяет состав и особенности теплотехнического оборудования прокатных цехов – нагревательные колодцы вытесняются методическими печами; ширина методических печей увеличивается для увеличения длины нагреваемой заготовки; для импульсного отопления методических печей используется сводовая и боковая компоновка горелок, определяющая их новый характерный профиль – плоский свод; для футеровки печей применяются современные огнеупорные и теплоизоляционные материалы на основе наливных и набивных бетонов и волокнистых материалов.

Дальнейшее повышение энергоэффективности производства проката в ЛПЦ-1700 связано с установкой современного оборудования, как непосредственно на участке печей, так и на смежных переделах, что позволит обеспечить загрузку печей крупнотоннажными слэбами массой до 30-т.

Список литературы

1. Шебаниц Э. Н. Совершенствование технологии нагрева слитков с повышенной энтальпией / Э. Н. Шебаниц, Н. И. Омеляненко, А. К. Харин, А. С. Безчерев, Е. Н. Огурцов, Б. В. Изотов // Сталь. – 2007. – № 3.
2. Курпе А. Г. Разработка и внедрение модели нормирования расхода топлива а методических печах стана 1700 в рамках функционирования системы энергетического менеджмента ISO 50001:2011 / А. Г. Курпе, Б. В. Изотов, А. И. Лаштун, Е. Ю. Коткова, С. Д. Негрий //Металл и литье Украины. – 2017. – № 1 (284). – С. 35–42.
3. Изотов Б. В. Исследование оптимального числа зон теплового регулирования методической печи / Б. В. Изотов, Ю. Н. Шаламов, А. С. Безчерев, И. Л. Безчерева // Бюллетень «Черная металлургия». – 2009. – № 11. – С. – 65–68.
4. Изотов Б. В. Математическое моделирование тепловой работы методической печи с импульсным отоплением / Б. В. Изотов, Ю. Н. Шаламов, А. С. Безчерев // Вісник ПДТУ : Зб. наук. пр. – Вип. 19. – 2009. – С. 228 – 232.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ РАБОТЫ ГАЗОВОГО ИНЖЕКТОРА ДЛЯ УПРАВЛЕНИЯ РЕЦИРКУЛЯЦИЕЙ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ В КАМЕРНОЙ ТЕРМИЧЕСКОЙ ПЕЧИ С НЕПОДВИЖНЫМ ПОДОМ

Мных И.Н.

Запорожская государственная инженерная академия, г. Запорожье, Украина

Аннотация

В работе проведены исследования параметров работы инжектора, обеспечивающего массовую кратность инъекции $n=10$. Подобраны оптимальные диаметр рабочего сопла и диаметр смесителя.

Ключевые слова: камерная печь, инжектор, коэффициент возврата, кратность рециркуляции.

Введение

Для импульсно-реверсивного способа отопления термических печей актуальной является разработка надежной системы подачи газа из сопел, обеспечивающей реверс в печи. На основании этого разработана реконструкция камерной термической печи [1], в которой благодаря размещению сопел подачи возврата напротив горелок обеспечивается реверс продуктов сгорания, увеличивается суммарная кратность рециркуляции и скорость теплоносителя в печи. Поскольку продукты сгорания в печи достигают $900\text{ }^{\circ}\text{C}$, то транспортировку возврата осуществляют не дымососом, а инжектором. Предлагаемая конструкция печи обеспечивает непрерывную подачу топливо-воздушной смеси в период нагрева, и импульсно-реверсивную подачу теплоносителя в период выдержки.

Постановка задачи

Инжектор в камерной термической печи выполняет роль нагнетателя, позволяющего подать большое количество газа сравнительно невысокого давления за счет энергии небольшого количества газа высокого давления. Воздух под давлением выпускают в инжектор, где к нему примешивается возврат, который засасывается инжектором через рабочую часть трубы (рис. 1).

Инжектор имеет следующие конструктивные элементы: сопло высоконапорного (инжектирующего) газа (воздух), сопло низконапорного (инжектируемого) газа (возврат), смесительная камера и, обычно, диффузор.

Необходимо подобрать оптимальные геометрические параметры инжектора, которые обеспечат минимальное разбавление возврата рабочим воздухом, чтобы не снизить температуру, и иметь возможность

достичь максимального расхода и давления подаваемого возврата при этой температуре.

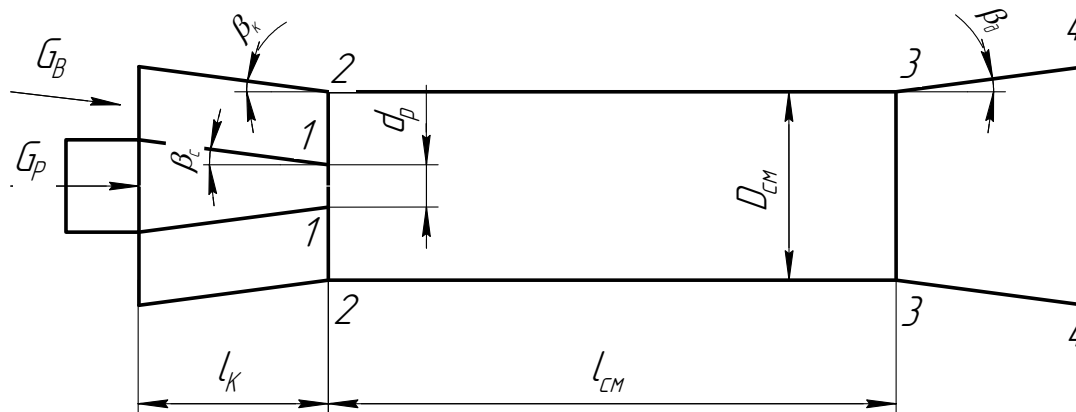


Рис. 1. Схема инжектора:

G_p – расход рабочей среды (воздуха); G_B – расход возврата;
 β_c – угол сужения рабочего сопла; β_k – угол сужения конфузора;
 β_o – угол раскрытия диффузора; d_p – диаметр рабочего сопла;
 D_{cm} – диаметр смесителя

Для расчёта инжектора пользовались методикой, описанной в [2].

Заданы характеристики рабочей среды (T_p , ρ_{0p}), характеристики инжектируемой среды (P_w , T_w , ρ_{0w}) и максимальное количество смеси V_{0cm} , а также необходимое повышение давления инжектируемой среды ΔP_{cm} , которое представляет собой полное сопротивление по тракту смеси плюс скоростное давление, с которым смесь подают.

Целью являлось определить оптимальную площадь смесителя F_{cm} и давление рабочей инжектирующей среды ΔP_p , которые будут обеспечивать кратность инжекции $n = 10$ и необходимое повышение давления инжектируемой среды ΔP_{cm} при разном коэффициенте возврата m .

Изложение результатов исследования

На рис. 2 представлена зависимость скорости возврата исходящего из сопла от коэффициента возврата m при $T_c=1373$ К и $T_g=1085$ К.

Видно, что при увеличении коэффициента возврата от минимального до максимального значения скорость истечения возврата из сопла увеличивается в 4,8 раз.

На рис. 3 представлены результаты расчётов в виде зависимостей потери давления, динамического давления и необходимого повышения давления при подаче возврата от коэффициента возврата m при $T_c=1373$ К и $T_g=1085$ К.

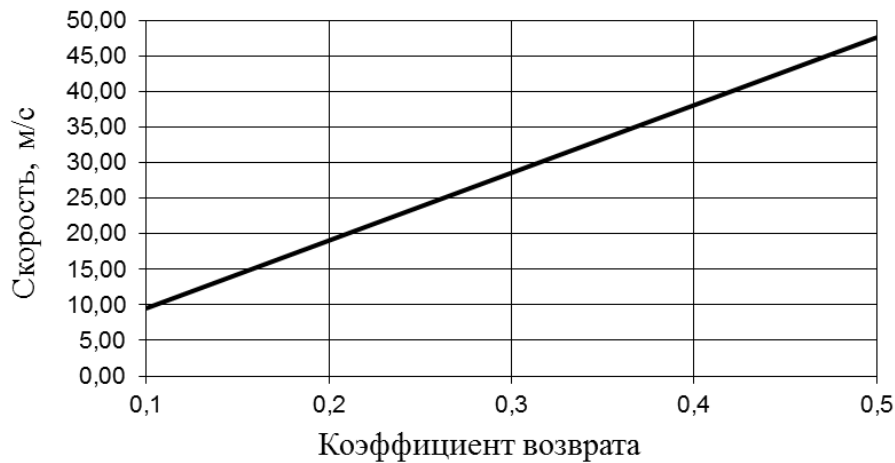


Рис. 2. Зависимость скорости возврата исходящего из сопла от коэффициента возврата при $T_c=1373$ К и $T_e=1085$ К

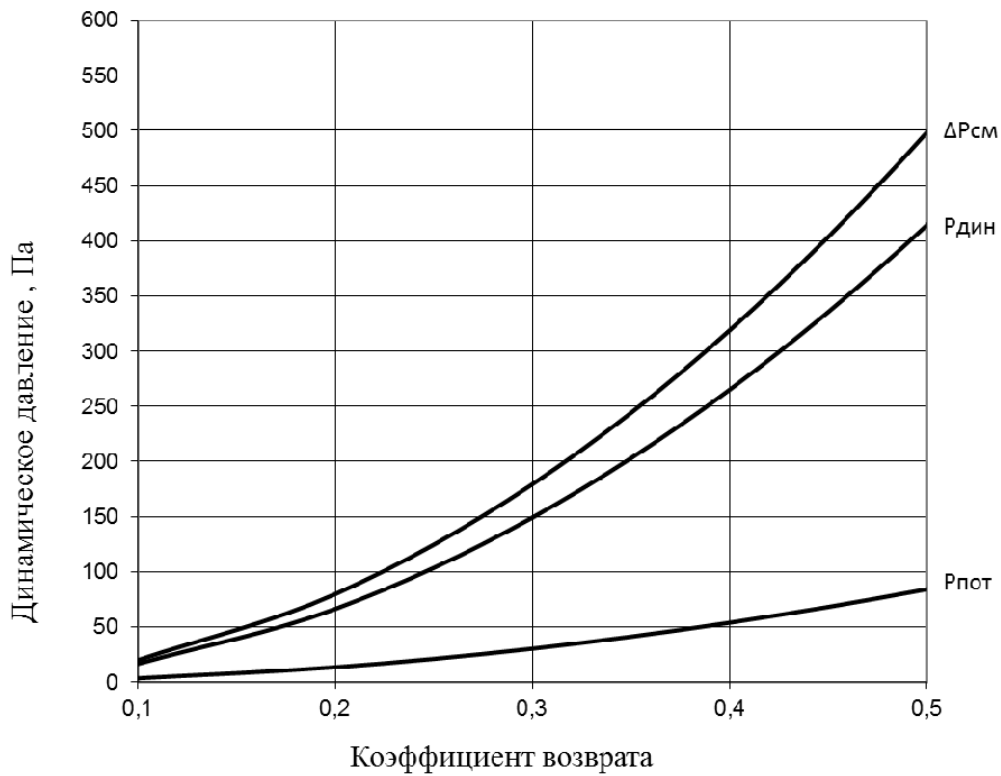


Рис. 3. Зависимость потери давления, динамического давления и необходимого повышения динамического давления возврата от коэффициента возврата m при $T_c=1373$ К и $T_e=1085$ К

Потери давления $P_{пот}$ и динамическое давление $P_{дин}$ возрастают пропорционально росту m . При $m = 0,5$ необходимое повышение давления инжектируемой среды $\Delta P_{см}$ достигает 500 Па.

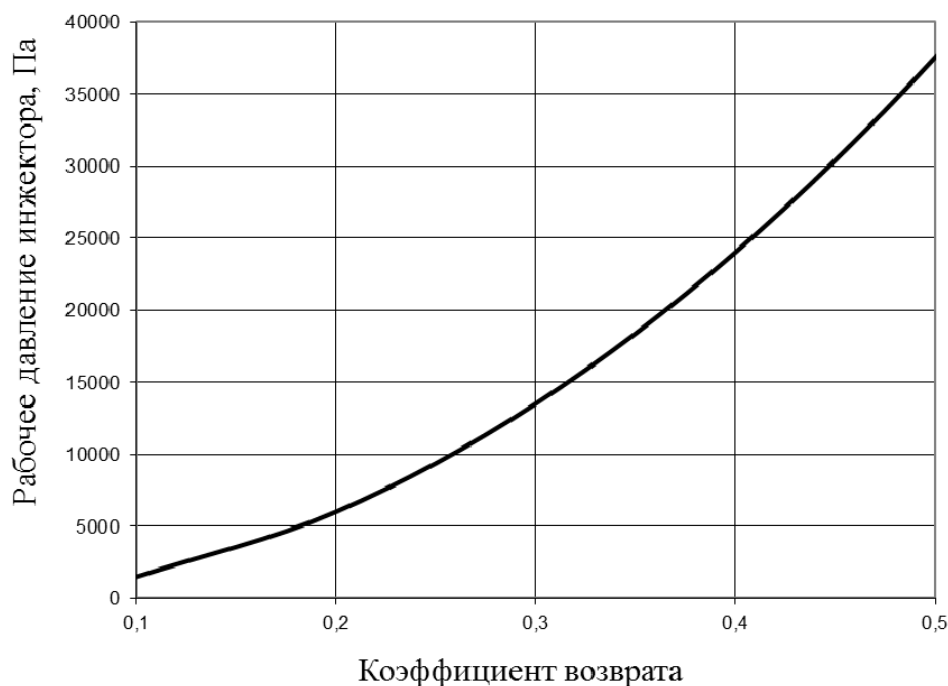


Рис. 4. Зависимость необходимого повышения давления рабочей инжектирующей среды от коэффициента возврата m

Видно, что при увеличении коэффициента возврата m необходимо резкое увеличение рабочего давления воздуха ΔP_r , которое может достигать 40 кПа.

Выводы

Расчеты показали, что для обеспечения кратности инъекции $n = 10$ оптимальные диаметр рабочего сопла составляет 40 мм, диаметр смесителя 295 мм (принимая 300 мм). При таком коэффициенте инъекции температура смеси возврата составит 812 °С.

Рекомендуемый коэффициент возврата m составляет от 0,2 до 0,3. При этом скорость истечения возврата из сопла будет варьироваться в пределах $\approx 19 \div 29$ м/с. Этот m обеспечивается при рабочем давлении воздуха 13,2 кПа. В рекомендуемом интервале m кинетическая энергия струи возврата обеспечит преодоление сопротивления по траектории движения возврата.

Список литературы

1. Камерна термічна піч [Текст] : пат. 68022 Україна : МПК F 27 В 3/02 / Яковлева І. Г., Мних І. М., Барищенко О. М. ; заявник і патентовласник Запорізька державна інженерна академія. – № u201110574 ; заявл. 01.09.2011 ; опубл. 12.03.2012, Бюл. № 5. – 2 с.
2. Василькова, С. Б. Расчёт нагревательных и термических печей [Текст] : Справ. изд. / С. Б. Василькова, М. М. Генкина, В. Л. Гусовский и др. – М. : Металлургия, 1983. – 480 с.

ОЦЕНКА ВОЗМОЖНОСТИ РАВНОМЕРНОГО ТЕПЛО ВЫДЕЛЕНИЯ ПО ДЛИНЕ «ТЕМНОГО» ТРУБЧАТОГО ИЗЛУЧАТЕЛЯ

*Пикашов В.С., Троценко Л.Н., Великодный В.А.,
Виноградова Т.В., Савран Н.В.*

Институт газа Национальной академии наук Украины г.Киев, Украина

Аннотация

Приведены способы создания равномерности лучистого теплового потока от протяженных излучающих труб с отражающими экранами в системах обогрева больших по высоте и длине помещений и других объектов. Предложено два способа. Первый – покрывать участки протяженной трубы составами с различной излучательной способностью, увеличивающейся к концу трубы соответственно с падением температуры газового теплоносителя и поверхности трубы. Второй способ заключается в покрытии поверхности трубы чередующимися кольцами с максимальной $\epsilon_{\max}$ и минимальной $\epsilon_{\min}$ излучательными способностями, причем, доля покрытия поверхности трубы с $\epsilon_{\max}$ увеличивается к концу трубы, а с $\epsilon_{\min}$ – уменьшается.

Ключевые слова: лучистый обогрев, протяженные излучательные трубы, большие по длине и высоте помещения и объекты, покрытия с различной излучательной способностью.

Введение

Принцип лучистого обогрева и отопления объектов известен давно [1]. За последнее время технология лучистого отопления и обогрева интенсивно развивается и стала широко использоваться в различных сферах деятельности человечества, в том числе направленного обогрева рабочих мест, различных объектов и отопления помещений. Большинство известных конструкций такого отопления используют природный газ и имеют ограниченную длину. Их недостатком является то, что большие помещения необходимо оснащать соответствующим количеством обогревателей, каждый из которых имеет вентилятор, автоматику розжига, контроля и регулирования пламени, разветвленную систему газовых трубопроводов, электроразводки и дымоудаления. Перспективной технологией является отопление больших помещений и нагрев объектов протяженными трубами с выносной топкой, в которой возможно сжигать не только природный газ, но и доменный, коксовый, газогенераторный, жидкие виды топлива, древесину, торф и т.п.

Сдерживающим фактором широкого применения протяженных излучающих труб является снижение теплового потока по их длине в результате охлаждения теплоносителя по ходу его продвижения по трубам.

Авторами разработана, прошла промышленные испытания и успешно эксплуатируется более 10 лет система лучистого обогрева же-

лезнодорожных вагонов с рудой для ее размораживания в зимнее время на Побужском ферроникелевом комбинате [2]. Размораживатель состоит из 2-х тепляков длиной по 100 м для 2-х составов по 6 вагонов, отдельного помещения для размещения 2-х топок на природном газе, щитовых, систем автоматики и обслуживающего персонала. Рабочий контур представляет собой 6 труб по 90 м: по две с экранами с боков вагонов и снизу между колесами. Из них 3 трубы подключены к теплогенератору и 3 трубы обратного потока с частично охлажденным теплоносителем.

Недостатком системы остается неравномерность температур и лучистых потоков по длине труб и запаздывание размораживания последних вагонов.

Известен российский патент [3], в котором падение температуры газового теплоносителя по длине протяженных труб компенсируют подпиткой его свежими продуктами сгорания с более высокой температурой. С этой целью дополнительно устанавливают камеры сгорания. Упомянутый способ может обеспечить относительную равномерность температур по длине труб, но дополнительное использование камер сгорания делает систему дорогой и сложной в эксплуатации.

Постановка задачи

Целью данной работы является обеспечение простым и дешевым способом равномерности плотности лучистого потока q по длине протяженных труб, который изменяется вследствие охлаждения газового теплоносителя и, соответственно, падения температуры поверхности протяженных труб системы лучистого отопления больших по длине и ширине помещений и объектов.

Решение поставленной задачи

Равномерность плотности лучистого потока по длине излучающей поверхности трубы предлагаем достичь за счет повышения излучательной способности ε определенного участка в зависимости от падения температуры теплоносителя и, соответственно, поверхности трубы. Докажем справедливость этого утверждения [4]. Условно разбиваем трубу на n участков. Согласно закону Стефана-Больцмана плотности лучистых потоков, начиная от входа теплоносителя для первого участка, второго, третьего, ... i -го и последнего n составляют:

$$q_1 = \varepsilon_1 \sigma_0 T_1^4, \text{ Вт/м}^2; \quad (1)$$

$$q_2 = \varepsilon_2 \sigma_0 T_2^4, \text{ Вт/м}^2; \quad (2)$$

$$q_3 = \varepsilon_3 \sigma_0 T_3^4, \text{ Вт/м}^2; \quad (3)$$

$$q_i = \varepsilon_i \sigma_0 T_i^4, \text{ Вт/м}^2; \quad (4)$$

$$\dots\dots\dots q_n = \varepsilon_n \sigma_0 T_n^4, \text{ Вт/м}^2, \quad (5)$$

где $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3 \dots \varepsilon_i \dots \varepsilon_n$ – излучательная способность перечисленных участков; $T_1, T_2, T_3 \dots T_i \dots T_n$ – средняя по участку температура, К ; σ_0 – константа излучения абсолютно черного тела, Вт/м²К⁴.

Поскольку в соответствии с заданными условиями

$$q_1 = q_2 = q_3 = \dots q_i = \dots q_n \quad (6)$$

ε последующих участков по отношению к ε_1 будут:

$$\varepsilon_2 = \varepsilon_1 T_1^4 / T_2^4; \quad (7)$$

$$\varepsilon_3 = \varepsilon_1 T_1^4 / T_3^4; \quad (8)$$

$$\dots \dots \dots \varepsilon_i = \varepsilon_1 T_1^4 / T_i^4; \quad (9)$$

$$\dots \dots \dots \varepsilon_n = \varepsilon_1 T_1^4 / T_n^4. \quad (10)$$

Учитывая, что $T_1 > T_2 > T_3 > \dots > T_i \dots > T_n$, из уравнений (7 – 10) можно сделать вывод, что $\varepsilon_1 < \varepsilon_2 < \varepsilon_3 < \dots < \varepsilon_i \dots < \varepsilon_n$, то есть ε покрытия каждого последующего участка, начиная от входа теплоносителя, увеличивают согласно приведенным зависимостям.

Другой способ создания равномерности теплового потока от протяженной излучающей трубы состоит в покрытии ее поверхности чередующимися кольцами с максимальной $\varepsilon_{\max}$ и минимальной $\varepsilon_{\min}$ излучающими способностями, причем, доля покрытия с $\varepsilon_{\max}$ увеличивается к концу трубы по ходу теплоносителя, а $\varepsilon_{\min}$ – уменьшается. Для определения площади колец с покрытием $\varepsilon_{\max}$ и $\varepsilon_{\min}$ условно разбиваем трубу на n участков с площадью f. На последний участок n полностью наносим покрытие с $\varepsilon_{\max}$, у которого минимальная температура T_n . Лучистый тепловой поток от него:

$$Q_n = \varepsilon_{\max} f \sigma_0 T_n^4, \text{ Вт.} \quad (11)$$

Поток от i – го участка:

$$Q_i = \varepsilon_{\min} f_{\min} \sigma_0 T_i^4 + \varepsilon_{\max} f_{\max} \sigma_0 T_i^4, \text{ Вт,} \quad (12)$$

где $f_{\min}$ и $f_{\max}$ – площади с покрытиями соответственно $\varepsilon_{\min}$ и $\varepsilon_{\max}$; T_i – средняя температура i-й площади. Согласно условий:

$$Q_n = Q_i, \quad (13)$$

тогда

$$\varepsilon_{\max} f T_n^4 = \varepsilon_{\min} f_{\min} T_i^4 + \varepsilon_{\max} f_{\max} T_i^4, \quad (14)$$

поскольку

$$f_{\max} = f - f_{\min} \quad (15)$$

с учетом (15) уравнение (14) имеет вид:

$$\varepsilon_{\max} f T_n^4 = \varepsilon_{\min} f_{\min} T_i^4 + \varepsilon_{\max} (f - f_{\min}) T_i^4. \quad (16)$$

После преобразований:

$$f_{\min} = \varepsilon_{\max} f (T_i^4 - T_n^4) / (\varepsilon_{\max} - \varepsilon_{\min}) T_i^4. \quad (17)$$

Для подтверждения принятой теории были проведены эксперименты на лабораторной установке двух предложенных способов. Установка представляла собой трубу диаметром 90 мм и длиной 6 м, над которой был расположен полусферический экран. Измеряли температуру теплоносителя на входе и выходе, а также контактной термопарой температуру поверхности трубы. Под трубой измеряли тепловые потоки на расстоянии от 0,1 до 1,5 м. В качестве покрытий согласно первому способу использовали краску на основе сажи, сурика и алюминия, во втором – на основе сажи и алюминия. Полученные результаты с точностью $\pm 15\%$ подтвердили предложенную теорию.

Выводы

1. Предложены два способа обеспечения равномерного лучистого обогрева протяженными трубами больших помещений и объектов с помощью покрытий труб с различной излучательной способностью.

2. Использование таких труб позволяет применять для получения теплоносителя выносную топку, отапливаемую различными видами топлива: газовым, жидким и твердым, в том числе альтернативными видами топлива.

Список литературы

1. Мачкаши А. Лучистое отопление / Мачкаши А., Батхиди Л. / М. : Стройиздат, 1985. – 464 с.
2. Пикашов В. С. Эффективный способ обогрева смерзшихся грузов в железнодорожных вагонах и отопления производственных помещений / Пикашов В. С., Троценко Л. Н. // Экотехнология и ресурсосбережение. – 2006. – № 6. – С. 76–79.
3. Пат. 2246663 РФ, МПК⁷; F23D 14/12, 2002. Способ лучистого отопления помещений / Карасевич А. М., Крейнин Е. В. – Оpubл. 20.02.2005
4. Патент на винахід 109093 Україна, МПК F23D 14/12, F28F 13/18, B05D 1/38. Спосіб інфрачервоного радіаційного опалення великих приміщень та нагріву об'єктів / Пікашов В. С., Великодний В. О., Троценко Л. М., Виноградова Т. В., Правило С. В. (Україна); заявник та патентовласник Інститут газу НАН України. – № а 201407937; заявл. 14.07.2014; опубл. 10.07.2015, Бюл. № 13. – 4 с.
5. Патент на винахід 112391, МПК F 14/12 (2006/01), F13/18 (2006/01), B05D 1/38 (2006/01) Спосіб інфрачервоного радіаційного опалення приміщень та нагріву поверхонь / Пікашов В. С., Великодний В. О., Троценко Л. М., Виноградова Т. В., Правило С. В. (Україна); а 201508240; заявл. 20.08.2015; опубл. 11.07.2016 Бюл. № 13. – 4 с.

КОМПЛЕКСНАЯ МОДЕРНИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ ВРАЩАЮЩИХСЯ ПЕЧЕЙ ДЛЯ ОБЖИГА ИЗВЕСТИ

Троценко Л.Н., Пикашов В.С., Стративнов Е.В.

Институт газа НАН Украины, Киев, Украина

Аннотация

В статье показан опыт комплексной модернизации системы отопления вращающихся печей, включающий установку горелки с регулируемыми параметрами факела, воздухоборника специальной конструкции, устройств для поворота и перемещения горелки и системы автоматики. Приведены данные моделирования воздушных потоков в рабочем пространстве и данные промышленных испытаний новой системы отопления на действующих печах. За счет регулирования длины и формы факела и организованной подачи воздуха в печь удалось обеспечить оптимальное распределение температур по длине и сечению барабана и увеличить теплоотдачу на материал. Это позволило уменьшить несимметричность подвода тепла к материалу, улучшить условия прокали мелкой фракции и повысить качество готовой извести.

Ключевые слова: вращающаяся печь, факел, интенсивность теплоотдачи.

Введение

В условиях постоянного роста цен на энергоносители важным и необходимым условием проведения успешной и эффективной модернизации печного оборудования является экономия энергоресурсов при улучшении технологических показателей и качества готового продукта. Для вращающихся печей представляется эффективным использование оборудования, максимально учитывающего специфику их тепловой работы с возможностью регулирования технических характеристик в широком диапазоне.

Постановка задачи

Совпадение положения максимума теплоотдачи факела с местом максимального теплопотребления является признаком его эффективной работы в печи. В связи с этим перспективным является использование горелок с переменными параметрами факела, обеспечивающих стабильное горение и полное сжигание топлива в пределах рабочего пространства при регулировании формы и длины факела.

Решение поставленной задачи

Вращающиеся печи для обжига извести металлургического комбината «Азовсталь» имели две однопроводные горелки, из которых основная горелка установлена по оси барабана, вспомогательная – ближе к поверхности шихты. Глубина и наклон этих горелок в рабочем пространстве регулировались вручную. Печи имели следующие характеристики: общий расход природного газа 3000 – 3800 м³/ч; диа-

метр и длина барабана 3,6 и 75 м соответственно; рабочая температура в зоне обжига 1250 – 1300 °С.

При модернизации системы отопления известеобжиговых вращающихся печей металлургического комбината «Азовсталь» необходимо было учитывать не только неоднородность прогрева слоя шихты, но и низкую теплопроводность и теплоемкость известняка и извести. Поэтому важно было обеспечить максимально возможную длину высокотемпературной зоны и равномерное распределение греющих газов в поперечном сечении барабана для достаточного прогрева свободной части футеровки без ухудшения условий подвода тепла к свободной поверхности шихты. Эта задача усложнялась тем, что весь воздух на горение поступал из холодильника печи.

Нагретый в холодильнике воздух подавался непосредственно в рабочее пространство снизу через горловину холодильника и двумя рукавами выше оси печи. Нагретый воздух, подаваемый рукавами, поднимался вверх, а воздух из горловины охладителя под действием тяги оставался в нижней части рабочего пространства. Воздух и газ плохо перемешивались, процесс горения затягивался, и зона высоких температур смещалась в сторону загрузочного конца печи.

Для управления процессами горения и формирования заданных характеристик факела в Институте газа НАН Украины были разработаны и установлены на известеобжиговых печах комбината горелки модели ГУРФ-30 с встроенным запально-защитным устройством (ЗЗУ), сменными газовыми соплами для подбора оптимальных длины и угла раскрытия факела, устройством стабилизации пламени и охлаждения корпуса горелки.

Горелки ГУРФ-30 обеспечивают диффузионный факел: сгорание газа осуществляется в рабочем пространстве по мере его смешения с воздухом, поступающим из холодильника. Самый длинный факел формируется при истечении природного газа в печь через центральное сопло, когда создаются условия замедленного смешения на границе струй газа и воздуха. Короткий факел – при истечении топлива через боковые отверстия в сопловой головке горелки отдельными струями под углом к потоку воздуха, что реализует условия наилучшего смешения газа с воздухом. Максимальный угол раскрытия факела в этих горелках составляет 60 – 80°.

Уровень установки и наклон горелки относительно оси барабана изменялся с помощью специальных роликовых механизмов, установленных на стойке и торцевой стене разгрузочной головки печи.

В качестве ЗЗУ использовали разработанную в Институте газа НАН Украины горелку ЗЗИГ-15 номинальной тепловой мощностью 15 кВт, предназначенную для сжигания природного газа низкого и среднего давления с коэффициентом рабочего регулирования тепловой мощности 15. При общей длине ~ 7000 мм и диаметре 38 мм ЗЗУ с

электродами розжига и контроля пламени встраивалось в воздушной полости горелки шириной 42 мм. Розжиг и отключение ЗЗУ осуществлялся автоматически с помощью блока автоматического управления БАУ «Вега-5».

Для формирования организованного потока воздуха в откатной головке печи был установлен воздухохоборник [1] в виде цилиндра с диаметром, перекрывающом отверстие для подачи воздуха (рис. 1), ограничивающй движение струй воздуха в верхнюю часть печи.

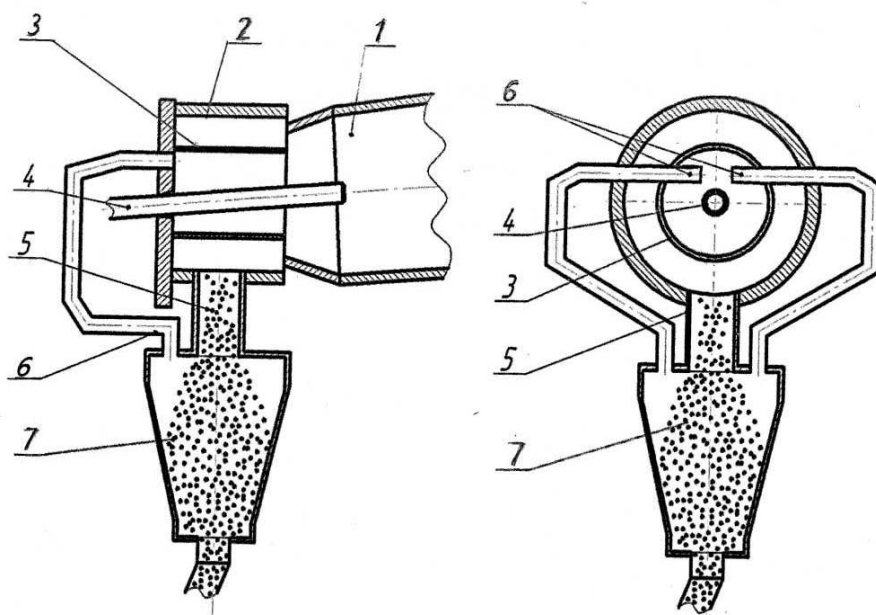


Рис. 1. Конструкция разгрузочного конца вращающейся печи с воздухохоборником: 1 – вращающийся барабан печи, 2 – откатная (разгрузочная) головка печи, 3 – воздухохоборник, 4 – горелка, 5 – горловина холодильника, 6 – воздушные рукава, 7 – холодильник

Результаты компьютерного (CFD) моделирования потоков в объёме печи на начальном участке длиной 15 м от разгрузочного конца до и после модернизации горелочного узла откатной головки печи показан на рисунке 2.

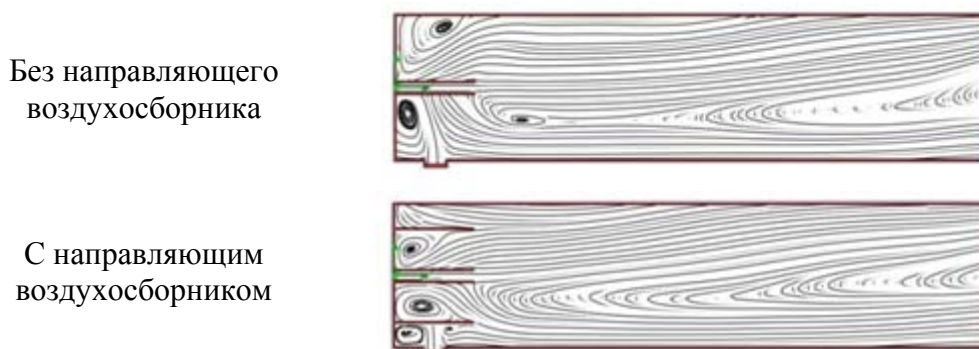


Рис. 2. Газо-воздушные потоки в продольном сечении печи

На рисунке видно, что после модернизации внутри воздушного сборника образуются обратные токи и завихрения воздуха, обеспечивающие формирование организованного и равномерно распределенного потока газозвушной смеси внутри барабана в зоне горения. Это улучшает смешение воздуха с топливом. При этом на практике получен более компактный факел, исключающий контакт раскаленных печных газов с футеровкой и материалом. Перегрев свободной поверхности кладки в верхней части барабана и пережег отдельных кусков материала на свободной поверхности слоя в высокотемпературной зоне был сведен к минимуму.

После замены горелочного устройства была полностью изменена и его система газо- и воздушноснабжения. Подводящий газопровод был оборудован узлом учета расхода газа, дополнительными блокировками и регулятором давления газа на подводе к газозвушной рампе.

Система управления работой печи представляла собой комплекс автоматизированных систем безопасности, автоматического регулирования тепловой мощности печи и ручного управления длиной факела. Система автоматического регулирования тепловой мощности печи реализована на базе микропроцессорного программируемого контроллера. Для наглядного представления хода технологического процесса было предусмотрено автоматизированное рабочее место (АРМ) на базе персонального компьютера. Обжигальщику предоставлялась информация о текущих расходах газа и вентиляторного воздуха, о соотношении расходов воздуха и газа, он мог переключать режимы автоматического управления соотношением воздух/газ, управлять расходами воздуха и газа, положением исполнительного механизма газа. При необходимости обжигальщик мог просмотреть архив технологических параметров.

Для косвенного определения длины факела и тепловыделения в рабочем пространстве печи выполнены сравнительные замеры распределения температуры по наружной поверхности брони барабана печи до и после модернизации печи с помощью бесконтактного [2].

Результаты замеров температур вдоль брони барабана (рис. 3) показали, что до модернизации имелся пик температуры 380 – 390 °С, а, значит, максимум тепловыделения на расстоянии ~ 14 м от среза барабана, а в загрузочном конце барабана температура составляла 170 – 180 °С. Производительность печи по готовой извести в этот период составляла 14,5 т/ч.

После модернизации температура на протяжении всей зоны обжига не имела явно выраженной неравномерности, снижаясь на выходе из барабана до 90 – 120 °С. Производительность печи по готовой извести в этот период составляла 16,4 т/ч. Это дает возможность сделать вывод, что после проведенной модернизации по полезно ис-

пользованное тепло на нагрев материала в печи, а значит, и КПД печи, увеличились.

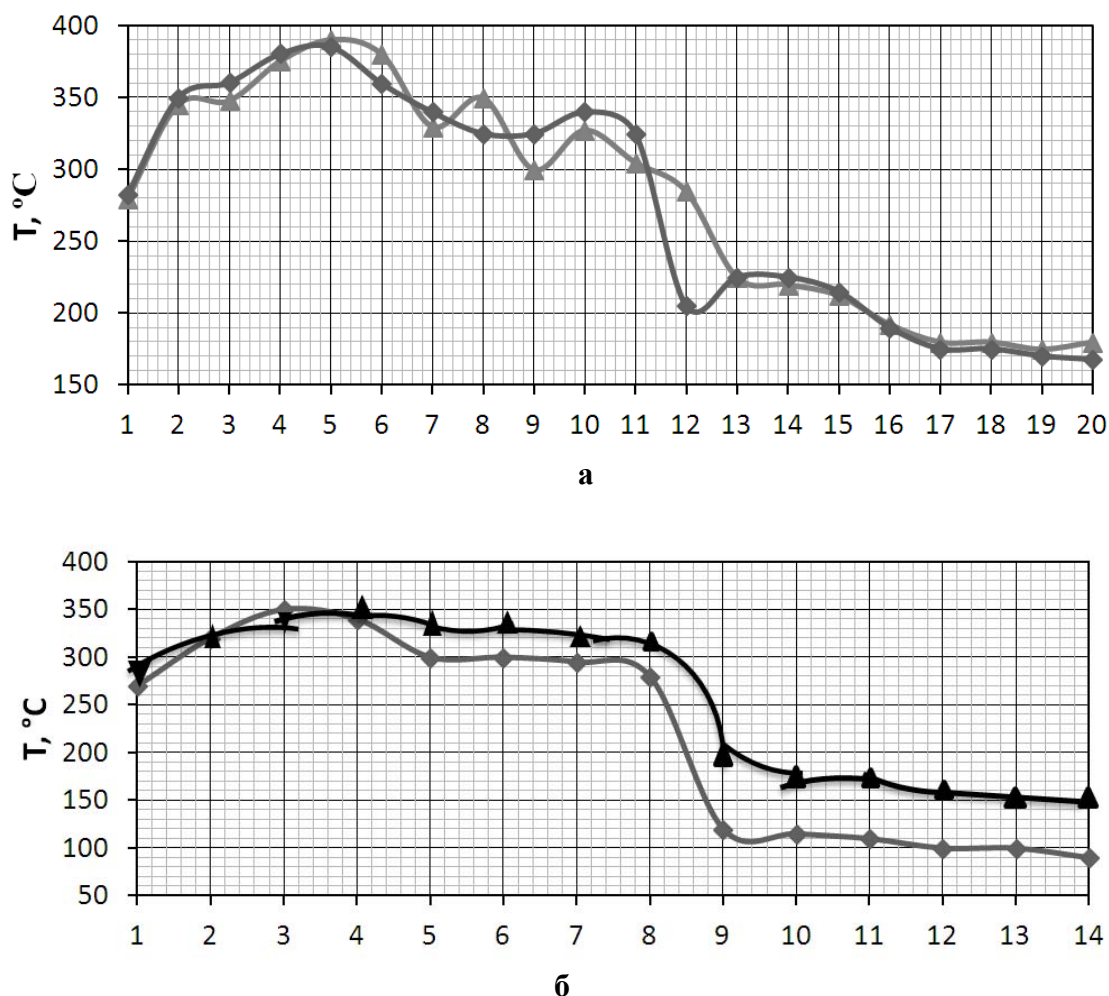


Рис. 3. Температура вдоль брони барабана после (а и б) реконструкции

Выводы

За счет регулирования длины и формы факела обеспечивается оптимальное распределение температур по длине и сечению барабана. При увеличении угла раскрытия факела создаются условия для интенсификации теплоотдачи на поверхность материала и на кладку, которая играет большую роль в нагреве внутренних слоев насыпного материала. Это позволило уменьшить несимметричность подвода тепла к материалу, улучшить условия прокалики мелкой фракции и повысить качество готовой извести. Достигнутый уровень качества извести из печи составил 94,74 – 95,78 % $\text{CaO} + \text{MgO}$ и 1,74 – 2,78 % потери при прокаливании.

Среднегодовая экономия природного газа на модернизированных печах составила 6,1 %: 4,485 кг.у.т./т за счет изменения конструкции воздухопроводов охладителя извести, входящих в откатную головку печи

и 9,89 кг.у.т./т за счет установки горелки с регулируемыми параметрами факела.

Список литературы

1. Пат 108583 С2 Україна МПК F27В 7/20. Обертова піч/ Троценко Л.М., Пікашов В.С., Правило С.В., Виноградова Т.В. (Україна); заявник та патентовласник Інститут газу НАН України. – № а201405321; заявл. 19.05.2014; опубл. 12.05.2015, Бюл. № 9 – 4 с.
2. Пикашов В. С. Совершенствование системы отопления вращающейся печи для обжига огнеупорной глины / В. С. Пикашов, Л. Н. Троценко, Т. В. Виноградова // Труды XVI Международной конференции «Теплотехника и энергетика в металлургии» – НМетАУ, г. Днепропетровск, Украина, 4–6 октября 2011 г. – С. 168–169.
3. Цкитишвили Э. О. Регулирование параметров факела как средство экономии топлива при обжиге извести / Цкитишвили Э. О., Троценко Л. Н., Пикашов В. С., Мацышин Н. В., Кукуй К. А., Лейковский К. Г., Виноградова Т. В. // Энерготехнологии и ресурсосбережение. – 2013. – № 1. – С. 57– 64.

ОРГАНИЗАЦИЯ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ НАГРЕВЕ СЛОЯ ЧАСТИЦ РАЗЛИЧНОЙ МАССИВНОСТИ ВО ВРАЩАЮЩИХСЯ ПЕЧАХ

Троценко Л.Н., Пикашов В.С.

Институт газа НАН Украины, Киев, Украина.

Аннотация

В статье приведены расчетные характеристики, определяющие скорость прогрева отдельных частиц сыпучего материала при его нагреве. Показана зависимость от размера частиц передачи тепла слою материала во вращающихся печах при контакте с поверхностью футеровки. Сделан вывод о необходимости интенсификации теплообмена со стороны закрытой материалом части барабана.

Ключевые слова: вращающиеся печи, теплообмен, размер фракции материала, термическая массивность.

Введение

Во вращающихся печах происходит сложный теплообмен: от факела и продуктов сгорания излучением и конвекцией к нагреваемому материалу и кладке, излучением от кладки к материалу, а также контактным теплообменом от нагретой футеровки к пересыпающемуся по ней материалу и между отдельными частицами материала.

Условия нагрева поверхностных и внутренних слоев материала различны. Материал, передвигаясь вдоль наклонного барабана, пересыпается и перемешивается, обновляя поверхностный слой, воспринимающий тепловой поток в основном от факела и греющих газов, а также переизлучением от свободной внутренней поверхности футеровки. Частицы более мелкой фракции просыпаются внутрь слоя и сосредотачиваются у поверхности футеровки, воспринимая тепловой поток от закрытой поверхности кладки. Причем, нагрев на 70 – 90 % происходит непосредственно излучением [1, 2] от факела и переизлучением от кладки на открытую поверхность материала.

Поэтому часто наблюдаются такие явления, когда при полной прокалке кусков крупной фракции, скапливающихся у свободной поверхности шихты, остаются плохо обожженными кусочки мелкой фракции, сосредоточенные у поверхности футеровки.

Постановка задачи

В источнике [3] утверждается, что согласно теоретическим расчетам тепловой поток от кладки к материалу за время движения может превышать поток через открытую поверхность более чем в три раза. Поэтому для улучшения прогрева слоя шихты за счет уменьшения несимметричности подвода тепла к ней представляется перспективным увеличение доли тепла, аккумулированного футеровкой и переданного внутренним слоям шихты.

В связи с этим при организации теплообмена во вращающихся печах с точки зрения оптимизации теплового режима (влияния параметров факела, его направленности, угла раскрытия и максимума тепловыделения на интенсификацию нагрева слоя) целесообразно учитывать размер отдельных частиц нагреваемого слоя и однородность или неоднородность фракционного состава материала.

Решение поставленной задачи

Одной из важнейших характеристик частиц материала является их термическая стойкость, выражаемая через критерии Био или Sk:

$$Bi = \frac{\alpha S}{\lambda},$$

где α – коэффициент теплоотдачи от газов и контактным переносом от кладки к частице, Вт/м²К; S – расчетная толщина частицы, м; λ – коэффициент теплопроводности материала. Значения $Bi \leq 0,25$ соответствуют области тонких тел; $Bi > 0,5$ – массивных тел, а $0,25 < Bi < 0,5$ – переходной области.

При нагреве материала от факела и продуктов сгорания преобладающим видом теплообмена является излучение. В этом случае для определения границы термически тонких и массивных тел используется критерий Старка:

$$Sk = \frac{c_g}{100} \left(\frac{T_g}{100} \right)^3 \frac{S}{\lambda},$$

где $\frac{c_g}{100} \left(\frac{T_g}{100} \right)^3$ – аналог коэффициента теплоотдачи α , Вт/м²К; c_g – приведенный коэффициент излучения, отнесенный к температуре газов, Вт/м²К⁴; T_g – температура газов, К.

$$c_g = \frac{5,17 \varepsilon_g \cdot \varepsilon_m}{\varepsilon_g + \varphi_{км} \cdot \varepsilon_m (1 - \varepsilon_g)}.$$

Здесь ε_g и ε_m – степень черноты газов и материала соответственно, $\varphi_{км}$ – угловой коэффициент от кладки на материал. Значения $Sk \leq 0,15$ соответствуют тонкому телу, $Sk > 0,3$ – массивному.

Авторами проведен расчет критериев Bi (при контактном нагреве) и Sk (при теплообмене излучением) для некоторых термообрабатываемых во вращающихся печах материалов: частиц шамота диаметром 1 – 3 мм, кусков известняка размером 30 – 60 мм и ферроникелевой руды фракции 5 – 10 мм.

Коэффициенты теплоотдачи при контакте частиц с поверхностью α взяты из работ [4 – 6]; коэффициенты теплопроводности λ – [7, 8]; степени черноты материалов ε_m – из [7, 9], коэффициент $\varphi_{км}$ принят равным единице. Расчет производился для температуры газов 1000 °С. Результаты определения Bi и Sk приведены в таблице 1.

Таблица 1

Расчетные параметры теплообмена для некоторых материалов

Материал	шамот		известняк		ферроникелевая руда	
Параметры	Характеристики материала					
s, мм	1 – 3		30 – 60		5 – 10	
λ, Вт/м·К	1,42		0,81		2,9	
Характеристики контактного теплообмена						
α, Вт/м ² ·К	100	300	100	300	100	300
Bi	0,07	0,63	3,	22,2	0,17	1,03
Характеристики радиационного теплообмена						
ε _Г [*]	0,4		0,4		0,4	
ε _М	0,59		0,27		0,8	
c _Г	1,62		3,8		1,88	
Sk	0.024 – 0.071		2.9 – 5.8		0.067 – 0.134	

* - принято для запыленной среды

Частицы шамота и ферроникелевой руды указанных фракций представляют из себя термически тонкие тела и не являются сдерживающим фактором при нагреве всего материала. Поэтому нагрев слоя можно ускорить за счет организации двухстороннего подвода тепла к нему. Рассматриваемые куски известняка являются термически массивными телами и для их обжига помимо создания условий двухстороннего нагрева важно обеспечить достаточное время для полного прогрева каждой частицы.

Известно, что во вращающихся печах кладка выполняет роль не только посредника при передаче тепла от греющих газов к материалу, но и некоего «утилизатора», накапливающего и отдающего тепло при контакте с материалом при каждом обороте печи.

В работе [3] указывается, что при каждом обороте печи в период соприкосновения с газовым потоком температура поверхности футеровки повышается, а в период соприкосновения с материалом – понижается. Она ниже температуры газового слоя в рабочем пространстве примерно на 50 °С, выше материала почти на 200 °С и изменяется в течение оборота печи на 150 – 200 °С.

При этом поверхность футеровки под материалом по периметру меньше свободной поверхности футеровки примерно в 2 – 3 раза, а время контакта футеровки с нагреваемым материалом ограничено. Так, в промышленных печах диаметром 3 – 7 м длина дуги кладки, покрытой материалом составляет $(9,5 - 22)/(2 - 3)$ м, т.е. находится в диапазоне 3 – 11 м. При скорости вращения барабана 1-3 об/мин каждая точка на внутренней поверхности кладки проходит по периметру расстояние от 9,5 до 22 м, а время контакта материала с кладкой составляет 0,3 – 0,5 мин.

Крайний ряд частиц получает тепло от нагретой поверхности кладки за счет их взаимного контакта. При этом степень контакта

слоя материала с поверхностью футеровки тем больше, чем меньше фракция материала и обратно пропорциональна размеру отдельных его частиц, т.е.

$$\text{с.к.} = \frac{4F}{\pi s^2},$$

где с.к. – количество точек контакта на единицу поверхности; F – площадь контакта материала с поверхностью; s – усредненный размер отдельной частицы. Расчетная интенсивность контакта материала на единицу поверхности в зависимости от размера его отдельных частиц показана на графике (рис. 1).

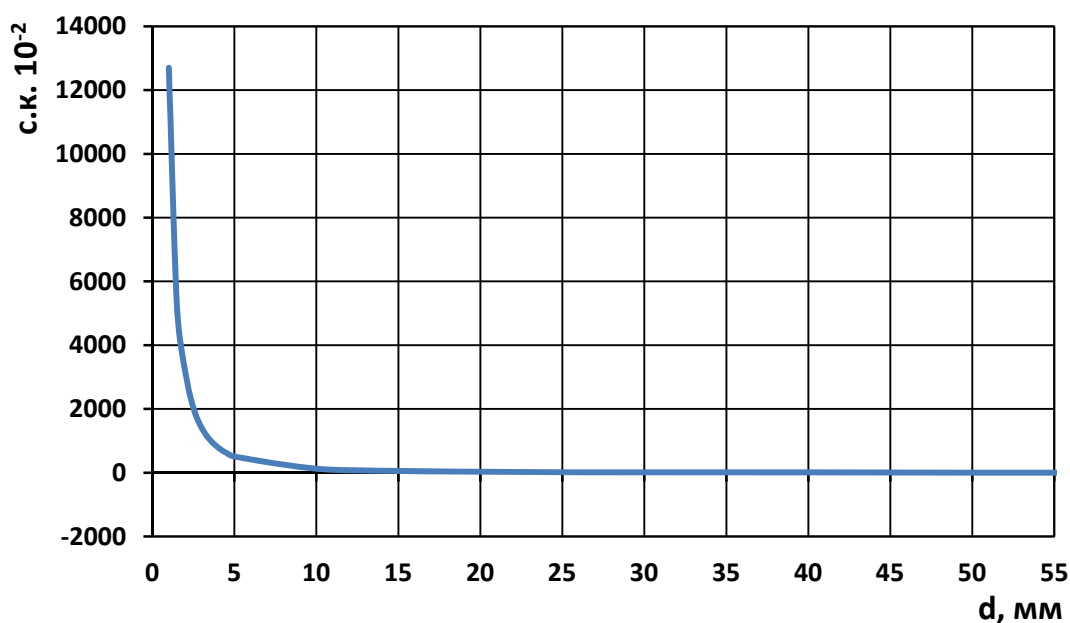


Рис. 1. Зависимость степени контакта насыпного материала от размера отдельных частиц

Из графика видно, что интенсивность контакта сыпучего материала с поверхностью наиболее высокая, когда размер отдельных частиц его не превышает 2,5 – 3 мм. В этом случае повысить интенсивность нагрева шихты можно за счет увеличения температуры футеровки, тем самым обеспечив двухсторонний нагрев материала со стороны греющих газов и со стороны кладки.

Это предположение было опробовано авторами при реконструкции вращающейся печи для обжига шамота, включающей замену системы отопления. Наилучшие показатели по качеству готового материала и производительности печи при среднегодовой экономии топлива 15 % после реконструкции были получены после установки горелки с ориентацией на свободную поверхность футеровки (~ 5°).

В случае нагрева однородного материала более крупной фракции интенсивность контакта кладки и внутренних слоев материала несколько уменьшается. Поэтому в данном случае важно обеспечить дос-

таточную длительность интенсивного подвода тепла со стороны греющих газов и кладки за счет удлинения высокотемпературной зоны.

Выводы

Тепловые режимы работы печей необходимо выбирать исходя из термической массивности частиц сыпучего материала.

Для тех материалов, у которых частицы представляют собой термически тонкое тело, интенсифицировать теплообмен целесообразно за счет увеличения температуры кладки. Для термически массивных тел (например, кусков извести) следует растягивать зону высоких температур и равномерно нагревать кладку и материал, чтобы было достаточно времени для достижения требуемой температуры внутри слоя материала.

Результаты промышленных испытаний на вращающихся печах для обжига глины на шамотный порошок, известняка на известь и ферроникелевой руды [10 – 11] подтвердили справедливость этих выводов.

Список литературы

1. Монастырев А. В. Производство извести / Монастырев А. В. – М. : Высшая школа, 1971. – 138 с.
2. Лисиенко В. Г. Вращающиеся печи: теплотехника, управление и экология / Лисиенко В. Г., Щелоков Я. М., Ладыгичев М. Г. /Справочное издание в 2-х книгах. – Москва.
3. Детков С. П. Тепловые процессы в печных агрегатах алюминиевой промышленности / Детков С. П., Еринов А. Е. – К. : Наукова думка, 1987. – 270 с.
4. Махорин К. Е. Теплообмен в высокотемпературном кипящем слое / Махорин К. Е., Пикашов В. С., Кучин Г. П. – К. : Наукова думка, 1981. – 148 с.
5. Справочник по теплообменникам, т.1 / Под ред. Б. С. Петухова. – М. : Энергоатомиздат, 1987. – Т. 1. – 560 с.
6. Пикашов В. С. Исследование теплообмена между движущимися частицами и твердой поверхностью / Пикашов В. С., Троценко Л. Н., Великодный В. А., Виноградова Т. В. / Энерготехнологии и ресурсосбережение. – 2011. – № 4. – С. 70–75.
7. Казанцев Е. И. Промышленные печи. – М. : Металлургия, 1984. – 451 с.
8. Расчет нагревательных и термических печей. Справочник, под ред. Тымчака В. М., Гусовского В. Л. – М.: Металлургия, 1983. – 481 с.
9. Излучательные свойства твердых материалов. Справочник, под ред. Шейдлина А. Е. – М. : Энергия, 1974. – 471 с.
10. Троценко Л. Н. Исследование влияния формы и направленности факела на эффективность работы вращающейся печи для обжига каолина на шамот / Троценко Л. Н., Пикашов В. С., Стративнов У. В., Правило С. В., Виноградова Т. В. // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 2015. – № 5. – С. 97–101.
11. Троценко Л. Н. Повышение эффективности нагрева и обжига сыпучих материалов во вращающихся печах / Троценко Л. Н., Пикашов В. С., Виноградова Т. В. // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 2014. – № 5. – С. 101–104.

Раздел 3.
**Моделирование теплофизических
и физико-химических процессов
в металлургии и энергетике**

Редакторы раздела:

проф., д.т.н., заведующий отделом
высокотемпературного теплообмена
Института газа Национальной академии наук Украины
Сорока Б.С.;

проф., д.т.н., декан металлургического факультета
Национальной металлургической академии Украины
Камкина Л.В.

Рецензент – чл.-корр. Национальной академии наук
Украины, заведующий отделом теплофизических основ
энергосберегающих технологий Института технической
теплофизики Национальной академии наук Украины
Басок Б.И.

INFLUENCE OF COOLING ON THE FRICTIONAL HEAT DISTRIBUTION BETWEEN CONTACTING BODIES

A. Dreus

Oles Honchar Dnipro National University, Dnipro, Ukraine

Abstract

The problem of heat balance between contacting bodies at heat generation on contact line was considered. In different from known works, cooling of one of the contacting bodies has took to account herein. To solve problem the Laplace transform with numerical approach to inverse transform were used. It shown that heat distribution between contacting bodies is depends on time and cooling factor. The results of investigation are interesting to develop of new drilling technologies. In particular, outcoming are evidence that unregular mode of cooling could be use to control of heat distribution on the working face of boreholes.

Key words: heat balance on working face, Laplace transform, control of heat transfer.

Introduction

It known, that more then 98 % energy utilized in drilling processes is transformed to heat. This heat is distributed between drilling fluid, rocks and instrument. The main part of friction heat is consumed to heating a drill bit, due higher thermal conductivity of tool. In work [1] has been shown, that heat energy could be used to improve a process of rock destruction. Thus, the redistribution of heat flows on the working face would provide the efficiency of drilling process and to longer a life of drilling tool.

Problem of heat flows distribution between two contacting semi infinite bodies with insulation, has been solved by Lykov [2]. The term "thermal activity of body" was introduced. This parameter is ratio of heat flows at contact point

$$\Psi = \frac{q_1}{q_2} = \frac{\lambda_1}{\lambda_2} \sqrt{\frac{a_2}{a_1}}, \quad (1)$$

where indexes "1" and "2" are related to rock and tool, q is heat flux, λ is thermal conductivity, a is thermal diffusivity.

Kudryashov and Onoshko [3] used this parameter to calculate heating of core bit. A heating coefficient of tool has form

$$k_{\text{tool}} = \frac{\Psi}{1 + \Psi}. \quad (2)$$

This parameter characterizes the quantity of heat which tool consumes. However, the expression (1) doesn't take to account a cooling of tool. A drill bit is cooling at real drilling process.

Mathematical statement and solution

There is the source of heat (frictional heat) on the line of contact of two bodies. One body is semi-infinite, the other body is limited and is cooled. Let the problem is describing a drilling process. A mathematical statement of this problem was formulated in the work [4]. Thus, one body is a rock (subscribe index 1), and other body is a drilling tool (subscribe index 2). The rock is semi-infinite body, and tool is limited and cooled. There is a source of heat (frictional heat) on the contact line. A mathematical model of this problem was formulated in the work. The mathematical model can be described by dimensionless PDE system and boundary conditions

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial u_1}{\partial Fo} &= k_a \frac{\partial^2 u_1}{\partial x^2}, \quad -\infty < x < 0, \quad Fo > 0; \\ \frac{\partial u_2}{\partial Fo} &= \frac{\partial^2 u_2}{\partial x^2} - A \cdot u_2, \quad 0 < x < 1, \quad Fo > 0; \\ u_1|_{Fo=0} &= u_2|_{Fo=0} = 0; \\ \frac{\partial u_1}{\partial x} \Big|_{x \rightarrow -\infty} &= 0; \\ \frac{\partial u_2}{\partial x} \Big|_{x=1} &= 0; \\ u_1|_{x=0} &= u_2|_{x=0}; \\ \frac{\partial u_1}{\partial x} \Big|_{x=0} - \Lambda \frac{\partial u_2}{\partial x} \Big|_{x=0} &= Ki, \end{aligned} \right\}, \quad (3)$$

where $u_1 = \frac{t_1 - t_c}{t_c}$, $u_2 = \frac{t_2 - t_c}{t_c}$ – dimensionless temperatures; t_1, t_2 – temperatures

of contacting bodies; $Fo = \frac{\tau a_2}{L^2}$ – Fourier criteria; τ – time, $k_a = a_1/a_2$;

$x = \frac{X}{L}$; $A = \frac{\alpha \Pi L^2}{\lambda_2 F_2}$ – cooling factor; $\Lambda = \frac{\lambda_2}{\lambda_1}$; $Ki = \frac{q_s L}{\lambda_1 t_c}$ – Kirpichov criteria; t_c – temperature of cooling fluid; X – axis coordinate (zero is located

in contact point), q_s – heat generated in contact point, Π – perimeter of heat-transfer surface, α – heat exchange coefficient. To solve of system (2) the Laplace transform has been applied. After Laplace transform, the solution in “p”-domain has form

$$\begin{aligned} \tilde{u}_1 &= C_1 \exp\left(\sqrt{\frac{p}{k_a}} x\right), \\ \tilde{u}_2 &= C_2 \left[\exp\left(\sqrt{A+p}(x-2)\right) + \exp\left(-\sqrt{A+p} x\right) \right], \end{aligned}$$

where constants C_1 and C_2 are

$$C_1 = \frac{Ki}{p \left(\sqrt{\frac{p}{k_a} - \Lambda \sqrt{A+p}} \frac{\exp(-2\sqrt{A+p}) - 1}{\exp(-2\sqrt{A+p}) + 1} \right)},$$

$$C_2 = \frac{Ki \cdot (\exp(-2\sqrt{A+p}) + 1)}{p \left(\sqrt{\frac{p}{k_a} - \Lambda \sqrt{A+p}} \frac{\exp(-2\sqrt{A+p}) - 1}{\exp(-2\sqrt{A+p}) + 1} \right)}.$$

To inverse transform a numerical algorithm has been used. The dimensionless heat flows has been defined numerically using Fourier law

$$q_1 = -\lambda_1 \frac{\partial t_1}{\partial x}, \quad q_2 = -\lambda_2 \frac{\partial t_2}{\partial x}. \quad (4)$$

Thus, the parameters Ψ and k_{tool} were determined.

Result and discussion

The influence intensivity of cooling and contact time on the distribution of heat flow between contacting bodies were investigated. A result of investigation is shown in figure 1.

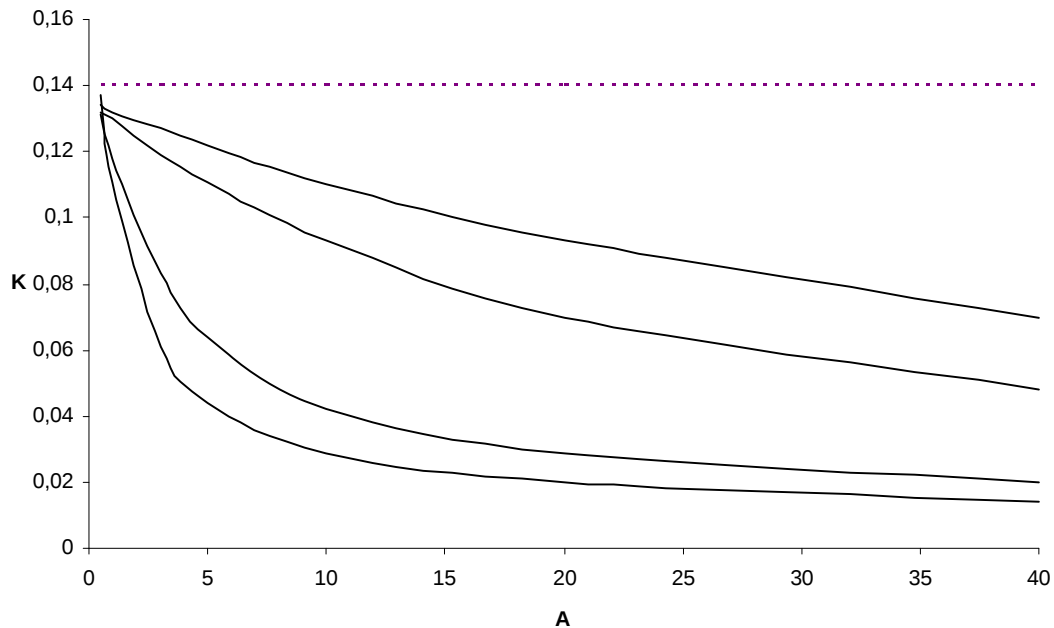


Figure 1. The cooling factor A influence on

The results are according to pairs “Granite-Steel”. The presented results in figure 1 are show to decrease heat flow is directed into the tool, the cooling factor A must be low. If $A=0$ then distribution coefficient of heat flow in the formation is constant. For contact pairs “Granit-Steel” the value is 0.86. The formula (1) gives a same value.

Consequently reducing the cooling of the tool may increase the heat directed into the rock. Also, in order to increase the frictional heat is directed into the rock it is necessary to provide a short contact time.

Conclusion

The problem of the distribution of heat fluxes between a pair of friction was discussed herein. It is proved that by changing the cooling intensity of one of the bodies, the redistribution of heat fluxes on the working face takes place. Obtained results are basis to develop of management methods of heat balance at drilling.

References

1. Dreus A. Study on thermal strength reduction of rock formation in the diamond core drilling process using pulse flushing mode / A. Dreus, A. Kozhevnikov, A. Sudakov, Yu. Vakhlin // *Naukovyy visnyk Natsional'noho Hirnychoho Unyversytetu*, 2016. – № 3–5–10. ISSN 2071-2227.
2. Лыков А. В. Теория теплопроводности / А. В. Лыков. – М. : Высшая школа, 1967. – 599 с.
3. Кудряшов Б. Б. Нагрев и охлаждение алмазной коронки при бурении / Б.Б. Кудряшов, Ю.А. Оношко // В кн. : Методика и техника разведки, № 46, ОНТИ ВИТР, 1964. – С. 42–46.
4. Дреус А. Ю. О моделировании процессов теплопереноса на забое при бурении скважины / А. Ю. Дреус, А. А. Кожевников, А. И. Чайка // *Промышленная теплотехника*, Т. 29, № 3, 2007. – С. 29–35.

ANALIZA WPLYWU EMISYJNOŚCI NA EFEKTYWNA PRZEWODNOŚĆ CIEPLNĄ WIĄZKI STALOWYCH PRĘTÓW OKRĄGLYCH

Wyczółkowski R., Boryca J.

*Katedra Pieców Przemysłowych i Ochrony Środowiska, Wydział Inżynierii Produkcji
i Technologii Materiałów, Politechnika Częstochowska, Polska*

Wprowadzenie

Poddawane obróbce cieplnej pręty stalowe najczęściej nagrzewane są w postaci cylindrycznie ukształtowanych wiązek [1]. Przykład wiązek przygotowanych do nagrzewania w piecu wglębnym przedstawia zdjęcie z rys. 1a. Z uwagi na fakt, iż długość wiązek jest wielokrotnie większa od ich średnicy, przebieg ich nagrzewania jest determinowany wymianą ciepła zachodzącą w kierunku promieniowym. Jak widać ze rys. 1b, wiązki w kierunku promieniowym odznaczają się strukturą ziarnistą (brak ciągłości fazy stałej). Fakt ten oraz obecność między poszczególnymi prętami wolnych przestrzeni wypełnionych ośrodkiem gazowym sprawia, że omawiane wiązki są ziarnistym ośrodkiem porowatym. Porowatość takiego wsadu zależy od stopnia upakowania prętów i najczęściej mieści się w zakresie od 0,1 do 0,3.



Rys. 1. Wiązki prętów stalowych: a) wsad wprowadzany do pieca w specjalnym koszu; b) zdjęcie ukazujące ziarnistą strukturę wiązek

Ziarnista struktura wiązek ma ogromny wpływ na zjawisko transportu ciepła występujące podczas ich nagrzewania. Przy nagrzewaniu wsadu litego ciepło jest w nim rozprawdane jedynie poprzez przewodzenie, o którego intensywności decyduje przewodność cieplna obrabianego materiału. Natomiast w obszarze wiązek prętów, energia cieplna jest rozprawdana jednocześnie za pomocą następujących mechanizmów: przewodzenie w przekroju prętów, przewodzenia ciepła w obrębie gazu, przewodzenia kontaktowego w miejscach styku przyległych prętów oraz promieniowania cieplnego pomiędzy powierzchniami sąsiadujących ze sobą prętów. Z uwagi na tą złożoność, o intensywności nagrzewania wiązki

decyduje szereg różnych czynników, do których m.in. należy zaliczyć: przewodność cieplną stali k_s , przewodność cieplną gazu k_g , emisyjność prętów ε , porowatość wiązki, chropowatość powierzchni prętów oraz docisk prętów. Powoduje to, że pełny i precyzyjny opis przepływu ciepła w wiązce prętów wymaga wykorzystania bardzo rozbudowanych zależności. Podejście takie z praktycznego punktu widzenia jest bardzo uciążliwe. Znaczne uproszczenie opisu przepływu ciepła w różnego typu ośrodkach porowatych uzyskuje się dzięki wykorzystaniu pojęcia efektywnej przewodności cieplnej k_{ef} . Jest to wielkość powszechnie wykorzystywana w teorii ośrodków porowatych [2 – 4]. Dzięki wprowadzeniu współczynnika k_{ef} , złożony przepływ ciepła w ośrodku porowatym traktuje się jako czyste przewodzenie w materiale jednorodnym.

W artykule dokonano analizy wpływu emisyjności prętów na wartość efektywnej przewodności cieplnej wiązki.

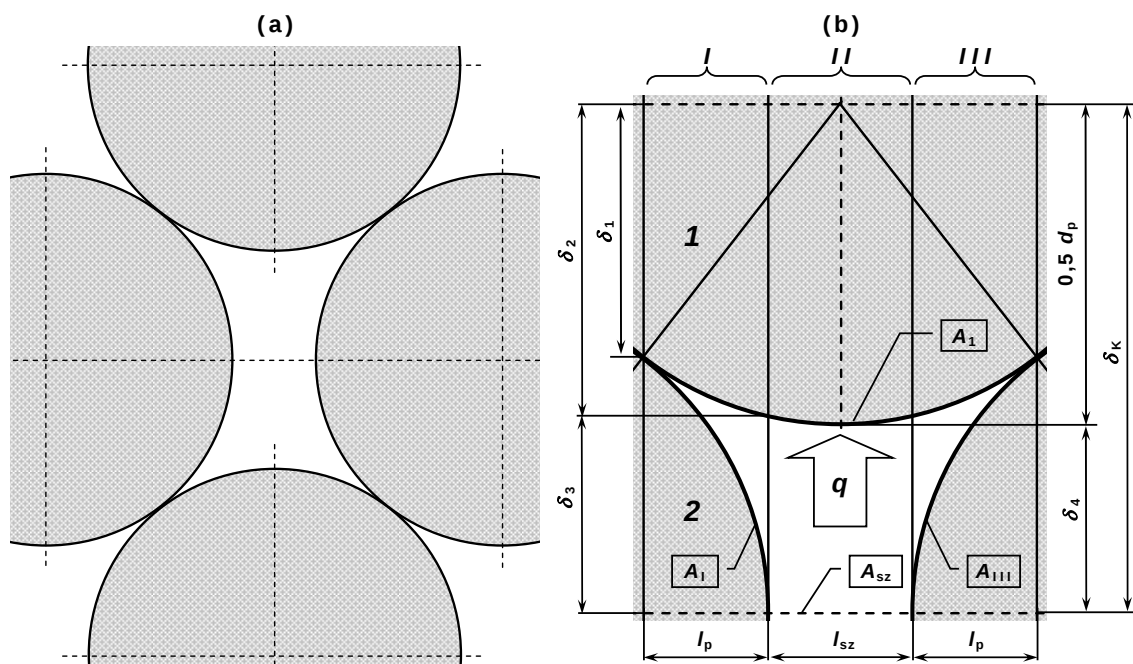
Założenia modelu obliczeniowego

Do wykonania stosownych obliczeń wykorzystano własny model efektywnej przewodności cieplnej wiązki prętów okrągłych o ułożeniu przedstawionym. Powtarzalny fragment takiego wsadu przedstawiono na rys. 2a. Zaproponowany model efektywnej przewodności cieplnej opiera się na analizie oporów termicznych przyporządkowanych dla poszczególnych sposobów wymiany ciepła występujących w obrębie analizowanego ośrodka. Podstawą do wyprowadzenia odpowiednich zależności matematycznych jest model geometryczny ośrodka w postaci tzw. komórki elementarnej, przedstawiony na rys. 2b. Komórka ta podzielona jest na trzy pionowe sekcje oznaczone numerami *I-III* (sekcje *I* oraz *III* są jednakowe). Przyjęto ponadto, że w obszarze wiązki występuje jednowymiarowy przepływ ciepła, w kierunku równoległym do płaszczyzn podziału komórki na sekcje, charakteryzowany przez natężenie strumienia ciepła q .

Punktem wyjścia do dalszych analiz jest określenie wszystkich parametrów geometrycznych rozpatrywanej komórki. Parametrami zadawanymi przy definiowaniu wsadu są średnica pręta d_p oraz szerokość szczeliny l_{sz} . Z proporcji tych dwóch wielkości wynikają pozostałe parametry geometryczne komórki, jej wysokość δ_K oraz szerokości sekcji *I* i *III* oznaczone jako l_p . Wartości tych parametrów w zależności od szerokości szczeliny opisane są równaniami:

$$\delta_K = \sqrt{d_p^2 - [0,5(d_p + l_{sz})]^2} \quad (1)$$

$$l_p = 0,25(d_p - l_{sz}) \quad (2)$$



Rys. 2. Model geometryczny do wyznaczania efektywnej przewodności cieplnej wiązki prętów: a) powtarzalny fragment wsadu o przestawionym ułożeniu prętów; b) wyodrębniona do analizy komórka elementarna [5]

Całkowity opór cieplny R_c analizowanej komórki elementarnej jest kombinacją połączeń następujących oporów: przewodzenia ciepła w obrębie prętów, przewodzenia ciepła w gazie, przewodzenia kontaktowego oraz promieniowania. Natomiast efektywna przewodność cieplna tego wsadu, z uwagi na wykorzystywanie w analizie oporów termicznych odniesionych do powierzchni jednostkowej, obliczana jest za pomocą równania:

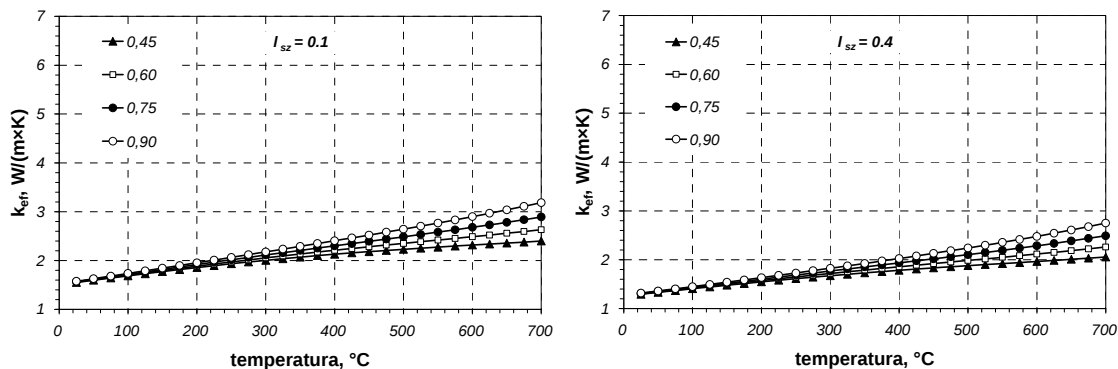
$$k_{ef} = \frac{\delta_K}{R_c} \quad (3)$$

Szczegółowy opis zależności matematycznych występujących w tym modelu przedstawiono w monografii [5]. Nadmienić należy, że model ten jest modelem empirycznym, ponieważ do wyznaczania oporu kontaktowego przewodzenia ciepła na styku przyległych prętów wykorzystuje on wielkości wyznaczone na drodze badań eksperymentalnych.

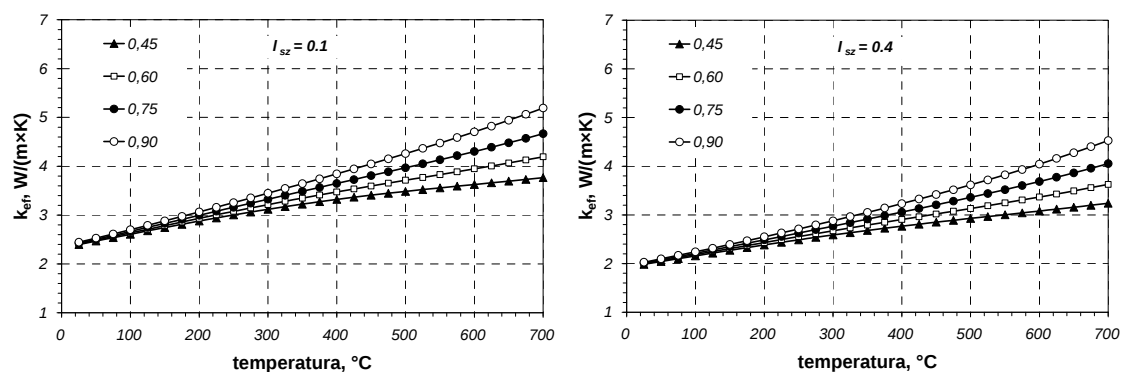
Wyniki obliczeń

Obliczenia współczynnika k_{ef} analizowanego wsadu wykonano dla dwóch porowatości, trzech średnic prętów oraz czterech wartości emisyjności. Porowatość wiązki zależy od szerokości szczeliny l_{sz} , przy czym rośnie kiedy l_{sz} zmienia się w zakresie $0 \div 0,414 d_p$. Obliczenia wykonano dla dwóch wartości l_{sz} równych 0,1 oraz 0,4, którym

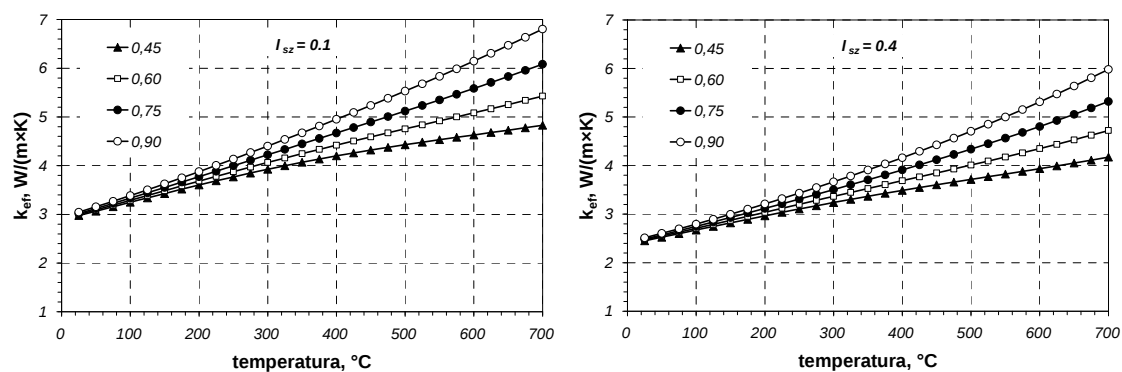
odpowiadają porowatości 0,145 oraz 0,214. Dla średnicy prętów przyjęto wartości: 10, 20 oraz 30 mm, a dla emisyjności: 0,45; 0,6; 0,75 oraz 0,9. Obliczenia wykonano dla zakresu temperatury 25÷700°C. Przyjęto ponadto, że przewodność cieplna prętów w funkcji temperatury zmienia się liniowo w zakresie 50 ÷ 32 W/(m·K).



Rys. 3. Przewodność efektywna wiązek prętów o średnicy 10 mm w zależności od temperatury, emisyjności i porowatości



Rys. 4. Przewodność efektywna wiązek prętów o średnicy 20 mm w zależności od temperatury, emisyjności i porowatości



Rys. 5. Przewodność efektywna wiązek prętów o średnicy 30 mm w zależności od temperatury, emisyjności i porowatości

Wyniki obliczeń z podziałem dla poszczególnych średnic prętów zestawiono na rys. 3 ÷ 5. Z wykresów zamieszczonych na tych rysunkach

widać, że wartość efektywnej przewodności cieplnej wiązek prętów rośnie w funkcji temperatury, średnicy prętów oraz emisyjności, natomiast maleje przy wzroście porowatości.

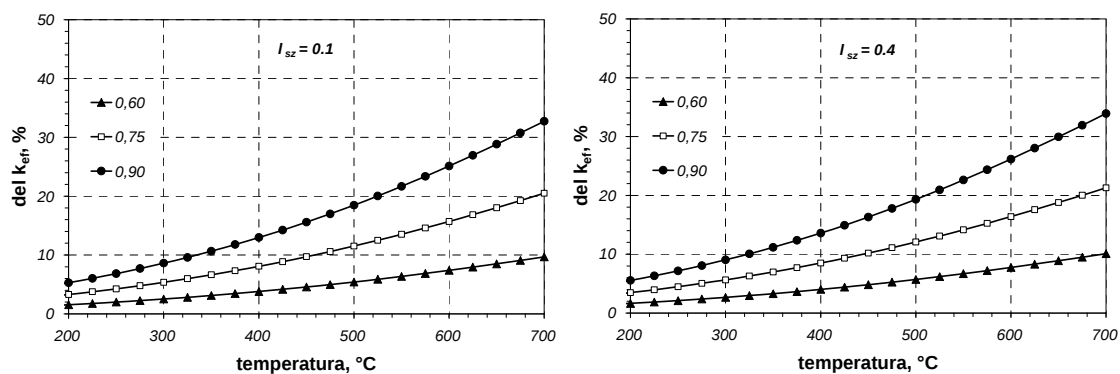
Zgodnie z celem artykułu, prowadzone rozważania mają dotyczyć wpływu emisyjności na zmiany k_{ef} . Aby ułatwić dokonanie takiej analizy, obliczono dodatkowy parametr $del k_{ef}$ nazwany nadwyżką przewodności efektywnej, zdefiniowany zależnością:

$$del k_{ef}(i) = \frac{k_{ef-i} - k_{ef-0,45}}{k_{ef-0,45}} \cdot 100\% \quad (4)$$

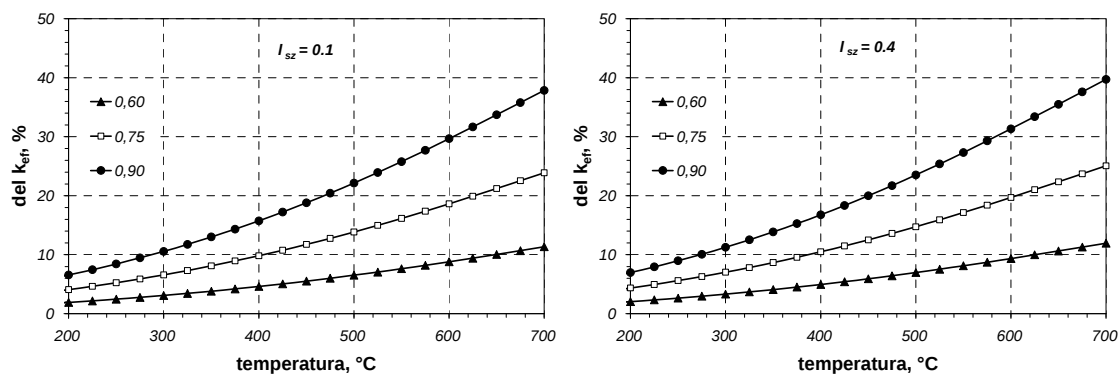
gdzie:

k_{ef-i} – przewodność efektywna dla i -tej emisyjności ($i = 0,6; 0,75; 0,9$);
 $k_{ef-0,45}$ – przewodność efektywna dla emisyjności 0,45.

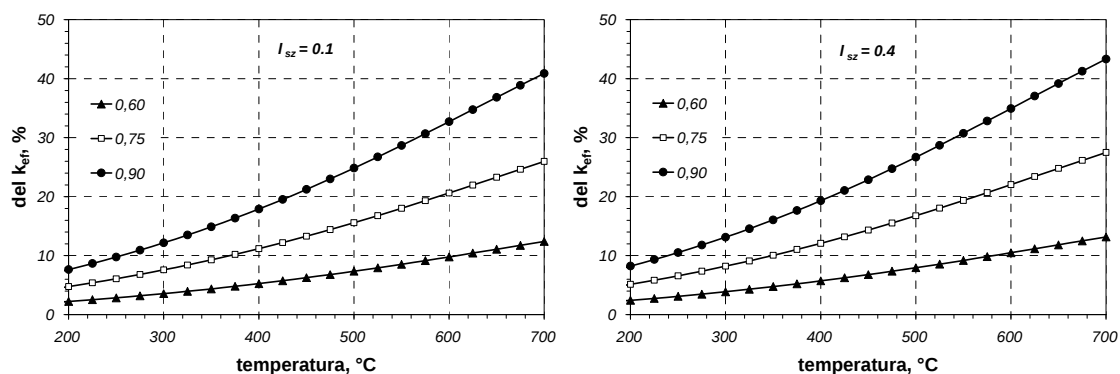
Wyniki obliczeń parametru $del k_{ef}$ dla poszczególnych średnic prętów i porowatości zestawiono na rys. 6÷8. Obliczenia te wykonano dla zakresu temperatury 200÷700°C gdyż w niższych temperaturach, zmiany emisyjności na wartość k_{ef} są znikome.



Rys. 6. Nadwyżka przewodności efektywnej wiązek prętów o średnicy 10 mm



Rys. 7. Nadwyżka przewodności efektywnej wiązek prętów o średnicy 20 mm



Rys. 8. Nadwyżka przewodności efektywnej wiązek prętów o średnicy 30 mm

Jak można zauważyć, wartość parametru $del k_{ef}$ rośnie przede wszystkim w funkcji temperatury. Nieznaczne zwiększenie tego parametru powoduje również wzrost średnicy prętów oraz porowatości. Wpływ ostatniego parametru jest tym większy im większa jest średnica prętów. Maksymalne oraz uśrednione (dla rozpatrywanego zakresu temperatury) wartości parametru $del k_{ef}$ uzyskane dla poszczególnych przypadków obliczeń zestawiono w tabeli 1.

Tabela 1

Maksymalne i uśrednione wartości parametru $del k_{ef}$

emisyjność	0,6		0,75		0,9	
l_{sz}	0,1	0,4	0,1	0,4	0,1	0,4
d_p , mm	10					
$del k_{ef-max}$, %	9,7	10,1	20,5	21,3	32,7	33,9
$del k_{ef-sr}$, %	3,9	4,2	8,4	9,0	13,4	14,4
d_p , mm	20					
$del k_{ef-max}$, %	11,3	11,9	23,9	25,1	37,8	39,7
$del k_{ef-sr}$, %	4,7	5,0	10,0	10,6	16,0	16,9
d_p , mm	30					
$del k_{ef-max}$, %	12,4	13,2	25,9	27,5	40,9	43,3
$del k_{ef-sr}$, %	5,3	5,7	12,1	12,1	17,9	19,2

Według danych zestawione w tabeli 1, maksymalne wartości parametru $del k_{ef}$ dla kolejnych emisyjności, zależnie od porowatości i średnicy prętów mieszczą się w następujących zakresach: $9,7 \div 13,2$ %; $20,5 \div 27,5$ % oraz $32,7 \div 43,3$ %. Pokazuje to, że zwiększenie emisyjności prętów w stosunku do wartości 0,45 zwiększa maksymalną wartość efektywnej przewodności cieplnej wiązek o nawet 40 %. Z kolei

uśrednionym wartościom parametru $del k_{ef}$ odpowiadają następujące zakresy: $3,9 \div 5,7 \%$; $8,4 \div 12,1 \%$ oraz $13,4 \div 19,2 \%$.

Podsumowanie

W artykule przeanalizowano jak na wartość efektywnej przewodności cieplnej wiązki prętów wpływa zmiana emisyjności, która decyduje o intensywności radiacyjnego przepływu ciepła. Do wykonania obliczeń wykorzystano własny model matematyczny. Wykazano, że zmiana emisyjności prętów od wartości 0,45 do 0,9 zwiększa uśrednioną wartość współczynnika k_{ef} od kilku do kilkunastu procent, a wartość maksymalną o kilkadziesiąt procent. Pokazuje to, że zmieniając emisyjności prętów można poprawić właściwości cieplne nagrzewanej wiązki.

Bibliografia

1. Sahay S. S., Krishnan K.: Model based optimization of continuous annealing operation for bundle of packed rods. Iron and Steelmaking. Vol. 34, 2007 pp. 89-94.
2. Kaviany M.: Principles of heat transfer in porous media, 2-nd edition, Springer, New York, 1995.
3. Furmański P., Wiśniewski T. S., Banaszek J.: Izolacje cieplne mechanizmy wymiany ciepła, własności cieplne i ich pomiary. Instytut Techniki Ciepłej, Politechnika Warszawska, Warszawa 2006.
4. Van Antwerpen W., du Toit C.G., Rousseau P.G.: A review of correlations to model the packing structure and effective thermal conductivity in packed beds of mono-sized spherical particles. Nuclear Engineering and Design, Vol. 240, 2010, pp. 1803-1818.
5. Wyczółkowski R.: Modelowanie efektywnej przewodności cieplnej stalowego wsadu porowatego z wykorzystaniem pojęcia oporu termicznego, Politechnika Częstochowska Wydział Inżynierii Produkcji I Technologii Materiałów, Seria: Monografie nr. 67, Częstochowa 2017.

МОДЕЛИРОВАНИЕ НАГРЕВА ЗАГОТОВКИ В КОЛЬЦЕВОЙ ПЕЧИ

Бейцун С.В., Михайловский Н.В., Шibaкинский В.И.

Национальная металлургическая академия Украины, г. Днепр, Украина

Аннотация

Создана и проверена прогнозирующая модель динамики термического состояния заготовки во время ее нагрева в методической, сварочной и томильной зонах кольцевой печи.

Ключевые слова: кольцевая печь, нагрев заготовки, моделирование, метод конечных элементов.

Введение

В металлургическом производстве распространены многозонные методические печи для нагрева заготовок перед их обработкой на прокатных станах [1]. Методические кольцевые печи являются современными агрегатами, которые обеспечивают нагрев заготовок с достаточно равномерным распределением температуры по сечению и длине. Нагревательная печь трубопрокатного агрегата 30 – 102 ПАО "Интерпайп Никотьюб" обеспечивает нагрев металла до температуры 1050...1120 °С для сталей типа 06 – 14 Г2САФБ и 1150...1250 °С для сталей типа 15 – 40 [2].

Тепловой режим печи регулируется в соответствии с темпом прокатки и должен обеспечивать равномерный прогрев металла без образования окалины. Управление режимом сжигания топлива в отопительных зонах печи осуществляется путем регулирования расхода природного газа и воздуха на соответствующие группы плоскопламенных горелок, расположенных на своде печи.

Для поддержания на заданном уровне температуры металла на выходе из печи необходимо корректировать задание регуляторам температуры отдельных зон в зависимости от температуры поверхности нагреваемого металла, его физических свойств, размеров заготовки и производительности прокатного стана. Обычно коррекция задания регуляторам температуры для каждой зоны проводится при изменении параметров садки или темпа выдачи заготовок из печи, а также при отклонении температуры металла в зонах печи от заданной величины. Система управления температурным режимом печи содержит подсистемы регулирования температуры рабочего пространства, соотношения "топливо-воздух" и давления в каждой зоне.

Важнейшим параметром, который характеризует режим нагрева заготовки, является температура металла. По технологическим требованиям перепад температуры по сечению заготовки не должен превышать 20 °С. Потому существенной является не только температура

поверхности заготовки, но и ее распределение по толщине. Однако непрерывное измерение этого параметра для всех заготовок в ходе их нагрева в печи невозможно. Поэтому для управления используют только температуру поверхности заготовки. Температуру внутри заготовки определяют путем теплофизических расчетов.

Связь между температурой металла и печного пространства не является однозначной, она зависит от режима работы печи, сортамента и положения заготовки, что приводит к значительному разбросу температуры металла на выходе из печи из-за несвоевременного или неправильного изменения задания регуляторам температуры в зонах [3].

Поэтому необходимо перейти от регулирования температуры печного пространства к регулированию непосредственно температуры металла заготовки в процессе ее нагревания. При этом необходимо учитывать, что нагрев металла в методической печи является распределенным процессом, в результате чего заготовки в зоне имеют разное распределение температур по сечению.

Постановка задачи

Для создания эффективной системы управления нагревом металла в кольцевой печи необходим контроль распределения температуры по всему объему заготовки, на основе которого может быть сформирована величина, которая характеризует усредненную в каждой зоне температуру заготовки. Именно эта величина и будет регулируемым параметром.

Поскольку существующие технические средства не позволяют в производственных условиях оперативно контролировать эту температуру, для управления технологическим процессом ее необходимо прогнозировать. Для этого необходимо описать динамику распределения температуры по сечению заготовок.

Основная часть исследований

С этой целью мы использовали программный пакет ELCUT, предназначенный для двумерного моделирования физических полей методом конечных элементов [4]. Он позволяет решать краевые задачи, которые описываются эллиптическими дифференциальными уравнениями. Пакет ELCUT позволяет выполнять линейный и нелинейный, стационарный и нестационарный температурный анализ в плоской и осесимметричной постановке.

Компьютерная модель нагрева включает уравнение в частных производных, геометрическую модель заготовки и ее теплофизические свойства, а также граничные условия в соответствующих зонах печи. В контексте задачи нестационарной теплопроводности ELCUT использует уравнение для осесимметричной задачи [5]:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda(T) r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda(T) \frac{\partial T}{\partial z} \right) = -c(T) \rho \frac{\partial T}{\partial t},$$

где r – радиус заготовки; $\lambda(T)$, $c(T)$, ρ – соответственно, теплопроводность, удельная теплоемкость и плотность материала заготовки; T – температура металла; t – время.

Для моделирования выбрана цилиндрическая заготовка диаметром 150 мм и длиной 1,7 м. Плотность сетки конечных элементов геометрической модели заготовки устанавливается заданием шага дискретизации в ее вершинах. Через поверхность заготовки поступает радиационно-конвективный тепловой поток – реализуется граничное условие 3-го рода. В табл. 1 даны тепловые режимы работы основных зон кольцевой печи.

Таблица 1

Режимы работы кольцевой печи ТПА 30-102

Зона печи	Время пребывания заготовки в зоне, мин	Температура среды, °С	Приведенный коэффициент теплоотдачи, Вт / (м ² К)
Методическая	15	1000	160
Сварочная	30	1200	200
Томильная	22	1150	300

Согласно этим режимам были установлены условия нагрева заготовки в кольцевой печи: на первом этапе, в методической зоне – в течение 15-ти минут; на втором этапе, в сварочной зоне – в течение 30-ти минут и на третьем этапе, в томильной зоне – в течение 22-х минут.

На рис. 1 изображено распределение температуры по радиусу в центре заготовки на выходе из каждой исследуемой зоны печи, а на рис. 2 – итоговое температурное поле в поперечном сечении заготовки на выходе из томильной зоны.

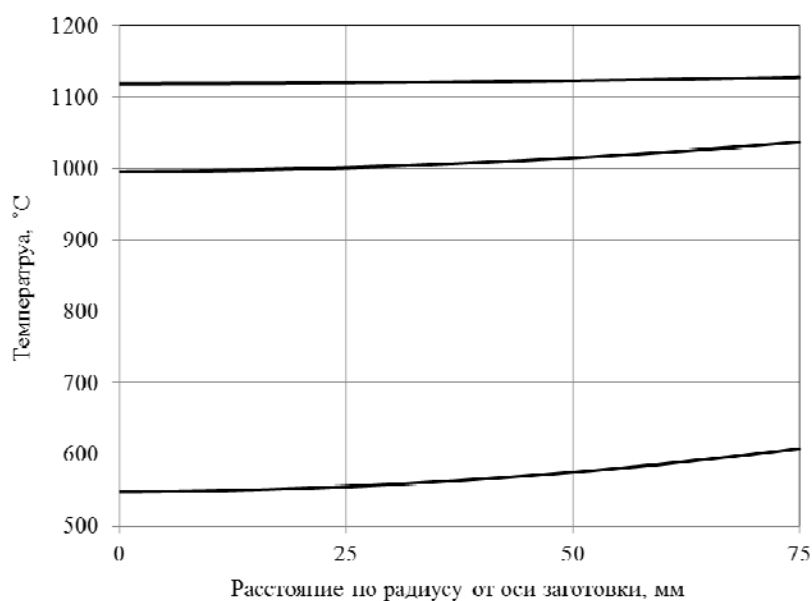


Рис. 1. Распределение температуры по радиусу заготовки: 1 – на выходе из методической зоны; 2 – на выходе из сварочной зоны; 3 – на выходе из томильной зоны

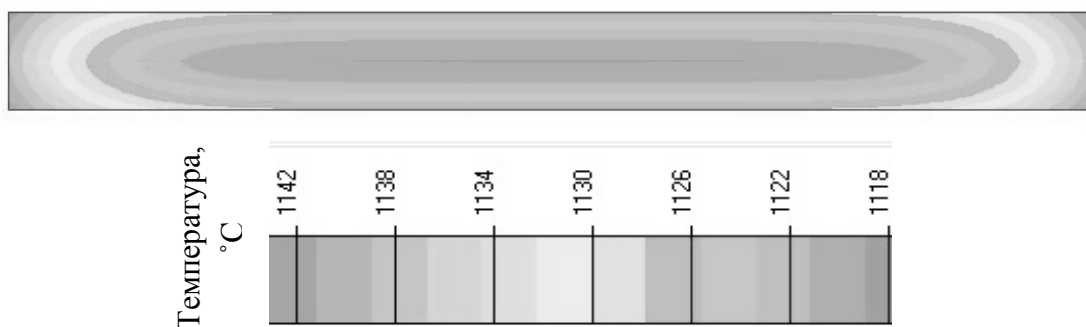


Рис. 2. Температурное поле в поперечном сечении заготовки на выходе из томильной зоны

Выводы

Создана прогнозирующая модель динамики термического состояния заготовки во время ее нагрева в методической, сварочной и томильной зонах кольцевой печи. Анализ результатов моделирования для режима работы ТПА 30-102 показал, что перепад температуры по сечению заготовки не превышает 10 °С, что удовлетворяет технологическим требованиям.

Список литературы

1. Осадчий В. Я. Технология и оборудование трубного производства: Учебник для вузов [Текст] / В. Я. Осадчий, А. С. Вавилин, В. Г. Зимовец, А. П. Коликов. – М. : Интермет Инжиниринг, 2001. – 608 с.
2. Технологическая инструкция ТИ ПТЗ 7–1–00: Производство труб на ТПА «30–102» [Текст] / Никополь : «Интерпайп Нико Тьюб». – 64 с.
3. Глинков М. А. Общая теория тепловой работы печей: 2-е изд., перераб. и доп. [Текст] / А. М. Глинков, Г. М. Глинков. – М. : Metallurgy, 1990. – 315 с.
4. ELCUT : Новый подход к моделированию полей. – Режим доступа : http://elcut.ru/feat_r.htm.
5. Арутюнов, В.А. Математическое моделирование печей и их элементов: Учебник для вузов [Текст] / В. А. Арутюнов, В. В. Бухмистров, С. А. Крупеников. – М. : Metallurgy, 1990. – 385 с.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕЗОНАНСНЫХ РЕЖИМОВ ПУЛЬСАЦИЙ В МУФЕЛЕ ЭЛЕКТРОПЕЧИ

Гичёв Ю.А., Ступак М.Ю., Мацукевич М.Ю.

Национальная металлургическая академия Украины, г. Днепр, Украина

Аннотация

Приведена экспериментальная методика и результаты акустического анализа рабочего объема электропечи с целью определения диапазона частот вынужденных колебаний, в котором следует ожидать технологический резонанс при химико-термической обработке металлоизделий. Экспериментально полученная амплитудно-частотная характеристика показала, что в рабочем объеме печи проявляется несколько возможных диапазонов резонансных частот, что расширяет выбор рабочих режимов пульсаций.

Ключевые слова: электропечь, муфель, пульсация, технологический резонанс.

Введение

Наложение пульсаций при химико-термической обработке металлоизделий в электропечи увеличивает степень насыщения поверхности изделий упрочняющими присадками [1]. Наложение пульсаций при химико-термической обработке [2] интенсифицирует массообменный процесс между присадкой и поверхностью металлоизделий, что обеспечивает более глубокое проникновение химической термообработки.

Наиболее эффективное проявление пульсаций следует ожидать в резонансных режимах, то есть, когда частота вынужденных колебаний, обуславливающих пульсации, совпадает с собственной частотой колебаний в рабочем объеме электропечи. В случае резонанса оптимальные, то есть наиболее эффективные частоты пульсаций, достигаются с минимальными энергетическими затратами.

Постановка задачи

Для исследований выбрана электропечь СШЦМ – 6.6/9М1. Выбор объекта исследования обусловлен его доступностью для проведения акустического анализа в условиях максимально приближенным к промышленным. В задачу данных исследований входили:

- разработка методики акустического анализа рабочего объема печи с целью определения диапазона частот вынужденных колебаний, в котором следует ожидать технологический резонанс;
- оценка возможности определения этих частот в процессе эксплуатации электропечи.

Решение поставленной задачи

Суть методики исследования заключалась в реализации физической аналогии рабочего объема печи (муфеля) с резонатором Гельмгольца, который представляет собой колебательную систему, модели-

рующую резонансные частоты. Резонатор Гельмгольца действует как глушитель частот, на которые приходится резонанс [3].

Схема измерений для определения амплитудно-частотной характеристики рабочего объема печи с использованием штатного комплекта исследовательской аппаратуры фирмы «Брюль и Кьер» [4] представлена на рис. 1.

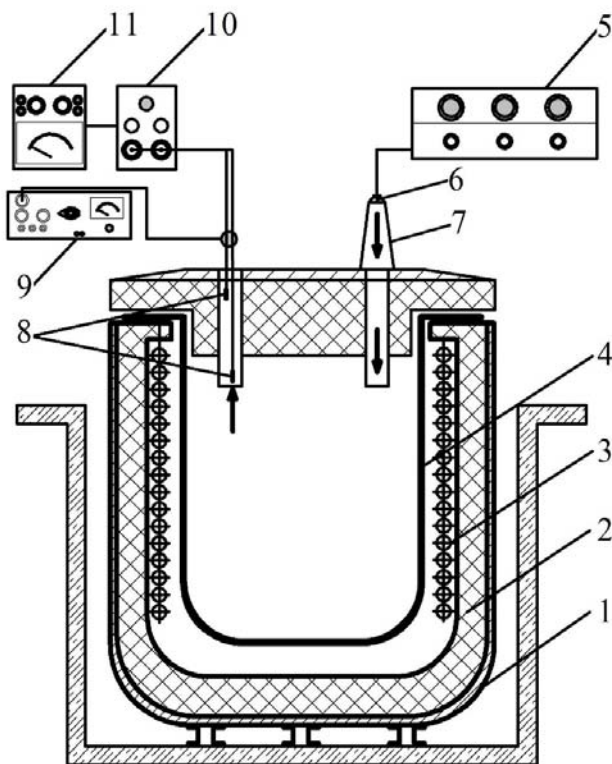


Рис. 1. Схема измерений при определении амплитудно-частотной характеристики рабочего объема печи:

- 1 – кожух печи; 2 – футеровка; 3 – нагреватель; 4 – муфель;
- 5 – генератор звука (ГЗ 118); 6 – динамик (10ГРД-5); 7 – диффузор;
- 8 – микрофоны (М4134, М4165 RFT); 9 – шумомер (PSI – 202 RFT);
- 10 – двухканальный предусилитель (2807 «Брюль и Кьер»);
- 11 – индикатор уровня (М 2038)

Печь и муфель при выполнении акустического анализа находились в холодном состоянии. Звуковые волны поступали в рабочий объем печи от генератора звука (ГЗ-118) через динамик (10ГРД-5) и диффузор. Для этого в крышке печи предусмотрено цилиндрическое входное отверстие. Реакция муфеля печи на звуковое давление контролировалось микрофонами (М4134 и М4165), установленными в выходном отверстии. Звуковые колебания на выходе из печи контролировались также шумомером.

Выходное для звука отверстие создает аналогию муфеля печи с резонатором Гельмгольца. При резонансном колебании столб воздуха в выходном отверстии поглощает звуковые волны, соответствующие

частотам собственных колебаний муфеля, что отражается на разности показаний нижнего и верхнего микрофонов.

Сигналы с микрофонов усиливались двухканальным предусилителем и подавались на индикатор уровня (милливольтметр типа М2038), с которого снимались показания уровня звука.

Амплитудно-частотная характеристика рабочего объема печи определялась в следующей последовательности:

- звуковым генератором устанавливался приемлемый уровень сигнала с динамика (до 120 дБ);
- при постоянном уровне сигнала ступенчато изменялась частота сигнала в интервале от 3 до 1200 Гц;
- звуковое давление на выходе из полости муфеля измерялось установленными на двух уровнях микрофонами, разность показаний которых указывала на поглощение звука и, соответственно, на частоты, при которых следует ожидать резонанс.

Полученная амплитудно-частотная характеристика рабочего объема печи, представленная на рис. 2, показывает, что в рабочем объеме печи проявляется несколько возможных диапазонов резонансных частот.

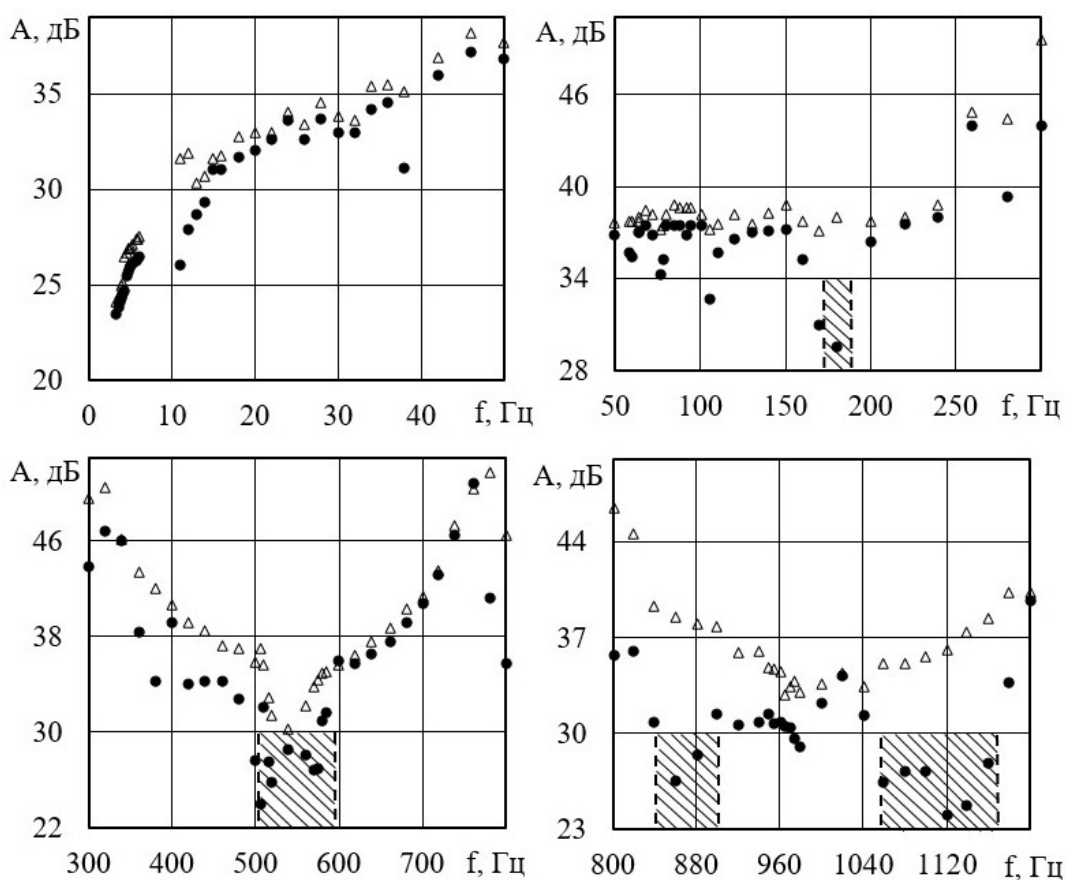


Рис. 2. Амплитудно(A)-частотная(f) характеристика рабочего объема печи (Δ - М4134, $\bullet$ – М4165)

Наиболее контрастные диапазоны частот отмечены на рис. 2 пунктирами:

- 170 – 185 Гц,
- 500 – 595 Гц,
- 835 – 900 Гц,
- 1060 – 1160 Гц.

Наличие нескольких диапазонов предполагаемых резонансных частот обусловлено сложностью волнового движения в реальных условиях, представляющего собой сочетание продольных, поперечных и радиальных волн.

Выводы

Разработана экспериментальная методика акустического анализа рабочего объема печи с целью определения диапазона частот вынужденных колебаний, в котором следует ожидать технологический резонанс.

Полученная амплитудно-частотная характеристика муфеля электропечи показала, что в рабочем объеме печи проявляется несколько возможных диапазонов резонансных частот, что расширяет выбор рабочих режимов пульсаций с точки зрения энергетических затрат и глубины проникновения химической термообработки.

Список литературы

1. Северденко В. П. Применение ультразвука в промышленности / В. П. Северденко, В.В. Клубович. – Минск : Наука и техника, 1967. – 264 с.
2. Кроуфорд А. Е. Ультразвуковая техника: Перевод с англ. / А. Е. Кроуфорд. – М. : Изд-во иностр. лит., 1968. – 264 с.
3. Лепендин Л. Ф. Акустика / Л. Ф. Лепендин. – М. : Высшая школа, 1978. – 448 с.
4. Transducers and conditioning // Brüel & Kjær. – 2015. – P. 175. Mode of access: <http://www.bksv.ru/doc/bf0236.pdf>

ИССЛЕДОВАНИЕ ПУЛЬСАЦИОННО-РЕЗОНАНСНОГО СЖИГАНИЯ ТОПЛИВА НА ПОСТУ СУШКИ СТАЛЕРАЗЛИВОЧНЫХ КОВШЕЙ

Гичёв Ю.А., Ступак М.Ю., Мацукевич М.Ю.

Национальная металлургическая академия Украины, г. Днепр, Украина

Аннотация

Приведены результаты опытно-промышленного исследования пульсационно-резонансного сжигания топлива на посту сушки сталеразливочных ковшей. Отмечено более интенсивное протекание процесса сушки при пульсационно-резонансном сжигании топлива. Экономия природного газа при пульсационно-резонансном режиме сжигания топлива в сравнении с нормативными (без пульсаций) показателями составила $2,7 \div 26,1$ %.

Ключевые слова: сталеразливочный ковш, стенд, сушка, пульсация, резонанс, сжигание топлива.

Введение

Для снижения расходов природного газа целесообразно применение пульсационно-резонансного сжигания топлива [1, 2], от внедрения которого следует ожидать:

- более тщательную тепловую обработку внутренней поверхности рабочего объема ковша за счет исключения застойных недостаточно омываемых продуктами сгорания зон;
- интенсификацию теплообмена между продуктами сгорания и футеровкой ковша;
- повышение эффективности использования топлива вследствие снижения недожога топлива.

Постановка задачи

Задача данной работы заключалась в оценке целесообразности применения пульсационно-резонансного сжигания топлива при сушке сталеразливочных ковшей путем внедрения разработанной системы и оценки ее работоспособности в промышленных условиях.

Основная часть исследования

Исследования выполнены на посту № 2 участка сушки футеровочного отделения электросталеплавильного цеха (ЭСПЦ) № 2 ОАО "Оскольский электрометаллургический комбинат". Общий вид стенда для сушки сталеразливочных ковшей и схема размещения пульсационного блока представлены на рис. 1.

Схема аппаратного обеспечения пульсационно-резонансного сжигания топлива на посту сушки сталеразливочных ковшей представлена на рис. 2.

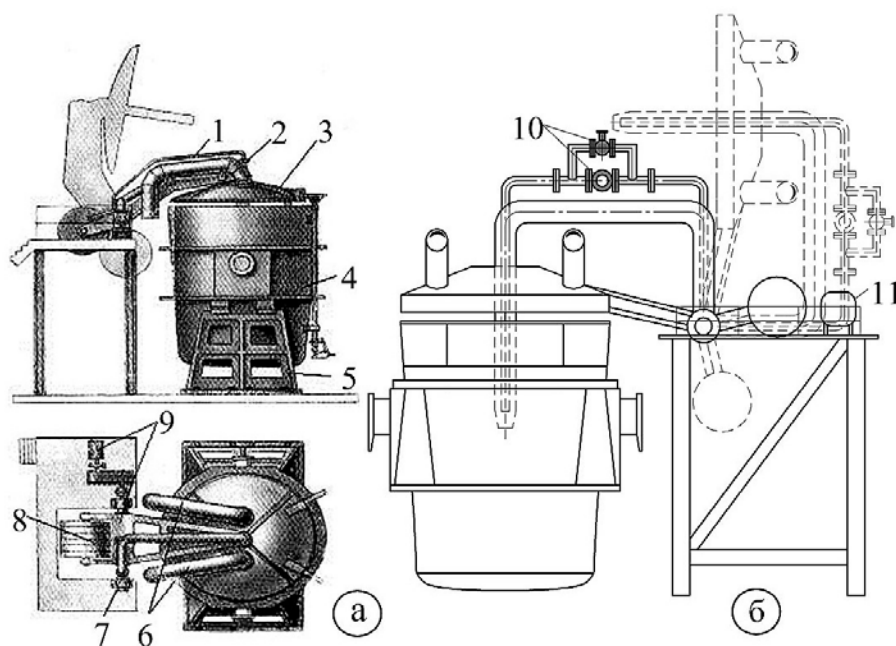


Рис 1. Стенд для сушки сталеразливочных ковшей:
а – общий вид; б – схема размещения пульсационного блока,
1 – газопровод; 2 – горелка; 3 – крышка; 4 – ковш; 5 – стойки; 6 – газоход
для отвода продуктов сгорания; 7 – воздухопровод; 8 – контргруз; 9 – механизм
поворота крышки; 10 – пульсационный блок; 11 – блок питания и управления

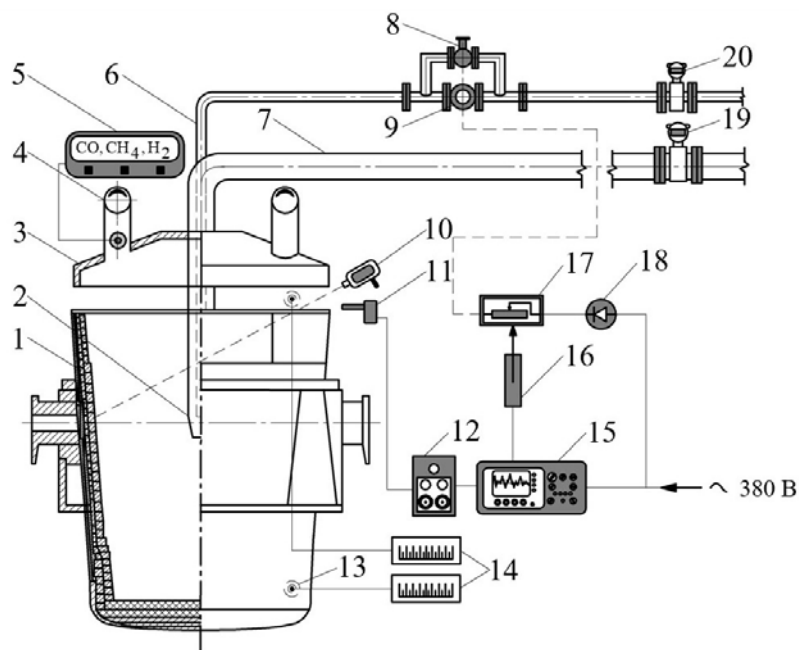


Рис 2. Схема аппаратного обеспечения пульсационно-резонансного
сжигания топлива на посту сушки сталеразливочных ковшей
1 – ковш; 2 – горелка; 3 – крышка; 4 – газоход для отвода продуктов сгорания;
5 – хроматограф; 6 – газопровод; 7 – воздухопровод; 8 – байпасный перепуск;
9 – пульсационный блок; 10 – радиационный пирометр; 11 – акустический зонд;
12 – предусилитель; 13 – термопара; 14 – потенциометры; 15 – анализатор спектра;
16 – исполнительный механизм; 17 – реостат; 18 – выпрямитель;
19, 20 – расходомеры

Сушка футеровки ковшей осуществлялась после полной замены рабочего слоя. Результаты испытаний представлены в табл. 1.

Таблица 1

Результаты испытаний на посту сушки сталеразливочных ковшей

№ опыта	№ ковша	Частота пульсаций, Гц	Температура футеровки, °С	Температура кожуха, °С	Общий расход природного газа, м ³	Экономия природного газа, %
-	Н	-	~900	75	2570	-
1	36	45÷55 18÷25	~900	77	2370	7,8
2	31	18÷25	1050÷1060	78	2500	2,7
3	2	18÷25	~1100	75	2295	10,7
4	5	18÷25	1050÷1120	79	2230	13,2
5	12	18÷25	1050÷1120	80	2215	13,8
6	25	18÷25	~900	87	2020	21,4
7	36	18÷25	~900	74	1900	26,1
8	30	18÷25	~900	76	2200	14,4

Изменения в подаче природного газа во время опытов представлены на рис. 3.

Сушка первого опытного ковша (№ 36) в течение пяти часов происходила по графику, соответствующему технологической инструкции, то есть по графику нормативного ковша (Н). В конце пятого часа сушки включено устройство пульсационного сжигания топлива и начался поиск резонансного режима. Частота пульсаций при поиске резонансного режима изменялась в диапазоне 15 ÷ 60 Гц. При полностью перекрытом байпасе обнаружен ощутимый резонансный эффект в диапазоне частот 45 ÷ 55 Гц, однако работать в этом диапазоне частот не представлялось возможным вследствие резонансного возбуждения конструкций поста сушки. До завершения процесса сушки обнаружен второй менее интенсивный пик резонансной частоты (субгармоника) в диапазоне 18 ÷ 25 Гц.

Сушка второго опытного ковша (№ 31) осуществлялась по нормативному графику в пульсационно-резонансном режиме с диапазоном частот пульсаций 18 ÷ 25 Гц. После седьмого часа сушки ковша температура поверхности футеровки на расстоянии 500 – 700 мм от среза ковша составила 1050 – 1060 °С, то есть значительно выше нормы (900 °С). Температура кожуха ковша достигла нормативного значения (75 °С) после десяти часов сушки. Всё это позволило после десятого часа и до конца сушки снизить расход газа по отношению к нормативному расходу.

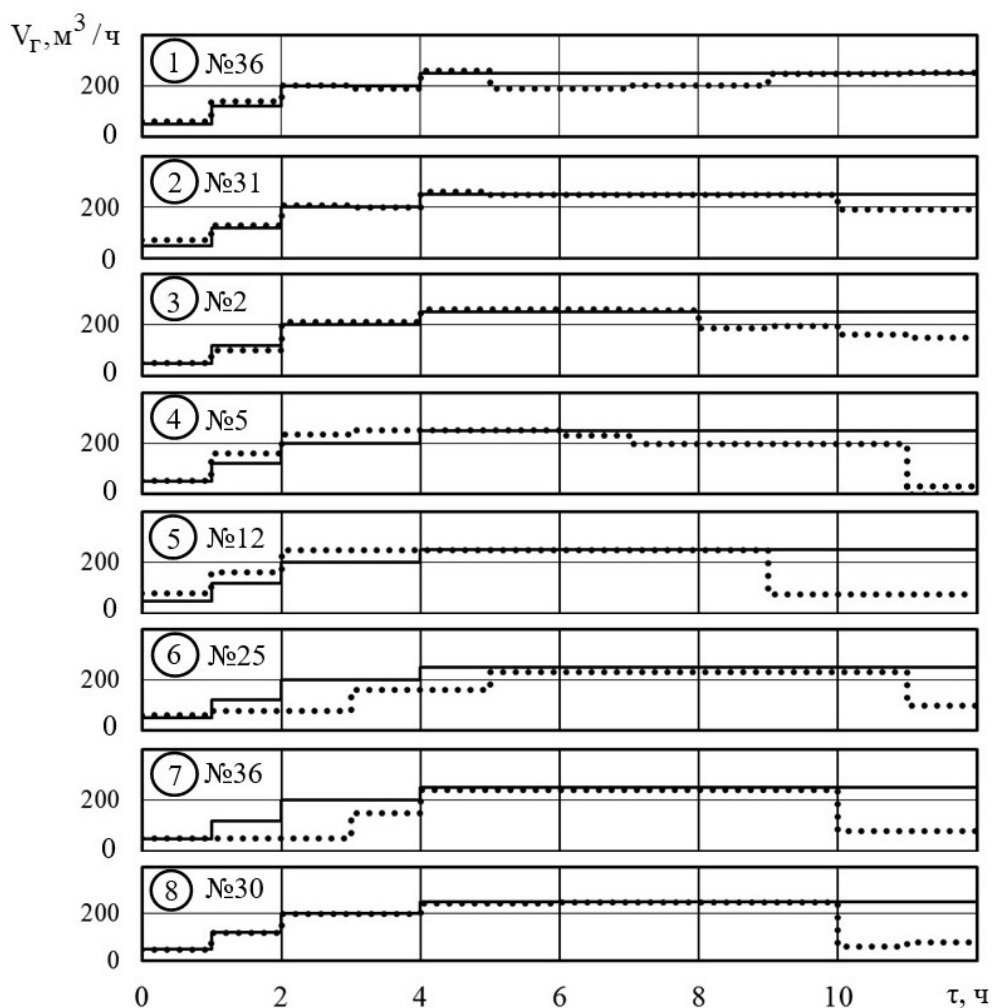


Рис. 3. Изменения в подаче природного газа (V_r) во время сушки ковшей при пульсационно-резонансном сжигании топлива

1...8 – номера опытов
 ————— нормативный режим
 опытный режим

Сушка третьего опытного ковша (№ 2) первые семь часов осуществлялась по нормативному графику подачи топлива в пульсационно-резонансном режиме с диапазоном частот $18 \div 25$ Гц. После восьми часов сушки температура футеровки ковша составила 1040°C . Температура футеровки после десяти часов составила 1100°C . Превышение нормативной температуры (900°C) позволило снизить расход газа, соответственно, после восьмого и десятого часа сушки ковша, сохраняя пульсационно-резонансный режим сжигания топлива.

В последующих опытах (№ 4 ÷ 8) проводился поиск оптимального режима сушки.

В целом, испытание пульсационно-резонансного режима сжигания топлива на стенде сушки сталеразливочных ковшей позволяет отметить следующее:

- работа пульсационного блока на газопроводе стенда обеспечивает расходы газа и изменения расходов газа в соответствии с технологической инструкцией;
- практически подтверждена возможность поиска пульсационно-резонансных частот в промышленных условиях несмотря на отрицательное воздействие температур, акустических помех и инерционности аппаратуры;
- установлена достаточно высокая работоспособность пульсационного блока и возможность стабильного поддержания в процессе сушки необходимых резонансных частот пульсаций газа;
- отмечено более интенсивное протекание процесса сушки, что позволяет уменьшить продолжительность процесса и, соответственно, сократить расход топлива;
- экономия природного газа при пульсационно-резонансом режиме сжигания топлива в сравнении с нормативными показателями составила $2,7 \div 26,1 \%$.

Выводы

В результате испытания пульсационно-резонансного режима сжигания топлива на стенде сушки сталеразливочных ковшей установлено, что работа пульсационного блока на газопроводе стенда обеспечивает расходы газа и изменения расходов газа в соответствии с технологической инструкцией. На практике подтверждена возможность поиска пульсационно-резонансных частот в промышленных условиях несмотря на отрицательное воздействие температур, акустических помех и инерционности аппаратуры. Отмечено более интенсивное протекание процесса сушки, что позволяет уменьшить продолжительность процесса и, соответственно, сократить расход топлива.

Список литературы

1. Пат. №110873 Україна, МПК B22D 41/00. Спосіб сушіння або розігрівання футерівки металургійної ємності / Ю. О. Гічов, М. Ю. Ступак, М. М. Жовтонога, Т. А. Васільків, А. С. Попова, В. О. Перцевий; заявник та патентовласник Національна металургійна академія України. – а201407415; заявл. 02.07.2014; опубл. 25.02.2016, бюл. № 4/2016. – 3 с.
2. Gichov Iu. The application of fuel burning pulsating resonance during drying and heating processes of steel-teeming ladles / Iu. Gichov, M. Stupak, M. Matsukevych // Metallurgical and Mining Industry. – Dnipro. –2016. – № 10. – P. 75–83.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПУЛЬСАЦИОННО-РЕЗОНАНСНОГО СЖИГАНИЯ ТОПЛИВА НА ПОСТУ РАЗОГРЕВА СТАЛЕРАЗЛИВОЧНЫХ КОВШЕЙ

Гичёв Ю.А., Ступак М.Ю., Мацукевич М.Ю.

Национальная металлургическая академия Украины, г. Днепр, Украина

Аннотация

Приведены результаты опытно-промышленного исследования пульсационно-резонансного сжигания топлива на посту разогрева сталеразливочных ковшей. Установлена целесообразность применения пульсационно-резонансного сжигания топлива на постах разогрева ковшей под плавку. Экономия природного газа составила $19,5 \div 37,8 \%$.

Ключевые слова: сталеразливочный ковш, стенд, разогрев, пульсация, резонанс, сжигание топлива.

Введение

Применение пульсационно-резонансного сжигания топлива на посту интенсивного разогрева ковшей, кроме экономии топлива позволяет, предельно сократить процесс разогрева [1, 2]. Возможность сокращения разогрева и фактическая экономия топлива при пульсационно-резонансном сжигании оценивались по результатам опытно-промышленных исследований.

Постановка задачи

Задача данной работы заключалась в оценке целесообразности применения пульсационно-резонансного сжигания топлива при разогреве сталеразливочных ковшей путем внедрения разработанной системы и оценки ее работоспособности в промышленных условиях.

Основная часть исследования

Исследования пульсационно-резонансного сжигания топлива при разогреве сталеразливочных ковшей выполнено в ЭСПЦ-2 № 2 ОАО "Оскольский электрометаллургический комбинат" на посту № 1 участка интенсивного разогрева ковшей под плавку.

Схема аппаратного обеспечения пульсационно-резонансного сжигания топлива приведена на рис. 1.

Для опытов отобраны ковши после длительного простоя, то есть разогрев ковшей производился из холодного состояния.

Ковш укладывался на передвижную тележку в горизонтальное положение и продвигался к отбойной (огнеупорной) стенке с выступающей горелкой типа ГНП-9. Ось горелки расположена на расстоянии $1/3$ диаметра ковша от нижней кромки.

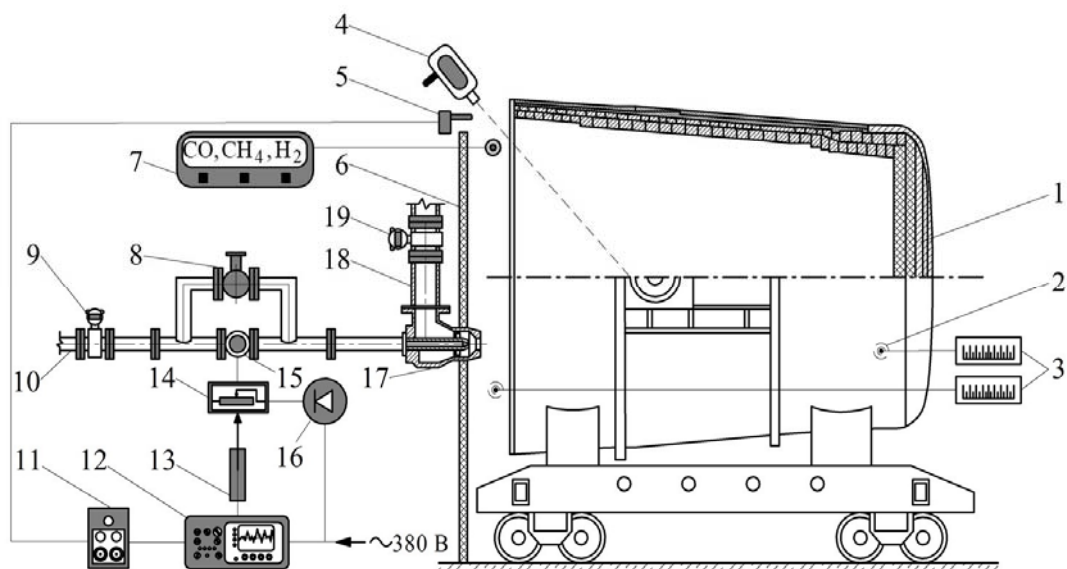


Рис. 1. Схема аппаратного обеспечения пульсационно–резонансного сжигания топлива на посту интенсивного разогрева ковшей под плавку:

1 – ковш; 2 – термопара; 3 – потенциометры; 4 – радиационный пирометр;
5 – акустический зонд; 6 – отбойная стенка; 7 – хроматограф; 8 – байпасный
перепуск; 9 – расходомер; 10 – газопровод; 11 – предусилитель; 12 – анализатор
спектра; 13 – исполнительный механизм; 14 – реостат; 15 – пульсационный блок;
16 – выпрямитель; 17 – горелка; 18 – воздухопровод; 19 - расходомер

В соответствии с технологической инструкцией при простое сталеразливочного ковша без разогрева более 6 часов продолжительность разогрева должен быть не менее 6 часов.

Настройка резонансных частот привела к рабочему диапазону частот 18 ÷ 30 Гц. Изменения расходов газа во время опытов представлено на рис. 2.

Результаты опытов приведены в табл. 1.

Принимая во внимание более интенсивный нагрев при пульсационно-резонансном режиме сжигания топлива расход газа при разогреве первого опытного ковша (№ 38) снижен на 28 % по сравнению с нормативным режимом. После пятого часа сушки по темпу нагрева установлен существенный недогрев ковша, что потребовало увеличить расход газа сверх нормативного на 30 %. После семи часов сушки процесс завершен с перегревом ковша: 879 °С вместо нормативного значения 700 °С.

На втором опытном ковше (№ 9) в течение семи часов расход природного газа поддерживался на 8 % ниже нормативного расхода. Тем не менее, после семи часов разогрева получен значительный перегрев футеровки ковша: 910 °С вместо 700 °С.

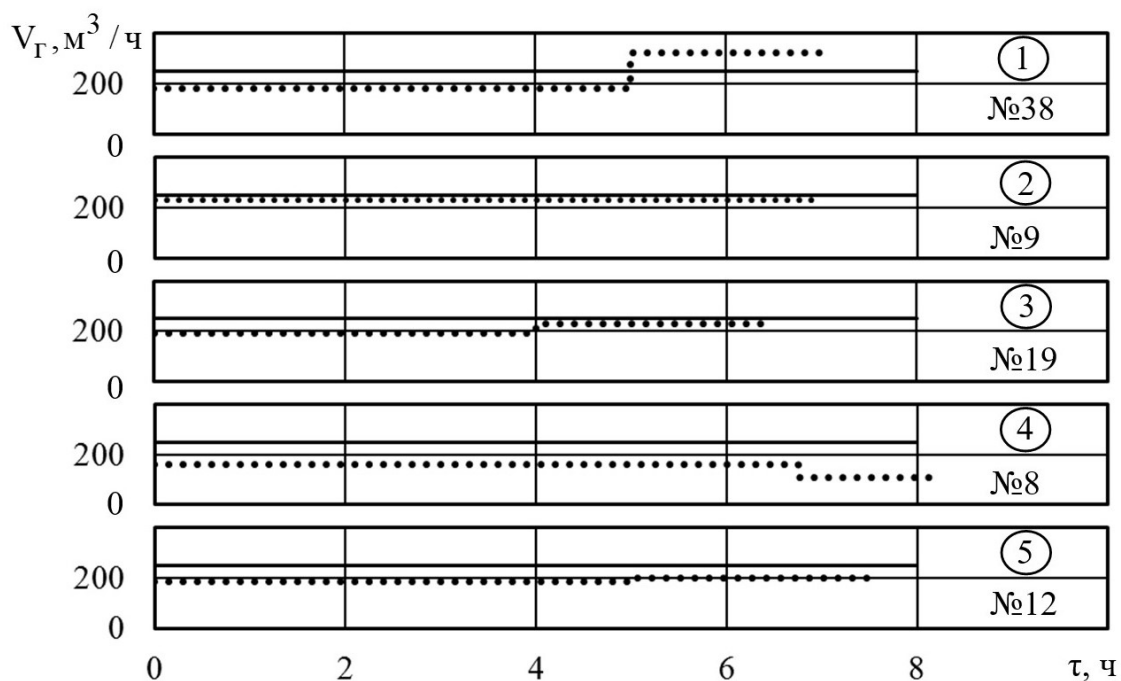


Рис. 2. Изменения в подаче природного газа (V_r) во время разогрева ковшей при пульсационно-резонансном сжигании топлива:

1...5 – номера опытов
 — нормативный режим
 опытный режим

Таблица 1
 Результаты испытаний на посту разогрева сталеразливочных ковшей

№ опыта	№ ковша	Частота пульсаций, Гц	Температура футеровки, °С	Температура кожуха, °С	Общий расход природного газа, м³	Экономия природного газа, %
-	Н	18÷30	700	93	2000	-
1	38	18÷30	879	89	1550	22,5
2	9	18÷30	910	97	1610	19,5
3	19	18÷30	750	82	1335	33,3
4	8	18÷30	737	77	1245	37,8
5	12	18÷30	777	84	1425	28,8

На последующих опытных ковшах (№ 19, № 8 и № 12) понижение расходов газа связано с необходимостью исключения значительного перегрева ковшей сверх нормативного значения. Конечная температура поверхности футеровки ковшей составила, соответственно, 750 °С, 737 °С и 777 °С.

В целом, результаты испытаний системы пульсационно-резонансного сжигания топлива на посту разогрева сталеразливочных ковшей позволяют отметить следующее:

- высокую возбудимость резонансных частот в ковше вследствие небольшой протяженности и объема участка газопровода между пульсационным блоком и горелкой;
- заметный рост интенсивности разогрева с применением пульсационно-резонансного режима сжигания топлива;
- целесообразность применения пульсационно-резонансного сжигания топлива на постах интенсивного разогрева ковшей под плавку, так как пульсационно-резонансный режим позволяет форсировать разогрев резонансной пульсацией факела;
- экономия природного газа составила $19,5 \div 37,8 \%$, что позволяет рекомендовать пульсационно-резонансный режим сжигания топлива на стендах разогрева к опытному внедрению.

Выводы

Результаты испытаний системы пульсационно-резонансного сжигания топлива на посту разогрева сталеразливочных ковшей указывают на целесообразность применения пульсационно-резонансного режима сжигания на постах интенсивного разогрева ковшей под плавку, так как пульсационно-резонансный режим позволяет наряду с увеличением расхода газа форсировать разогрев под плавку резонансной пульсацией факела.

Список литературы

1. Пат. №110873 Україна, МПК В22D 41/00. Спосіб сушіння або розігрівання футерівки металургійної ємності / Ю. О. Гічов, М. Ю. Ступак, М. М. Жовтонога, Т. А. Васільків, А. С. Попова, В. О. Перцевий; заявник та патентовласник Національна металургійна академія України. – а201407415; заявл. 02.07.2014; опубл. 25.02.2016, бюл. № 4/2016. – 3 с.
2. Gichov Iu. The application of fuel burning pulsating resonance during drying and heating processes of steel-teeming ladles / Iu. Gichov, M. Stupak, M. Matsukevych // Metallurgical and Mining Industry. – Dnipro. –2016. – № 10. – P. 75–83.

К АНАЛИТИЧЕСКОМУ РАСЧЁТУ ПОТЕНЦИАЛЬНОГО ТЕЧЕНИЯ ГАЗА В ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ШАХТЕ

Горбунов А.Д., Глущенко Е.Л.

*Днепропетровский государственный технический университет,
г. Каменское, Украина*

Аннотация

Предложена подстановка, делающая нелинейное уравнение Лапласа линейным. Получено аналитическое решение нелинейной двумерной задачи безвихревого течения газа в цилиндрической шахте. Данные решения дают возможность отрабатывать и отлаживать различные численные методы и алгоритмы расчётов.

Ключевые слова: уравнение Лапласа, течение газа, аналитическое решение; цилиндрическая шахта.

Постановка проблемы

Довольно часто течение газа можно встретить в различного рода печах шахтного типа: обжиговых, цементных, ваграночных, но чаще всего – доменных.

Анализ последних достижений и публикаций

К настоящему времени имеется достаточное количество [1 – 6] и ряд других, математических моделей тепло- и газодинамических процессов, происходящих в доменной печи. Все эти модели требуют знания течения газа, которое ввиду сложности задачи находится методом последовательных приближений. Как известно, скорость сходимости любого итерационного метода весьма существенно зависит от точности задания первого приближения.

Цель данной работы – получить аналитическое решение задачи о течении газа в цилиндрической шахте, пусть даже в упрощённой постановке. С помощью таких решений можно отрабатывать и отлаживать различные численные методы и алгоритмы расчётов.

Физическая постановка задачи

В цилиндрическую шахту вдувается газ через круговую щель шириной d , отстоящей от дна цилиндра ($z = 0$) на расстоянии l . Радиус цилиндра R , высота H . Газ вдувается с начальной скоростью v_0 . Сыпучий материал в шахте имеет порозность ε и просветность ε_n . Необходимо определить осевую u и радиальную v скорость газа в любой точке сечения шахты (рис. 1).

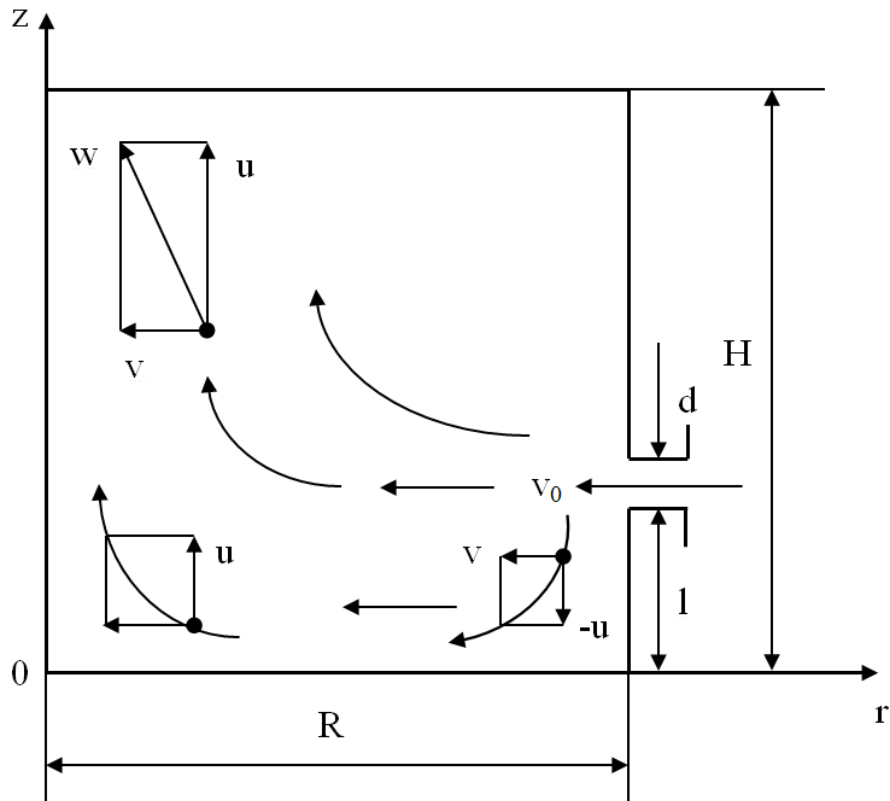


Рис. 1. К расчёту полей скоростей газа в цилиндрической шахте

Математическая постановка задачи

Будем считать течение газа в канале стационарным, т.е. не зависящим от времени и безвихревым. В теории гидрогазодинамики доказывается, что для безвихревого или так называемого потенциального течения существует такой потенциал скорости $\varphi(r, z)$, когда компоненты продольной u и поперечной v скоростей определяются следующими простыми соотношениями

$$u = \frac{\partial \varphi}{\partial z} \quad \text{и} \quad v = \frac{\partial \varphi}{\partial r}. \quad (1)$$

При этом полная или скалярная скорость (см. рис. 1)

$$W = \sqrt{u^2 + v^2}. \quad (2)$$

Сам же потенциал скорости $\varphi(r, z)$ должен находиться из решения двумерного уравнения Лапласа в цилиндрической системе координат, например [3]:

$$\operatorname{div}(\tilde{\rho} \cdot \operatorname{grad} \varphi) = \frac{\partial}{\partial z} \left(\tilde{\rho} \frac{\partial \varphi(r, z)}{\partial z} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \cdot \tilde{\rho} \cdot \frac{\partial \varphi(r, z)}{\partial r} \right) = 0, \quad (3)$$

где $\tilde{\rho} = \varepsilon_n \cdot \rho$ – модифицированная плотность, кг/м³; ρ – обычная плотность газа, кг/м³; ε_n – просветность слоя или отношение площади поперечного сечения пустот шихты к полному сечению цилиндра.

Обычно, в [3] и др., под ε_n понимают порозность слоя ε или долю объёма межкусковых пустот от общего объёма шахты печи. Зависимость плотности газа от температуры, а значит и от координат, делает задачу (3) нелинейной.

Граничными условиями для уравнения (3) служат:

– условие непроницаемости на боковой стенке цилиндра при $r = R$, исключая область фурм шириной d

$$\frac{\partial \varphi(R, z)}{\partial r} = 0, \quad 0 \leq z < l, \quad (l + d) < z \leq H, \quad (4)$$

– условия вдувания при $r = R$ и $l \leq z \leq l + d$

$$\frac{\partial \varphi(R, z)}{\partial r} = v_0, \quad (5)$$

– условие на свободном конце цилиндра при $z = H, 0 \leq r \leq R$

$$\varphi(r, H) = 0, \quad (6)$$

– условие на дне цилиндра при $z = 0, 0 \leq r \leq R$

$$\varphi(r, 0) = \varphi_0. \quad (7)$$

Система уравнений (1) – (7) представляет собой математическую постановку задачи о потенциальном течении газа в цилиндрической шахте.

Решение задачи

При реализации задачи нелинейной теплопроводности в случае, когда коэффициент теплопроводности λ зависит от температуры $\lambda(T)$, для упрощения записи дифференциального уравнения переноса теплоты в новой переменной используется подстановка Кирхгофа [7]:

$$\Phi(T) = \int_{T_0}^T \lambda(T) dT. \quad (8)$$

Введём аналогичную подстановку для задачи о потенциале скоростей

$$F(r, z) = \int \tilde{\rho} d\varphi. \quad (9)$$

Тогда, уравнение Лапласа (3) значительно упрощается до вида

$$\operatorname{div}(\operatorname{grad} F) = \frac{\partial^2 F}{\partial z^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial F}{\partial r} \right) = 0. \quad (10)$$

Теперь граничными условиями для функции $F(r, z)$ будут: условия непроницаемости на боковой поверхности цилиндра при $r = R$, исключая область фурм шириной d

$$\frac{\partial F(R, z)}{\partial r} = 0, \quad 0 \leq z \leq l, \quad (l + d) < z \leq H, \quad (11)$$

– условия вдува при $r = R$ и $l \leq z \leq (l + d)$

$$\frac{\partial F(R, z)}{\partial r} = v_0, \quad (12)$$

– условия на свободном конце цилиндра при $z = H$

$$F(r, H) = 0, \quad 0 \leq r \leq R, \quad (13)$$

– условия на дне цилиндра при $z = 0, \quad 0 \leq r \leq R$

$$F(r, 0) = F_0. \quad (14)$$

Система уравнений (10)...(14) представляет собой математическую постановку задачи в новых переменных.

Решая уравнение Лапласа (10) методом разделения переменных [8], получим

$$F(r, z) = F_0(1 - Z) + \sum_{n=1}^{\infty} A_n \cdot \sin(\mu_n \cdot Z) \cdot I_0(\mu_n \cdot X), \quad (15)$$

где $\mu_n = n \cdot \pi$; $Z = \frac{z}{H}$; $X = \frac{r}{H}$ – безразмерные координаты; $I_0(x)$ – модифицированная функция Бесселя первого рода нулевого порядка; $I_1(x)$ – то же первого порядка [8].

Найдём производную

$$\frac{\partial F}{\partial r} = \frac{1}{H} \sum_{n=1}^{\infty} A_n \cdot \mu_n \cdot \sin(\mu_n Z) \cdot I_1(\mu_n X). \quad (16)$$

Положим в (16) $r = R$ и обозначим

$$f(z) = \frac{1}{H} \sum_{n=1}^{\infty} A_n \cdot \mu_n \cdot \sin(\mu_n Z) \cdot I_1(\mu_n \gamma), \quad (17)$$

где $\gamma = \frac{R}{H}$.

Разложим функцию $f(z)$ в ряд Фурье по синусам

$$f(z) = \sum_{n=1}^{\infty} b_n \cdot \sin(\mu_n Z), \quad (18)$$

Коэффициенты b_n находятся по следующей формуле:

$$b_n = \frac{2}{H} \int_0^H \sin(\mu_n Z) dz = \frac{2}{H} \left[\int_0^l \rightarrow 0 + \int_l^{l+d} v_0 \cdot \sin\left(\mu_n \frac{z}{H}\right) dz + \int_{l+d}^H \rightarrow 0 \right] = \quad (19)$$

$$= -\frac{2v_0}{\mu_n} \cos \mu_n \frac{z}{H} \Big|_l^{l+d} = \frac{4v_0}{\mu_n} \cdot \sin \alpha_1 \cdot \sin \alpha_2,$$

$$\text{где } \alpha_1 = \frac{\mu_n \cdot d}{2H}; \quad \alpha_2 = \frac{\mu_n(l+d/2)}{H} \equiv \alpha_1 + \frac{\mu_n \cdot l}{H}.$$

При выводе (19) было учтено тригонометрическое тождество для разности косинусов [8]:

$$\cos x_1 - \cos x_2 = -2 \sin\left(\frac{x_1 + x_2}{2}\right) \cdot \sin\left(\frac{x_1 - x_2}{2}\right).$$

Сравнивая ряды (17) и (18), получим выражение для определения коэффициентов A_n .

$$A_n = \frac{H \cdot b_n}{\mu_n \cdot I_1(\mu_n \cdot \gamma)} = \frac{4 \cdot v_0 \cdot H \cdot \sin \alpha_1 \cdot \sin \alpha_2}{\mu_n^2 \cdot I_1(\mu_n \cdot \gamma)}. \quad (20)$$

Зная потенциал $F(r, z)$ по уравнению (15), найдём компоненты скоростей.

Осевая

$$u(r, z) = \frac{\partial F}{\partial z} = -\frac{F_0}{H} + v_0 \sum_{n=1}^{\infty} C_n \cdot \cos(\mu_n Z) \cdot I_0(\mu_n X) \quad (21)$$

и радиальная скорость

$$v(r, z) = \frac{\partial F}{\partial r} = v_0 \sum_{n=1}^{\infty} C_n \cdot \sin(\mu_n Z) \cdot I_1(\mu_n X), \quad (22)$$

$$\text{где } C_n = \frac{4 \cdot \sin \alpha_1 \cdot \sin \alpha_2}{\mu_n \cdot I_1(\mu_n \gamma)}.$$

Окончательно, полная скорость по уравнению (2)

$$W(r, z) = \sqrt{u^2 + v^2}. \quad (23)$$

Следует отметить, что полученное решение можно применить при расчёте полей давлений с использованием приближённой модели Ю. Радештока и Р. Ешара [3, 6], для которой уравнение Лапласа имеет вид:

$$\operatorname{div}[A \operatorname{grad} \tilde{p}] = \frac{\partial}{\partial z} \left(A \frac{\partial \tilde{p}}{\partial z} \right) + \frac{1}{r^k} \frac{\partial}{\partial r} \left(r^k A \frac{\partial \tilde{p}}{\partial r} \right) = 0, \quad (24)$$

$$\text{где } A = \frac{1}{2a_3 + a_4 w_0} \equiv \left[a_3 + \sqrt{a_3^2 + \frac{a_4}{\rho} \sqrt{\left(\frac{\partial \tilde{p}}{\partial z}\right)^2 + \left(\frac{\partial \tilde{p}}{\partial r}\right)^2}} \right]^{-1};$$

$a_3 = a_1/2\rho$; $a_4 = a_2/\rho$; $\tilde{p} = \varepsilon_{\Pi} \cdot p$; $\tilde{\rho} = \varepsilon_{\Pi} \cdot \rho$ – модифицированное давление и плотность газа, соответственно.

Если теперь применить к уравнению (24) подстановку, аналогичную (9)

$$F(r, z) = \int A \cdot d\tilde{p}, \quad (25)$$

то получим линейное уравнение Лапласа (10) и его решение (15).

Необходимо отметить также, что если использовать усреднённые по радиусу и высоте плотность $\tilde{\rho}_{cp}$ и коэффициент A_{cp} , то из подстановок (9) и (25) вытекают формулы

$$\varphi(r, z) = F(r, z)/\tilde{\rho}_{cp} \text{ и } \tilde{p}(r, z) = F(r, z)/A_{cp}, \quad (26)$$

где функция $F(r, z)$ уже определена ранее уравнением (15).

Выводы

1. Предложена подстановка, делающая нелинейное уравнение Лапласа линейным.
2. Получено аналитическое решение нелинейной двумерной задачи безвихревого течения газа в цилиндрической шахте.

Список литературы

1. Дмитриев А. Н., Шаврин С. В. Двумерная математическая модель доменного процесса // Сталь. – 1996. – № 12. – С. 7–13.
2. Китаев Б. И., Ярошенко Ю. Г., Лазарев Б. Л. Теплообмен в доменной печи. – М. : Металлургия, 1966. – 355 с.
3. Теплотехника доменного процесса / Б. И. Китаев, Ю. Г. Ярошенко, Е. Л. Суханов и др. – М. : Металлургия, 1978. – 248 с.
4. Рамм А. Н. Современный доменный процесс. – М. : Металлургия, 1980. – 304 с.
5. Домна в энергетическом измерении / А. В. Бородулин, А. Д. Горбунов, В. И. Романенко, Г. И. Орел. – Кривой Рог. СП «Мир», 2004. – 412 с.
6. Математическое моделирование тепловых и газодинамических режимов доменной плавки: монография / Горбунов А. Д., Глушенко Е. Л. – Днепродзержинск : ДГТУ, 2011. – 318 с.
7. Коздоба Л. А. Методы решения нелинейных задач теплопроводности. – М. : Наука, 1975. – 228 с.
8. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. – М. : Наука, 1968. – 720 с.

КОНЕЧНО-РАЗНОСТНАЯ МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПОЛЕЙ ТЕМПЕРАТУР И ТЕРМИЧЕСКИХ НАПРЯЖЕНИЙ ПРИ НАГРЕВЕ И ОХЛАЖДЕНИИ ТЕЛ ПРОСТОЙ ФОРМЫ КОНВЕКЦИЕЙ И ИЗЛУЧЕНИЕМ ОДНОВРЕМЕННО

Горбунов А.Д., Уклеина С.В.

*Днепропетровский государственный технический университет,
г. Кам'янське, Украина*

Аннотация

В докладе показана конечно-разностная методика расчета температурных полей и осевых термических напряжений при нагреве (охлаждении) простых тел одновременно конвекцией и излучением. Путем использования метода касательных Ньютона, разложения на границах тела функции температур в ряд Тейлора, идеи фиктивного слоя и приемов метода элементарных балансов, получен ряд схем улучшенной аппроксимации граничных условий.

Ключевые слова: поля температур, конвективно-радиационный нагрев, числа Био, числа Старка, термические напряжения.

Введение

В работах [1] и других авторов приведены результаты расчетов численного интегрирования (методом сеток) конвективно-радиационного нагрева тел при умеренных числах Био и Старка (менее 5). Кроме того, там отсутствует информация о среднемассовых температурах, без знания которых невозможно определить термические напряжения.

Получим решения, свободные от указанных недостатков.

Постановка задачи

Математическая постановка задачи симметричного нагрева тел простой геометрической формы конвекцией и радиацией от начальной температуры T_0 до температуры T_c имеет вид:

$$\frac{\partial \theta(X, Fo)}{\partial Fo} = \frac{1}{X^\nu} \cdot \frac{\partial}{\partial X} \left(X^\nu \cdot \frac{\partial \theta}{\partial X} \right), \quad (1)$$

$$\theta(X, 0) = \theta_0, \quad (2)$$

$$\frac{\partial \theta(0, Fo)}{\partial X} = 0, \quad (3)$$

$$\frac{\partial \theta(1, Fo)}{\partial X} = Q(\theta_n) = Bi(\theta_c - \theta_n) + Sk(\theta_c^4 - \theta_n^4), \quad (4)$$

где $\theta = T/T_x$; $\theta_0 = T_0/T_x$ – начальная температура; $\theta_c = T_c/T_x$ – температура окружающей среды; $\theta_n(Fo) = \theta(1, Fo)$ – относительная температура поверхности; $X = x/R_0$; $Bi = \alpha \cdot R_0 / \lambda$ – число Био; $Sk = \sigma T_x^3 R_0 / \lambda$ – радиационное число Старка; $Fo = \alpha t / R_0^2$ – число Фурье; ν – коэффициент геомет-

рической формы, равный 0,1,2 соответственно для пластины, цилиндра и шара; T_x – характерная или масштабная температура, °К. В случае нагрева $T_x = T_c$ и тогда следует положить $\theta_c = 1$, а при охлаждении $T_x = T_0$ и $\theta_0 = 1$.

Согласно [2] осевые термические напряжения можно определить по формулам:

$$\text{на поверхности } \tilde{\sigma}_n(For) = \theta_{cp}(For) - \theta_n(For) \quad (5)$$

$$\text{и в центре тела } \tilde{\sigma}_y(For) = \theta_{cp}(For) - \theta_y(For), \quad (6)$$

где $\tilde{\sigma}(For) = \sigma(x, \tau) / \sigma_0$ – относительное термическое напряжение; $\sigma_0 = \beta E \cdot T_x / (1 - \mu)$; β – линейный коэффициент термического расширения, $1/K$; E – модуль упругости, Па; μ – коэффициент Пуассона.

Среднемассовая температура θ_{cp} отсутствует в системе уравнений (1)...(4), но её можно найти по известному выражению [3]:

$$\theta_{cp}(For) = (\nu + 1) \cdot \int_0^1 \theta(X, For) X^\nu \cdot dX. \quad (7)$$

Решение поставленной задачи

Систему уравнений (1)...(7), представляющую собой математическую постановку задачи нестационарной теплопроводности, будем решать явным методом конечных разностей [4, 5].

Заменяя в уравнении (1) непрерывные производные явными конечно-разностными соотношениями согласно [4, 5], получим сеточный или конечно-разностный аналог (аппроксимацию) исходного дифференциального уравнения теплопроводности:

$$\hat{\theta}_j = \theta_j + G \cdot \left[E_p^\nu \cdot (\theta_{j+1} - \theta_j) - E_M \cdot (\theta_j - \theta_{j-1}) \right], \quad j = \overline{2, N}, \quad (8)$$

где $G = For_c = \Delta For \cdot N^2$ – сеточное число Фурье; $\Delta For = a \Delta \tau / R_0^2$ – обычное изменение числа Фурье; $\theta_j = \theta(X_j, \tau_k)$; $\hat{\theta}_j = \theta(X_j, \tau_{k+1})$;

$$X_p = (X_j + X_{j+1}) / 2 = (2j - 1) \cdot H / 2;$$

$$X_M = X_{j-1/2} = (X_j + X_{j-1}) / 2 = (2j - 3) \cdot H / 2;$$

$$E_p = (X_p / X_j)^\nu = \left(\frac{2j-1}{2 \cdot (j-1)} \right)^\nu \quad E_M = (X_M / X_j)^\nu = \left(\frac{2j-3}{2 \cdot (j-1)} \right)^\nu.$$

Для плоских тел коэффициент формы тела $\nu = 0$ и уравнение (8) упрощается до вида:

$$\hat{\theta}_j = \theta_j + G \cdot (\theta_{j+1} - 2\theta_j + \theta_{j-1}). \quad (9)$$

Из уравнения (9) вытекает требование $For_c \leq 1/2$, которое называется условием устойчивости примененной здесь явной разностной схемы.

Начальное условие (2) при $\tau = 0$ станет:

$$\hat{\theta}(X_j, 0) = \theta_0 \quad j = 1, N1. \quad (10)$$

Простая аппроксимация граничного условия (3):

$$\hat{\theta}_1 = \hat{\theta}_2. \quad (11)$$

либо повышенной точности, с использованием интерполяционного полинома Ньютона на трехточном шаблоне:

$$\hat{\theta}_1 = (4\theta_2 - \theta_3)/3. \quad (12)$$

Рассчитывая цилиндрические и сферические тела в их центре при $X = 0$ в уравнении (1) возникает неопределенность $\frac{\partial \theta / \partial X}{X}$ типа $\frac{0}{0}$ и требуется более точная аппроксимация, чем по уравнению (11).

Используя рекомендации [4], а именно, разложение функции поля температур в ряд Тейлора в окрестности точки $X = 0$: согласно уравнению (3) и раскрывая неопределенность по правилу Лопиталя, было получено:

$$\hat{\theta}_1 = (\hat{\theta}_2 + F_1 \cdot \theta_1) / (1 + F_1), \quad (13)$$

где $F_1 = 1/[2(1 + \nu)Fo_c]$.

Существует много способов расчета температуры поверхности θ_n . Укажем основные из них. Первый способ.

Прямая разностная аппроксимация граничного условия (4) на правой границе при $X = 1$ ($j = N1$) приводит к алгебраическому уравнению 4-ой степени относительно искомой температуры на поверхности $\theta_n = \hat{\theta}_{N1}$:

$$\theta_n - \hat{\theta}_{N1} = Q_c(\theta_n) = Bi_c(\theta_c - \theta_n) + Sk_c(\theta_c^4 - \theta_n^4), \quad (14)$$

где $Q_c(\theta_n)$ – сеточный тепловой поток; $\theta_n = \hat{\theta}_{N1}$ – температура на поверхности при $j = N1$; $Bi_c = Bi / N$ сеточное число Био; $Sk_c = Sk / N$ – то же – число Старка.

С целью уменьшения числа переменных, приведем последнее выражение к каноническому виду:

$$N \cdot Z^4 + Z - 1 = 0. \quad (15)$$

Второй способ. В работе [1], используя идею фиктивного слоя [2] и приемов метода элементарных балансов Ваничева, было предложено следующее уравнение для расчета температуры поверхности

$$\hat{\theta}_n = \theta_n + 2 \cdot G \cdot [Q_c(\theta_n) / F_3 - (\theta_n - \hat{\theta}_N)]. \quad (16)$$

Применяя к интегралу (7) метод трапеций [5], получим разностную формулу для расчета среднемассовой температуры:

$$\hat{\theta}_{cp} = (\nu + 1) \cdot [S \cdot H^{(\nu+1)} - D], \quad (17)$$

где сумма ряда $S = \sum_{j=1}^{N1} \theta_j \cdot (j-1)^v$; $H = 1/N$, $D = \frac{[(\theta_1 + \theta_n) \cdot H]}{2}$,

$$F_3 = 1 - \frac{n}{2N}.$$

По данному алгоритму была составлена программа на языке Фортран-77, тестирование которой проводилось путем сопоставления с точными аналитическими решениями [4] для случая конвективного нагрева тел простой формы при $Bi = \text{const}$ и $Sk = 0$.

После проведения численных экспериментов было установлено, что формула (16) хорошо работает при умеренных коэффициентах Био и Старка < 10 , а при больших значениях (14).

Выводы

1. Разработана конечно- разностная методика расчета температурных полей и осевых термических напряжений при нагреве (охлаждении) простых тел одновременно конвекцией и излучением.
2. Путем использования метода касательных Ньютона, разложения на границах тела функции температур в ряд Тейлора, идеи фиктивного слоя и приемов метода элементарных балансов, получен ряд схем улучшенной аппроксимации граничных условий.
3. Тестовые расчеты показали, что максимальные погрешности возникают на начальной стадии и при определении поверхностных температур, а применение формул улучшенной аппроксимации погрешность тогда снижается с 5 % до 2 %.

Список литературы

1. Видин Ю. В. Расчет температурных полей в твердых телах, прогреваемых конвекцией и радиацией одновременно / Видин Ю. В., Иванов В. В. – Красноярск : КПИ, 1965. – 144 с.
2. Горбунов А. Д. К аналитическому расчету термических напряжений при конвективном нагреве тел простой формы // Математичне моделювання. – Дніпродзержинськ : ДДТУ, 2012. – № 1(26). – С. 39–45.
3. Гольдфарб Э. М. Теплотехника металлургических процессов. – М. : Металлургия, 1967. – 439 с.
4. Самарский А. А. Введение в теорию разностных схем. – М. : Наука, 1971. – 552 с.
5. Огурцов А. П. Математические методы и модели в расчетах на ЭВМ / Огурцов А. П., Мамаев Л. М., Каримов И. К. – К. : ИСМО, 1997. – 192 с.

ИНЖЕНЕРНАЯ МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПОЛЕЙ ТЕМПЕРАТУР КАНОНИЧЕСКИХ ТЕЛ, НАГРЕВАЕМЫХ ИЗЛУЧЕНИЕМ И КОНВЕКЦИЕЙ ОДНОВРЕМЕННО. СООБЩЕНИЕ 1

Горбунов А.Д., Уклеина С.В.

*Днепропетровский государственный технический университет,
г. Камьянское, Украина*

Аннотация

В данной работе на основе линеаризующей подстановки разработана простая и эффективная инженерная методика расчета нагрева излучением и конвекцией тел простой геометрической формы в виде пластины, цилиндра и шара при любых числах Фурье. Использован прием разделения процесса нагрева на два характерных случая, когда число Био больше радиационного числа Старка и наоборот, позволивший снизить число переменных.

Ключевые слова: инженерная методика, поля температур, конвективно-радиационный нагрев, числа Био, числа Старка.

Введение

К настоящему времени имеется большое количество [1]...[4] и других инженерных методик расчета совместного лучисто-конвективного нагрева тел. Однако, полученные решения являются достаточно сложными и громоздкими даже в упрощенной постановке для модели термически тонких тел (ТТТ).

Цель данной работы – получение более простых зависимостей.

Постановка задачи

Граничные условия в математической постановке задачи симметричного конвективно-радиационного нагрева тел простой геометрической формы от начальной температуры T_0 до температуры окружающей среды T_c имеет вид

$$\frac{\partial \theta(1, Fo)}{\partial X} = Q(\theta_n) = Sk(1 - \theta_n^4) + Bi(1 - \theta_n), \quad (1)$$

где $\theta = T/T_c$; $\theta_0 = T_0/T_c$; $\theta_n = \theta(1, Fo)$ – относительная температура на поверхности; $Sk = \sigma T_c^3 R_0 / \lambda$ – число Старка; $Bi = \alpha R_0 / \lambda$ – число Био, k – фактор геометрической формы, равный 1, 2, 3 соответственно для пластины, цилиндра и шара; $X = x/R_0$; R_0 – характерный размер тел.

Пользуясь алгебраическим тождеством $(a^4 - b^4) = (a - b) \cdot (a + b) \cdot (a^2 + b^2)$, тепловой поток в уравнении (1) можно представить в виде: $Q = Sk(1 - \theta) \cdot Y(\theta) + Bi(1 - \theta)$, где $Y(\theta) = (1 + \theta) \cdot (1 + \theta^2)$.

Теперь примем упрощенную модель, предложенную в работе [5]. Упрощение заключается в замене точной кубической зависимости

$Y(\theta)$ на приближенную параболическую $R(\theta) = 1 + 3 \cdot \theta^2$, которая совпадает с ней в крайних точках $R(0) = Y(0) = 1$, $R(1) = Y(1) = 4$ и максимально отличается (на 6,7 %) при средней температуре поверхности $R(1/2) = 1,75 < Y(1/2) = 1,875$.

Далее будем решать систему уравнений при упрощенном тепловом потоке

$$Q(\theta_n) = Bi \cdot V(\theta_n), \quad (2)$$

где $V(\theta_n) = V_1(\theta) = (1 - \theta) \cdot R_1(\theta)$; $R_1(\theta) = 1 + s \cdot (1 + 3\theta^2)$; $s = Sk/Bi$.

Предварительный анализ показал, что для удобства расчетов следует различать два характерных случая, когда число Старка меньше числа Био и наоборот.

Решение задачи при $Bi > Sk$

Как указывалось ранее в [5], при реализации задачи с помощью интегральных линеаризующих преобразований, необходимо иметь формулы для модели термически тонкого тела.

Решение в модели термически тонкого тела

При малых числах Старка ($Sk < 1$) и Био ($Bi < 1$) температуры на поверхности θ_n , в центре $\theta_{ц}$ и среднемассовая материала $\theta_{ср}$ почти не отличаются друг от друга и равны просто θ . Теперь вместо уравнения теплопроводности необходимо решать следующее дифференциальное уравнение теплового баланса [5]

$$d\theta = k \cdot Q(\theta) \cdot dFo. \quad (3)$$

Разделяя переменные и интегрируя с учетом начального условия и теплового потока, получим

$$\tilde{Fo} = F_1(\theta) - F(\theta_0), \quad (4)$$

где $\tilde{Fo} = k \int_0^{Fo} Bi(\eta) \cdot d\eta$ – модифицированное число Фурье; $\delta_1 = \sqrt{\frac{3s}{1+s}}$.

$$F(\theta) = F_1(\theta, s) = \int \frac{d\theta}{V(\theta)} = \frac{-1}{2 \cdot (1 + 4s)} \ln \frac{(1 - \theta)^2}{R_1(\theta)} + \frac{\delta_1 \arctg(\delta_1 \cdot \theta)}{1 + 4s}. \quad (5)$$

Здесь и далее под F_1 , V_1 и R_1 понимаются функции F , V и R в случае когда $Bi > Sk$, а под F_2 , V_2 и R_2 – при $Sk > Bi$.

Далее решим исходную задачу с использованием линеаризующей подстановки, аналогичной [5].

Решение через подстановку

С целью линеаризации граничного условия (2), введем новую переменную $W(X, Fo)$, связанную с $\theta(X, Fo)$ соотношением:

$$-\ln W = F(\theta)$$

или

$$W(X, Fo) = \exp[-F(\theta(X, Fo))]. \quad (6)$$

Продифференцируем уравнение (6) последовательно по времени и координате и подставим полученные производные в исходные уравнения, и после несложных преобразований получим математическую постановку задачи в новых переменных:

$$\frac{\partial W(X, Fo)}{\partial Fo} = \frac{\partial^2 W(X, Fo)}{\partial X^2} + \frac{k-1}{X} \cdot \frac{\partial W(X, Fo)}{\partial X} + \psi(X, Fo), \quad (7)$$

$$W(X, 0) = \exp(-F(\theta_0)) = W_0, \quad (8)$$

$$\frac{\partial W(0, Fo)}{\partial X} = 0, \quad (9)$$

$$\frac{\partial W(1, Fo)}{\partial X} = -Bi \cdot W_n(Fo), \quad (10)$$

где

$$\psi(X, Fo) = \frac{-(1+V')}{W(X, Fo)} \cdot \left[\frac{\partial W(X, Fo)}{\partial X} \right]^2; \quad (11)$$

$$V' = dV/d\theta = [(1-\theta) \cdot R_1(\theta)]' = -R_1(\theta) + (1-\theta) \cdot 6s\theta.$$

Комплекс (11), имитирующий внутренний сток тепла переменной интенсивности, содержит в себе все нелинейные особенности исходной задачи. В первом приближении искомая температура $W(X, Fo)$ может быть найдена из решения системы уравнений (7)...(10) при $\psi(X, Fo) = 0$ [6]:

$$W(X, Fo) = W_0 \cdot \sum_{n=1}^{\infty} P_n \cdot U_n(X) \cdot e^{-\mu_n^2 Fo} \quad (12)$$

или в квазистационарной стадии с учетом одного члена ряда (12), при времени $Fo > 0,3$ для температуры поверхности ($X = 1$)

$$W_n(Fo) = W_0 \cdot P \cdot e^{-\mu^2 Fo}, \quad (13)$$

центра ($X = 0$)

$$W_u(Fo) = W_0 \cdot A \cdot e^{-\mu^2 Fo} = H_k \cdot W_n(Fo) \quad (14)$$

и среднemasсовой

$$W_{cp}(Fo) = W_0 \cdot B \cdot e^{-\mu^2 Fo} = m^T \cdot W_n(Fo), \quad (15)$$

где $P_n = \frac{2Bi}{Bi(Bi+2-k) + \mu_n^2}$; $B_n = P_n \cdot m^T$; $m^T = \frac{k \cdot Bi}{\mu_n^2}$; $A_n = P_n \cdot H_k$ –

тепловые амплитуды; $P = P_1$; $A = A_1$ и т. д.; μ_n – корни соответствующего характеристического уравнения, например, для пластины

$ctg\mu_n = \mu_n / Bi$; $U_n(X)$ – координатная функция, например, для пластины: $U_n(X) = \cos\mu_n X / \cos\mu_n$; $H_k = U_n(0)$.

В работе [6] предложена общая для всех трех тел формула по расчету первого корня

$$\mu = \sqrt{D/\gamma}, \quad (16)$$

где $D = k \cdot Bi / m$; $m = 1 + g \cdot Bi$ – коэффициент термической массивности тела (КТМТ); $\gamma = (1 + \sqrt{1 + 4\rho})/2$; $\rho = D^2 / [k(k+2)^2(k+4)]$; $g = 1/(k+2)$; при малых ρ величина $\gamma \approx 1 + \rho$.

После определения $W(X, Fo)$ следует сделать переход с помощью уравнения (6) от W к исходной температуре θ , однако из-за сложности функции $F(\theta)$ сделать это весьма затруднительно. Для упрощения этого перехода поступим следующим образом.

Таким образом, искомый переход от W к θ имеет вид:

$$\theta(W) = \begin{cases} [-\ln W - F_1(0, s)]/\gamma(s), & \text{если } 0,7 < W \leq 1 \\ \alpha - \beta \cdot W, & \text{если } 0,3 < W \leq 0,7 \\ 1 - (C_2 W)^{1+4s}, & \text{если } 0 \leq W < 0,3. \end{cases} \quad (17)$$

Решение при $Sk > Bi$

В этом случае выносятся за скобки число Старка как больший коэффициент теплообмена. Тогда тепловой поток (2) запишется в виде:

$$Q(\theta_n) = Sk \cdot V_2(\theta_n), \quad (18)$$

где $V_2(\theta) = (1 - \theta) \cdot R_2(\theta)$; $R_2(\theta) = 1 + p + 3\theta^2$; $p = Bi/Sk$.

Теперь решение уравнения (6) в модели ТТТ аналогично (4) станет

$$\tilde{Fo} = F_2(\theta_n) - F_2(\theta_0), \quad (19)$$

где

$$F_2(\theta, p) = \int \frac{d\theta}{V_2(\theta)} = \frac{-1}{2(4+p)} \ln \left(\frac{(1-\theta)^2}{R_2(\theta)} \right) + \frac{\delta_2}{(4+p)} \arctg(\delta_2 \cdot \theta), \quad (20)$$

$$\delta_2 = \sqrt{\frac{3}{1+p}} \equiv \delta_1 = \sqrt{\frac{3s}{1+s}} = \sqrt{\frac{3Sk}{Sk+Bi}}; \quad \tilde{Fo} = k \cdot Sk \cdot Fo - \text{модифици-$$

рованное число Фурье в случае $Sk > Bi$.

Выводы

1. На основе линеаризующей подстановки разработана простая и эффективная инженерная методика расчета нагрева излучением и конвекцией тел простой геометрической формы в виде пластины, цилиндра и шара при любых числах Фурье.

2. Использован прием разделения процесса нагрева на два характерных случая, когда число Био больше радиационного числа Старка и наоборот, позволивший снизить число переменных и представить решение задачи в табличном и графическом видах исполнения.

3. Сопоставление методик с численным решением показало, что погрешность определения температур не превышает 10 % и ее можно считать приемлемой для инженерных расчетов.

Список литературы

1. Кавадеров А.В., Самойлович Ю.А. Нагрев тонких тел одновременно излучением и конвекцией / Кавадеров А. В., Самойлович Ю. А. // ИФЖ. – 1959. – т. 2. – № 7. – С. 110–113.

2. Видин Ю. В. Расчет температурных полей в твердых телах, прогреваемых конвекцией и радиацией одновременно / Видин Ю. В., Иванов В. В. – Красноярск : КПИ. – 1965. – 144 с.

3. Иванов В. В. Теплопроводность твердых тел, прогреваемых конвекцией радиацией одновременно // Известия вузов. Энергетика. – 1967. – № 3. – С. 144–147.

4. Постольник Ю. С. Температурный режим пластины и цилиндра, нагреваемых одновременно излучением и конвекцией // ИФЖ, 1969. – ТХVI. – № 6. – С. 1082–1086.

5. Горбунов А. Д., Уклеина С. В. Аналитическое исследование нагрева твердых тел радиацией. Сообщение 3 // Математическое моделирование. – Днепропетровск : ДГТУ, 2015. – № 2 (33). – С. 65–68.

6. Горбунов А. Д. К аналитическому расчету термических напряжений при конвективном нагреве тел простой формы // Математичне моделювання. – Днепропетровск : ДГТУ, 2011. – № 1 (26). – С. 39–45.

ИНЖЕНЕРНАЯ МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПОЛЕЙ ТЕМПЕРАТУР, КАНОНИЧЕСКИХ ТЕЛ, НАГРЕВАЕМЫХ ИЗЛУЧЕНИЕМ И КОНВЕКЦИЕЙ ОДНОВРЕМЕННО НА КВАЗИСТАЦИОНАРНОЙ СТАДИИ. СООБЩЕНИЕ 2

Горбунов А.Д., Уклеина С.В.

*Днепропетровский государственный технический университет,
г. Кам'янське, Україна*

Аннотация

На основе решения интегрального уравнения разработана инженерная методика расчета нагрева излучением и конвекцией тел простой геометрической формы в виде пластины цилиндра и шара на квазистационарной стадии. Использован прием разделения процесса нагрева на два характерных случая, когда число Био больше радиационного числа Старка и наоборот, позволивший снизить число переменных и представить решение задачи в табличном и графическом виде. Для модели термически тонкого тела получено решение в упрощенном виде. Сопоставление методик с численным решением показало, что погрешность определения температур не превышает 10 % и ее можно считать приемлемой для инженерных расчетов.

Ключевые слова: инженерная методика, поля температур, конвективно-радиационный нагрев, числа Био, числа Старка.

Введение

К настоящему времени имеется большое количество [1 – 3] и других инженерных методик расчета совместного лучисто-конвективного нагрева тел. Однако, полученные решения являются достаточно сложными и громоздкими даже в упрощенной постановке для модели термически тонких тел (ТТТ). К тому же многие решения верны только при умеренных коэффициентах теплообмена.

Цель данной работы – получение более простых зависимостей.

Постановка задачи

Граничное условие в математической постановке задачи симметричного конвективно-радиационного нагрева тел простой геометрической формы от начальной температуры T_0 до температуры окружающей среды T_c имеет вид

$$\frac{\partial \theta(1, Fo)}{\partial X} = Q(\theta_n) = Sk(1 - \theta_n^4) + Bi(1 - \theta_n), \quad (1)$$

где $\theta = T/T_c$; $\theta_0 = T_0/T_c$; $\theta_n = \theta(1, Fo)$ – относительная температура на поверхности; $Sk = \sigma T_c^3 R_0 / \lambda$ – число Старка; $Bi = \alpha R_0 / \lambda$ – число Био, k – фактор геометрической формы, равный 1, 2, 3 соответственно для пластины, цилиндра и шара; $X = x/R_0$; R_0 – характерный размер тел.

Пользуясь алгебраическим тождеством $(a^4 - b^4) = (a - b) \cdot (a + b) \cdot (a^2 + b^2)$, тепловой поток в уравнении (1) можно представить в виде: $Q = Sk(1 - \theta) \cdot Y(\theta) + Bi(1 - \theta)$, где $Y(\theta) = (1 + \theta) \cdot (1 + \theta^2)$.

Теперь примем упрощенную модель, предложенную в работе [4]. Упрощение заключается в замене точной кубической зависимости $Y(\theta)$ на приближенную параболическую $R(\theta) = 1 + 3 \cdot \theta^2$, которая совпадает с ней в крайних точках $R(0) = Y(0) = 1$, $R(1) = Y(1) = 4$ и максимально отличается (на 6,7%) при средней температуре поверхности $R(1/2) = 1,75 < Y(1/2) = 1,875$.

Далее будем решать исходную задачу при упрощенном тепловом потоке:

$$Q(\theta_n) = Bi \cdot V(\theta_n), \quad (2)$$

где $V(\theta_n) = V_1(\theta) = (1 - \theta) \cdot R_1(\theta)$; $R_1(\theta) = 1 + s \cdot (1 + 3\theta^2)$; $s = Sk / Bi$.

Предварительный анализ показал, что для удобства расчетов следует различать два характерных случая, когда число Старка меньше числа Био и наоборот.

Решение при $Sk < Bi$.

Решение в модели термически тонкого тела

При малых числах Старка ($Sk < 1$) и Био ($Bi < 1$) температуры на поверхности θ_n , в центре θ_u и среднемассовая материала θ_{cp} почти не отличаются друг от друга и равны просто θ . Теперь вместо уравнения теплопроводности необходимо решать следующее дифференциальное уравнение теплового баланса [4]:

$$d\theta = k \cdot Q(\theta) \cdot dFo. \quad (3)$$

Разделяя переменные и интегрируя (3) с учетом начального условия и теплового потока (2), получим

$$\tilde{Fo} = F_1(\theta, s) - F_1(\theta_0, s), \quad (4)$$

где $\tilde{Fo} = k \int_0^{Fo} Bi(\eta) \cdot d\eta$ – модифицированное число Фурье; $\delta_1 = \sqrt{\frac{3s}{1+s}}$.

$$\text{Согласно [5]: } F(\theta) = F_1(\theta, s) = \int \frac{d\theta}{V(\theta)} = \frac{-1}{2 \cdot (1+4s)} \ln \frac{(1-\theta)^2}{R_1(\theta)} + \frac{\delta_1 \arctg(\delta_1 \cdot \theta)}{1+4s}. \quad (5)$$

Здесь и далее под F_1 , V_1 и R_1 отнимаются функции F , V и R в случае когда $Bi > Sk$, а F_2 , V_2 и R_2 при $Sk > Bi$.

Решение интегрального уравнения

Следуя [4], зададимся полем температур в виде:

$$\theta(X, Fo) = \theta_n(Fo) - Q(Fo) \cdot W(X) / K_2, \quad (6)$$

где $K_2 = Q(Fo) / \Delta\theta$ – коэффициент усреднения теплового потока; $\Delta\theta = \theta_n - \theta_u$ – температурная разность; $W(X)$ – относительная функция распределения температур от центра тела $X = 0$ до поверхности при $X = 1$.

Применяя к соотношению (6) операцию усреднения по координате X [4], получим интегральное уравнение

$$\theta_{cp}(Fo) = \theta_0 + k \int_0^{Fo} Q(\eta) \cdot d\eta = \theta_n(Fo) - \tilde{g} \cdot Q(Fo), \quad (7)$$

где $\tilde{g} = W_{cp} / K_2$; $W_{cp} = k \int_0^1 W(X) \cdot X^{k-1} \cdot dX$ — среднее значение функции распределения. При умеренных числах Био и Старка $W(X) = 1 - X^2$, $W_{cp} = 2g$, $K_2 = 2$ и $\tilde{g} = g = 1/(k+2)$.

Полученное соотношение можно назвать уравнением связи между тепловым потоком, среднemasсовой и поверхностной температурами в квазистационарной стадии нагрева тел правильной геометрической формы.

Дифференцируя интегральное уравнение (7) по времени Fo , разделяя переменные и интегрируя его с учетом начального условия и теплового потока (2), получим выражение для расчета температуры поверхности:

$$\overline{Fo} = \Phi_1(\theta_n) - \Phi_1(\theta_u), \quad (8)$$

где $\tilde{Fo} = k \cdot Bi \cdot Fo$ – модифицированное число Фурье; $\Phi_1(\theta) = F_1(\theta, s) + \alpha_1 \cdot \varphi_1(\theta)$; $F_1(\theta, s)$ – см. уравнение (5); $\varphi_1(\theta) = -\ln \cdot V_1(\theta)$; $a_1 = \tilde{g} \cdot Bi$; $\theta = \theta_n(Fo)$ – искомая относительная температура на поверхности.

Под θ_* в уравнении (8) понимается начальная для квазистационарной стадии температура поверхности, которая находится из интегрального уравнения (7) при $Fo = 0$:

$$\theta_0 = \theta_* - a_1 \cdot V_1(\theta_*). \quad (9)$$

Зная температуру поверхности, а значит и тепловой поток, можно найти по уравнению (6) температуру в любой точке тела. Например, на оси тела при $X = 0$ и $W(0) = 1$:

$$\theta_u(Fo) = \theta_n(Fo) - Q(\theta_n) / K_2, \quad (10)$$

где коэффициент усреднения теплового потока, часто берут $K_2 = 2$.

Для расчета среднemasсовой температуры можно воспользоваться интегральным уравнением (7)

$$\theta_{cp}(Fo) = \theta_n(Fo) - \tilde{g} \cdot Q(\theta_n(Fo)). \quad (11)$$

Теперь перейдем к решению задачи, когда преобладает излучение над конвекцией.

По модели ТТТ

В данном случае в выражении теплового потока вынесем за скобки, как наибольшее, число Старка и уравнение (2) станет:

$$Q(\theta_n) = Sk \cdot V_2(\theta_n), \quad (12)$$

где $V_2(\theta) = (1 - \theta) \cdot R_2(\theta) = (1 - \theta) \cdot (1 + p + 3\theta^2)$; $p = Bi / Sk$.

Подставляя тепловой поток (12) в уравнение теплового баланса и интегрируя с учетом начального условия, получим аналогично (4)

$$\tilde{Fo} = F_2(\theta, p) - F_2(\theta_0, p), \quad (13)$$

где $\tilde{Fo} = k \cdot Sk \cdot Fo$ – модифицированное число Фурье в случае $Sk > Bi$; согласно [5]:

$$F_2(\theta, p) = \int \frac{d\theta}{V_2(\theta)} = -\frac{1}{2(4+p)} \cdot \ln \left[\frac{(1-\theta)^2}{R_2(\theta)} \right] + \frac{\delta_2 \cdot \arctg(\delta_2 \cdot \theta)}{4+p}; \quad (14)$$

$$\delta_2 = \sqrt{\frac{3}{1+p}} \equiv \delta_1 = \sqrt{\frac{3 \cdot Sk}{Bi + Sk}};$$

Для облегчения расчетов температур по модели ТТТ (4) и (12) можно представить данные в табличном и графическом виде.

Проверку полученного решения (13) сделаем на предельном случае отсутствия конвективного теплообмена. Полагая в уравнении (13) параметр $p = 0$, получим приближенное решение чисто радиационного нагрева тел, проверенного и приведенное в работе [4]:

$$F_2(\theta) = \frac{-1}{8} \ln \frac{(1-\theta)^2}{1+3\theta^2} + \frac{\delta}{4} \arctg(\delta \cdot \theta), \quad (15)$$

где $\delta = \sqrt{3}$.

Решения интегрального уравнения при $Sk > Bi$

Дифференцируя (7) по времени Fo и интегрируя его с учетом начального условия и теплового потока (12), получим

$$\tilde{Fo} = \Phi_2(\theta_n) - \Phi_2(\theta_*), \quad (16)$$

где $\Phi_2(\theta) = F_2(\theta, p) + a_2 \cdot \varphi_2(\theta)$; $\varphi_2(\theta) = -\ln V_2(\theta)$, $a_2 = \tilde{g} \cdot Sk$.

Начальная температура поверхности находится, как и ранее, из интегрального уравнения при $Fo=0$ по аналогии с уравнением (9):

$$\theta_0 = \theta_* - a_2 \cdot V_2(\theta_*). \quad (17)$$

Следует отметить, что из уравнения (16) предельным переходом при $a_2 = 0$ и $\theta_* = \theta_0$, как частный случай, вытекает ранее полученное решение (13) для термически тонкого тела.

Выводы

1. На основе решения интегрального уравнения разработана инженерная методика расчета нагрева излучением и конвекцией тел простой геометрической формы в виде пластины, цилиндра и шара на квазистационарной стадии.
2. Использован прием разделения процесса нагрева на два характерных случая, когда число Био больше радиационного числа Старка и наоборот, позволивший снизить число переменных и представить решение задачи в табличном и графическом виде.
3. Для модели термически тонкого тела получено решение в упрощенном виде.
4. Сопоставление методик с численным решением показало, что погрешность определения температур не превышает 10 % и ее можно считать приемлемой для инженерных расчетов.

Список литературы

1. Кавадеров А. В. Нагрев тонких тел одновременно излучением и конвекцией / Кавадеров А. В., Самойлович Ю. А. // ИФЖ. – 1959. – Т. 2. – № 7. – С. 110–113.
2. Иванов В. В. Теплопроводность твердых тел, прогреваемых конвекцией и радиацией одновременно / В. В. Иванов // Известия вузов. Энергетика. – 1967. – № 3. – С. 144 – 147.
3. Постольник Ю. С. Температурный режим пластины и цилиндра, нагреваемых одновременно излучением и конвекцией / Ю. С. Постольник // ИФЖ, 1969. – Т. XVI. – № 6. – С. 1082–1086.
4. Горбунов А. Д. Аналитическое исследование нагрева твердых тел радиацией. Сообщение 3 / А. Д. Горбунов, С. В. Уклеина // Математическое моделирование. – Днепропетровск : ДГТУ, 2015. – № 2 (33). – С. 65–68.
5. Градштейн И. С. Таблица интегралов, суммы рядов и произведений / И. С. Градштейн, И. М. Рыжик. – М. : Наука. Физматлит, 1971. – 1108 с.
6. Горбунов А. Д. К аналитическому расчету термических напряжений при конвективном нагреве тел простой формы / А. Д. Горбунов // Математичне моделювання. – Днепропетровск : ДГТУ, 2011, – № 1 (26). – С. 39–45.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПРИНУДИТЕЛЬНОЙ КОНВЕКЦИИ И ВОЗДУШНОГО ЗАЗОРА НА ЗАТВЕРДЕВАНИЕ МЕТАЛЛА В ЧУГУННОЙ ИЗЛОЖНИЦЕ И КЕРАМИЧЕСКОЙ ФОРМЕ

Дремов В.В., Калашникова О.А.

ООО «Полярис», г. Покровск, Украина

Аннотация

В данной статье рассмотрена и решена вариационным методом нестационарная задача затвердевания слитка в чугуновой изложнице и керамической форме с учетом принудительной конвекции и воздушного зазора, образующегося при затвердевании слитка. Получена формула распределения температуры в жидкой фазе и зависимость продвижения фронта затвердевания от координат и времени. Проведены численные расчеты времени затвердевания слитка для разных значений скоростей конвекции. Полученные результаты сопоставляются с экспериментальными данными.

Ключевые слова: вариация, функционал, тепловое сопротивление, коэффициент теплопередачи, фронт затвердевания, изложница, теплопроводность стенок.

Введение

Процесс затвердевания изучался как теоретически [1], так и практически [2]. Влияние естественной конвекции на движение фронта затвердевания металла в чугуновой и песчаной клинообразных изложницах рассмотрено численным методом в [3]. Влияние принудительной конвекции в изложнице с обратной конусностью при заданной температуре стенок изложницы рассмотрено вариационным методом в [4].

Постановка задачи

Целью данной работы является определение вариационным методом зависимости продвижения фронта затвердевания слитка в чугуновой изложнице и керамической форме от координат и времени с учетом принудительной конвекции и воздушного зазора, образующегося при затвердевании слитка.

Решение поставленной задачи

При решении данной задачи последовательная кристаллизация рассматривается в клинообразной изложнице с боковыми поверхностями, расположенными под малым углом $2\alpha_1$ (рис. 1). Область 1 – жидкий металл, 2 – твердый металл, 3 – воздушный зазор, 4 – стенки изложницы. Сверху и снизу изложница ограничена цилиндрическими поверхностями радиусами R_1 и R_2 . Предполагается, что все тепло отводится через боковые стенки, площадь которых намного больше площади дна, торцов и верха. Металл предполагается однородным по составу, поэтому затвердевание происходит при одной и той же тем-

Коэффициент теплопередачи K_{TI} учитывает тепловое сопротивление затвердевшей корки, воздушного зазора, стенок изложницы и теплоотдачу в окружающую среду [6]:

$$K_{TI} = \left(\frac{1}{\alpha_0} + \frac{r_s(\alpha_3 - \varphi_s)}{\lambda_2} + \frac{r_s(\alpha_2 - \alpha_3)}{\lambda_3} + \frac{r_s(\alpha_1 - \alpha_2)}{\lambda_4} \right)^{-1}, \quad (4)$$

где α_0 – коэффициент теплоотдачи в окружающую среду, $\lambda_2, \lambda_3, \lambda_4$ – коэффициенты теплопроводности твердой фазы металла, воздушного зазора и материала изложницы соответственно. Уравнение (3) теплового баланса на фронте кристаллизации используется для определения $\varepsilon(t)$. Из уравнений (1), (2) и граничных условий найдем функции $T_1(r, \varphi, t)$ и $\varepsilon(t)$. Приближенное решение уравнения (1) по r имеет следующий вид:

$$T_1(r) = \frac{(T_H - T_K)r + T_K R_2 - T_H r_s}{R_2 - r_s}. \quad (5)$$

Приближенное решение по φ уравнения (1) для стационарного случая, когда $\partial T_1 / \partial t = 0$ ищем вариационным методом в виде:

$$T = T(r) \cdot f(\varphi) = \frac{(T_H - T_K)r + T_K R_2 - T_H r_s}{R_2 - r_s} \cdot f(\varphi). \quad (6)$$

Введя коэффициент температуропроводности $a_1 = \lambda_1 / (\rho_1 C_{V1})$ и новые обозначения производных $\partial T_1 / \partial r = T_r$, $\partial^2 T_1 / \partial r^2 = T_{rr}$, $\partial^2 T_1 / \partial \varphi^2 = T_{\varphi\varphi}$, запишем уравнение (1) в виде

$$\frac{V_r}{a_1} r T_r + \frac{V_\varphi}{a_1} T_\varphi - T_r - r T_{rr} - \frac{1}{r} T_{\varphi\varphi} = 0. \quad (7)$$

V_r, V_φ – радиальные и азимутальные составляющие скорости конвекции в расплавленном металле [4]:

$$V_r = \frac{4V_{r.max}}{(R_2 - R_1)^2} \cdot (R_2 - r) \cdot (r - r_s) \cdot \cos\left(\frac{\pi\varphi}{\varphi_s}\right), \quad (8)$$

$$V_\varphi = \frac{-4V_{r.max}}{(R_2 - R_1)^2} \cdot (2R_2 r - 3r^2 + 2rr_s - R_2 r_s) \cdot \frac{\varphi_s}{\pi} \cdot \sin\left(\frac{\pi\varphi}{\varphi_s}\right), \quad (9)$$

где обозначим $k = \pi / \varphi_s$.

Запишем функционал, соответствующий уравнению (7) в виде:

$$L = \int_{r_s}^{R_2} \int_0^{\varphi_s} \left[2 \frac{V_r}{a_1} r T_r^0 T + 2 \frac{V_\varphi}{a_1} T_\varphi^0 T + r T_r^2 + \frac{1}{r} T_\varphi^2 \right] dr d\varphi, \quad (10)$$

где T_r^0, T_φ^0 – неварьируемые производные от температуры. Необходимым условием существования минимума функционала (10) является уравнение Эйлера-Лагранжа, а достаточным условием существования слабого минимума является выполнение условия Лежандра [7]:

$$\begin{vmatrix} \frac{\partial^2 L}{\partial T_r^2} & \frac{\partial^2 L}{\partial T_r \partial T_\varphi} \\ \frac{\partial^2 L}{\partial T_\varphi \partial T_r} & \frac{\partial^2 L}{\partial T_\varphi^2} \end{vmatrix} > 0. \quad (11)$$

Проверим для функционала (10) выполнение этого условия. Определитель (11) принимает следующий вид: $\begin{vmatrix} 2r & 0 \\ 0 & 2/r \end{vmatrix} = 4 > 0$, то есть

выполняется достаточное условие существования слабого минимума для (10). Найдем производные T_r , T_r^0 , T_φ , T_φ^0 от функции T из (6). Подставляя (6) и полученные производные в (10) и интегрируя по r , получим:

$$L = \int_0^{\varphi_s} \left[A_1 \cos k\varphi \cdot f^0(\varphi) f(\varphi) + B_1 \frac{\sin k\varphi}{k} \cdot (f'(\varphi))^0 f(\varphi) + C_1 (f(\varphi))^2 + D_1 (f'(\varphi))^2 \right] d\varphi, \quad (12)$$

где A_1, B_1, C_1, D_1 – коэффициенты интегрирования по r .

Функцию $f(\varphi)$ выбираем так, чтобы интеграл (12) был минимальным, что соответствует выполнению уравнения Эйлера-Лагранжа, записанного для переменной $f(\varphi)$:

$$\frac{\partial L}{\partial f(\varphi)} - \frac{\partial}{\partial \varphi} \frac{\partial L}{\partial f'(\varphi)} = 0. \quad (13)$$

Возьмем производные от (12) и подставим в уравнение (13). Решив дифференциальное уравнение, и учитывая граничные условия, получим [4]:

$$f(\varphi) = \frac{ch\omega\varphi}{ch\omega\varphi_s} \cdot \exp\left(\frac{-A}{2k^2}(1 + \cos k\varphi)\right), \quad (14)$$

$$\text{где } \omega = \sqrt{B + \frac{A^2 \varphi_s^2}{8\pi^2}}.$$

Итак, решением (1) по r и по φ является функция

$$T_1(r, \varphi) = \frac{(T_H - T_K)r + T_K R_2 - T_H r_s}{R_2 - r_s} \cdot \frac{ch\omega\varphi}{ch\omega\varphi_s} \cdot \exp\left(\frac{-A}{2k^2}(1 + \cos k\varphi)\right). \quad (15)$$

Поиск полного нестационарного решения уравнения теплопроводности в жидкой фазе осуществляется аналогично нахождению зависимости по φ и запишется в виде:

$$T_1(r, \varphi, t) = \frac{(T_H - T_K)r + T_K R_2 - T_H r_s}{R_2 - r_s} \cdot \frac{ch\omega\varphi}{ch\omega\varphi_s} \cdot \exp\left(\frac{-A}{2k^2}(1 + \cos k\varphi)\right) \cdot \exp\left(\frac{-G_1}{S_1}(t - t_s)\right) \quad (16)$$

Используя уравнение (3) и соотношение (2), найдем зависимость толщины затвердевшей корки от времени. В результате имеем:

$$r_s \frac{\partial r_s}{\partial t} = \frac{T_K - T_{CP}}{\left(\frac{2}{\alpha_0(R_1 + R_2)} + \frac{\alpha_3 - \varphi_s}{\lambda_2} + \frac{\alpha_2 - \alpha_3}{\lambda_3} + \frac{\alpha_1 - \alpha_2}{\lambda_4} \right) L_1 \rho (\alpha_3 - \varphi_s)} - \frac{\lambda_1 T_K \omega \cdot th(\omega \varphi_s)}{L_1 \rho (\alpha_3 - \varphi_s)} \quad (17)$$

Интегрируя (18), найдем

$$r_s^2 = C^* \cdot t + R_1^2, \quad (18)$$

$$\text{где } C^* = \frac{2}{L_1 \rho (\alpha_3 - \varphi_s)} \cdot \left(\frac{T_K - T_{CP}}{\frac{2}{\alpha_0(R_1 + R_2)} + \frac{\alpha_3 - \varphi_s}{\lambda_2} + \frac{\alpha_2 - \alpha_3}{\lambda_3} + \frac{\alpha_1 - \alpha_2}{\lambda_4}} - \lambda_1 T_K \omega \cdot th(\omega \varphi_s) \right).$$

Фиксируя φ_s , вычислим время, за которое фронт затвердевания достигнет координаты r_s :

$$t_s = \frac{r_s^2 - R_1^2}{C^*}. \quad (19)$$

По формуле (20) выполнены численные расчеты для следующих параметров металла, изложницы и окружающей среды: $R_1=1,2$ м, $R_2=2,2$ м, $\alpha_1=12^\circ$, $\alpha_2=10^\circ$, $\alpha_3=9,94^\circ$, $T_H=1783$ К, $T_K=1733$ К, $T_{CP}=300$ К, $\rho=7,31 \cdot 10^3$ кг/м³, $\lambda_1=26,5$ Вт/м·К, $\lambda_2=30,3$ Вт/м·К, $\lambda_3=0,09$ Вт/м·К, $\alpha_1=4,5 \cdot 10^{-6}$ м²/с, $V_r=5 \cdot 10^{-2}$; $5 \cdot 10^{-3}$ м/с, $L_1=2,72 \cdot 10^5$ Дж/кг. Для чугунной изложницы: $\alpha_0=68$ Вт/м²·К, $\lambda_4=58,7$ Вт/м·К. Для керамической формы: $\alpha_0=20$ Вт/м²·К, $\lambda_4=25$ Вт/м·К.

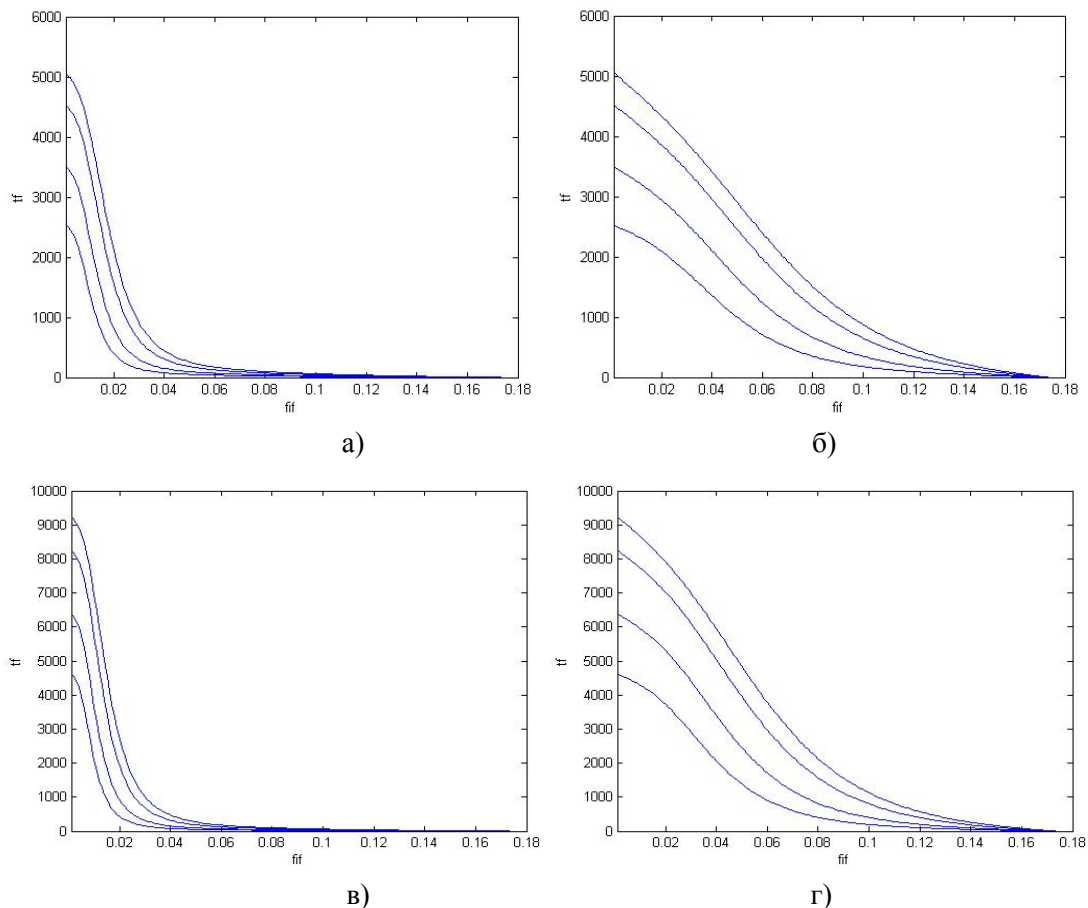


Рис. 2. Положения фронта кристаллизации в правой половине клинообразных изложниц с различной теплопроводностью стенок (кривые соответствуют значениям координаты r_s : 1,5; 1,6; 1,7; 1,75 м; отсчет кривых ведется снизу вверх в каждом рисунке). На рис. а), б) представлены графики для чугунной изложницы, на рис. в), г) для керамической изложницы при скоростях конвекции: $V_r = 5 \cdot 10^{-2}$ м/с, $V_r = 5 \cdot 10^{-3}$ м/с соответственно

Выводы

По полученным результатам построены графики зависимости $t_s(\varphi_s, r_s)$ для чугунной изложницы (рис. 2а и 2б) и керамической формы (рис. 2в и 2г) при разных скоростях конвекции. На графиках наблюдаются три зоны, которые соответствуют разным скоростям движения фронта кристаллизации, характеризующиеся разными наклонными кривых. Вначале затвердевание идет с большей скоростью в 1-й зоне, далее замедляется во 2-й зоне и в 3-й зоне вновь ускоряется. В 1-й зоне, образуется мелкокристаллическая структура, затем во 2-й зоне – столбчатые кристаллы и в 3-й зоне – равноосные кристаллы. При уменьшении скорости конвекции уменьшаются 1-я и 2-я зоны и растет 3-я зона равноосных кристаллов и это видно из рис. 2 б и 2 г для скорости конвекции $V_r = 5 \cdot 10^{-3}$ м/с. Сравнение полученных в данной работе теоретических расчетов с экспериментом [8] свидетельствует о совпадении значений по средним скоростям в 1-й, 2-й зонах и расхождении в 3-й зоне, но подтверждает теоретические расчеты работы [4]. Эксперименты, проведенные в последние годы [9], показывают ускорение затвердевания в центральной зоне слитка.

Список литературы

1. Вейник А. И. Теплообмен между слитком и изложницей. – Москва : Металлургиздат, 1959. – С. 265.
2. Раддл Р. У. Затвердевание отливок. Москва : Машгиз, 1960. – 391 с.
3. Александров В. Д., Голоденко Н. Н., Дремов В. В., Недопекин Ф. В. Математическое моделирование затвердевания металла в клинообразной изложнице с учетом естественной конвекции. Инженерно-физический журнал. 2010. – Т. 83. – № 3. – С. 478–484.
4. Дремов В. В. Исследование влияния двумерной конвекции на затвердевание слитков с обратной конусностью // Инженерно-физический журнал. – 2009. – Т. 82. – № 4. – С. 711–717.
5. Дремов В. В., Недопекин Ф. В., Минакова О. А. Влияние теплопроводности стенок изложницы на движение фронта затвердевания плоского слитка // Metallurgicheskaya teplo tekhnika : sbornik nauchnykh trudov NMetAU. – Dnepropetrovsk : Porogi, 2009. – С. 67–72.
6. Алабовский А. Н., Недужий И. А. Техническая термодинамика и теплопередача. – Киев : Выща школа, 1990. – 225 С.
7. Цлаф Л. Я. Вариационное исчисление и интегральные уравнения. – Москва : Наука, 1970. – 191 с.
8. Ефимов В. А. Разливка и кристаллизация стали. – М. : Металлургия, 1976. – 314 с.
9. Самойлович Ю. А., Тимошпольский В. И., Трусова И. А., Филимонов В. В. Стальной слиток. – Т. 2. – Минск : Белорусская наука, 2000. – С. 65.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ В ТЕХНОЛОГИИ ПРИГОТОВЛЕНИЯ ТАМПОНАЖНОГО ТЕРМОПЛАСТИЧНОГО КОМПОЗИЦИОННОГО МАТЕРИАЛА

Дреус А.Ю., Судакова Д.А.

*Днепропетровский национальный университет им. О. Гончара, г. Днепр, Украина
Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный
университет», г. Днепр, Украина*

Аннотация

Вопросы, рассматриваемые в работе, связаны с задачей усовершенствования способа тампонируемых горизонтов буровых скважин, в которой применяется принципиально новый тампонажный термопластичный композиционный материал. В качестве вяжущего вещества тампонажного термопластичного материала предлагается использовать полиэтилентерефталат. При изготовлении такого материала имеет место ряд технологических операций, в которых протекают процессы плавления и кристаллизации. В работе рассмотрены подходы к моделированию теплофизических процессов при таких операциях, что является необходимым для определения рациональных теплоэнергетических параметров технологии изготовления тампонажных термопластичных композиционных материалов.

Ключевые слова: тампонаж скважин, термопластичный материал, плавление и кристаллизация, методика расчета.

Введение

При бурении скважин до четверти календарного времени ее сооружения затрачивается на ликвидацию поглощения помывочной жидкости. Опыт изоляции поглощающих горизонтов показывает, что, несмотря на применяемое на практике большое разнообразие тампонажных материалов, технических средств и методов их доставки в зону поглощения, потери времени средств и материалов остаются весьма значительными [1]. Расход тампонажного материала можно значительно сократить, если для заполнения каналов поглощения применить термопластичные материалы.

К настоящему времени из термопластичных материалов применялись смеси на основе битума [2], серы [3, 4] и синтетических термопластов (полиэтилен, полипропилен) [5]. Теоретические основы применения термопластичных материалов для конкретных условий бурения скважин и осуществления технологий освещены в [6 – 7]. Физико-механические свойства этих веществ достаточно хорошо известны и подробно освещены в литературных источниках. Эти материалы являются достаточно долговечными гидроизоляционными материалами, имеющими высокую антикоррозийную стойкость в агрессивных средах. Из положительных свойств способствующих их применению в качестве тампонажного материала, следует отметить такие, как неразубоживаемость водой и нерастворимость в ней. Их плавление проис-

ходит при сравнительно невысокой температуре, и они не теряют своих свойств после повторных циклов плавления и застывания. Однако применение этих материалов на практике ограничено, и их использование в качестве тампонажного материала в скважинах требует обоснования теплоэнергетических параметров технологического процесса.

Методика исследования тепловых процессов

Технология изготовления тампонажного термопластичного композиционного материала (ТПКМ) состоит из нескольких этапов, каждый из которых характеризуется протеканием тепловых процессов плавления и твердения, после его формования. В общем случае для решения задачи плавления и твердения, необходимо решить задачу Стефана, которая представляет собой сложную математическую проблему и требует привлечения численных методов.

Для оценки теплоэнергетических параметров процесса изготовления ТПКМ (мощности и времени нагрева) и обоснования технологических режимов предлагается использовать теорию плавления и твердения материалов [8].

На 1 этапе изготовления ТПКМ предполагаем, что сырье представляет собой полые цилиндры. В работе [8], на основе уравнений теплового баланса получено, что при плавлении тел процесс движения фронта фазового перехода описывается уравнением

$$X^2 - \frac{Ko}{4}k(1-X)^2 + \frac{k}{4}(Ko + \frac{1}{8} - Fo) = 0, \quad (1)$$

где $X = \frac{x}{S}$ – безразмерная координата фронта фазового перехода; x – размерная координата фронта фазового перехода; S – толщина стенки материала; $k = \frac{8(1-W^2)}{(1-W^4 + 4W \ln W)}$ – коэффициент инерции слоя рас-

плава; $W = 1 - X$ – доля твердого остатка; $Ko = \frac{L}{cqS/2\lambda}$ – критерий

Коссовича характеризующий необходимое тепло для расплавления материала; L – скрытая теплота плавления; c – удельная теплоемкость материала; q – мощность подводимого тепла; λ – коэффициент

теплопроводности материала; $Fo = \frac{a \cdot t}{S^2}$ – безразмерное время, критерий Фурье, a – коэффициент температуропроводности материала; t – время.

Тогда полное время плавления получаем из (1) при $X=1$:

$$Fo_{пл} = \left(\frac{1}{8} + \frac{Ko}{4} \right) + \frac{1}{8}. \quad (2)$$

Первое слагаемое в (2) характеризует время плавления прогретого тела, а второе – время запаздывания.

Полагая, что объем одной заготовки сырьевого материала приблизительно описывается формулой

$$V = \pi SR(4H + R),$$

где R – средний радиус заготовки; H – длина заготовки.

Общий объем сырья, соответственно;

$$V_0 = N \cdot V,$$

где N – общее количество заготовок.

Критерий Коссовича представим в виде

$$Ko = \frac{8\pi LHR\lambda}{cqNV}. \quad (3)$$

Выражения (2) и (3) позволяют определить теплоэнергетические параметры процесса приготовления ТПКМ (время расплавления или необходимую тепловую нагрузку) на первом этапе. На следующем этапе происходит смешивание полученного расплава полиэтилентерефталата (ПЭТ) с наполнителем. В качестве наполнителя применяется гравий крупностью менее 0,5 мм. Полученная смесь разливается по формам, в которых, остывая, твердеет. Для оценки времени охлаждения можно использовать соответствующее безразмерное выражение [8]:

$$Fo_{кр} = \frac{1}{4} + \frac{Ko}{2}. \quad (4)$$

В этом случае критерий Коссовича определяется

$$Ko = \frac{L_k}{c(T_f - T_n)},$$

где L_k – скрытая теплота кристаллизации смеси; T_f – температура фазового перехода; T_n – температура на поверхности образца, в качестве которой, в первом приближении, можно принять температуру окружающей среды.

Выражение (4) позволяет определить время выдержки материала в формах перед использованием.

Результаты расчета

Предложенная методика была использована для определения теплоэнергетических параметров процесса изготовления тампонажного материала из ПЭТ. Результаты расчета показали, что длительность процесса плавления 1 кг сырья составляет от 40 мин до 48 мин при изменении удельной мощности теплового потока от 10 кВт/м² до 1 кВт/м². Таким образом, использование более мощных тепловых потоков не дает существенного выигрыша во времени изготовления материала.

В соответствии с (4) время затвердевания смеси расплава ПЭТ с песком, при толщине слоя расплава 5 см составляет 23 мин. Полученные расчетные данные согласуются со значениями, полученными в ходе экспериментов.

Выводы

Рассмотрены подходы к моделированию теплофизических процессов плавления и остывания при формовании, что является необходимым для определения рациональных теплоэнергетических параметров технологии изготовления тампонажных термопластичных композиционных материалов. Расчеты позволили определить продолжительность технологических операций по изготовлению тампонажного материала, а также необходимые энергетические затраты.

Предложенная методика может быть использована для расчета необходимых энергетических затрат на этапе использования тампонажного материала в скважинах.

Список литературы

1. Бражененко А. М. Тампонаж горных пород при бурении геологоразведочных скважин легкоплавкими материалами / А. М. Бражененко, С. В. Гошовский, А. А. Кожевников и др. – К. : УкрГГРИ, 2007. – 130 с.
2. Мартыненко И. И. Исследования, разработка и внедрение технологии ликвидации геологических осложнений тампонирующими смесями на битумной основе: автореф. дис. на соиск. науч. степ. канд. техн. наук: спец. 05.15.14 "Технология и техника геологоразведочных работ" / И. И. Мартыненко. – Днепропетровск, 1990. – 16 с.
3. Судаков А. К. Технологія ізоляції зон поглинання свердловин з використанням термопластичних матеріалів : автореф. дис. на здоб. вчен. ступ. канд. техн. наук: спец. 05.15.10 "Буріння свердловин" / А. К.Судаков. – Дніпропетровськ, 2000. – 18 с.
4. Бражененко А. М. Технология изоляции зон поглощения буровых скважин с применением термопластичных материалов / А. М. Бражененко, А. А. Кожевников, А. К. Судаков // Наука та інновації. – 2006. Т. 2, № 3. – С. 101–110.
5. Танинский П. Ю. Выбор легкоплавких связующих материалов для экологически чистого беструбного крепления скважин: автореф. дис. на соиск. науч. степ. канд. техн. наук: спец 05.15.14 "Технология и техника геологоразведочных работ" / П. Ю. Танинский. – Санкт-Петербург, 2000. – 20 с.
6. Sudakov A. K. (2016) Concept of numerical experiment of isolation of absorptive horizons by thermoplastic materials / A. K. Sudakov, O. Ye. Khomenko, M. L. Isakova, D. A. Sudakova // Scientific bulletin of National Mining University, No. 5(155). – P. 12–16.
7. Kuzin J. (2017) Isolation technology for swallowing zones by thermoplastic materials on the basis of polyethyleneterephthalate / J. Kuzin, M. Isakova, D. Sudakova, O. Mostinets // Scientific bulletin of National Mining University, No. 1. – P. 34–39.
8. Румянцев В. Д. Теплотехника : уч. пособ. (под ред. В. И. Губинского) // В. Д. Румянцев, В. М. Олышанский. – Днепропетровск : Пороги, 2002. – 325 с.

ВЛИЯНИЕ ДАВЛЕНИЯ В ФУРМЕННОМ ОЧАГЕ НА ТЕЧЕНИЕ ПЫЛЕУГОЛЬНОГО ПОТОКА В ФОРСУНКЕ ДОМЕННОЙ ПЕЧИ

Зинченко Ю.А.¹, Климанчук В.В.¹, Куземко Р.Д.², Курпе А.Г.¹

*1 – ЧАО «Мариупольский металлургический комбинат им. Ильича»,
г. Мариуполь, Украина*

*2 – ГВУЗ «Приазовский государственный технический университет»,
г. Мариуполь, Украина*

Аннотация

Решена система дифференциальных и алгебраических уравнений газопорошкового течения в форсунке. Установлено влияние массовой концентрации пылеугольного топлива на давление перед форсункой и скорость истечения частиц при различном противодавлении в фурменном очаге доменной печи.

Ключевые слова: доменная печь, форсунка, массовая концентрация, уравнение движения.

Введение

Известно, что наиболее эффективной энергосберегающей технологией, которую можно внедрять на доменных печах – выработка электроэнергии без затраты дорогостоящего топлива – является использование повышенного давления на колошнике путём расширения доменного газа в турбине (рис. 1). На одну печь стоимость вырабатываемой на ГУБТ электроэнергии на 35 – 40 % ниже, чем на ТЭЦ, а удельные капитальные затраты меньше в 2 – 3,5 раза. С применением ГУБТ можно выработать до 20 *КВт·ч* электроэнергии на 1 *т* чугуна, компенсировать до 35 % всех затрат в доменном цехе.

Делегация специалистов ЧАО ММК им. Ильича – ознакомилась с опытом работы крупнейшей сталеплавильной корпорации Японии Kawasaki Steel Mitsubishi Electric по вопросам энергосберегающих технологий. Из 5-ти металлургических заводов, входящих в состав этой корпорации, делегация ознакомилась с двумя заводами с полным металлургическим циклом – Chiba Works и Mizushita Works.

Металлургические заводы на собственной генерируемой мощности полностью обеспечивают себя электроэнергией за исключением пиковых нагрузок.

Многолетний опыт показал [1 – 3], что с повышением давления резко улучшается газопроницаемость шихты, увеличивается температура, снижается содержание кремния, уменьшается содержание марганца, расход кокса несколько снижается, увеличивается производительность доменных печей. При повышении давления на колошнике p_k на 0,1 – 0,15 МПа приводит к снижению выноса пыли в 5 – 6 раз.

С повышением давления на 0,1 МПа интенсивность плавки увеличивается на 10 %.

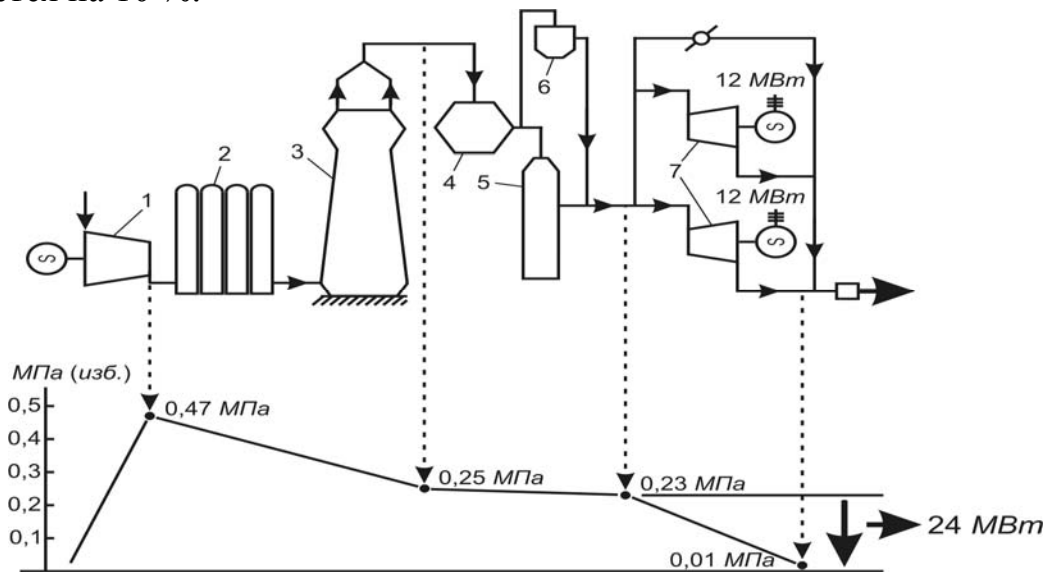


Рис. 1. Схема использования избыточного давления доменного газа на заводах Chiba Works и Mizushita Works:

- 1 – воздушный турбокомпрессор, 2 – воздухонагреватели,
3 – доменная печь, 4 – 6 – установки для очистки газа,
7 – газовые турбины

Постановка задачи

Цель работы – выполнить численные расчеты и показать, как давление p_{fo} в фурменном очаге влияет на скорость w_2 истечения частиц из форсунки при различной концентрации μ порошка.

Основная часть исследований

Аналитические исследования проводили применительно к установленной на ДП № 3 и 4 ММК им. Ильича форсунке длиной $l = 2,15$ м внутренним диаметром $D = 12$ мм и 14 мм при изменении избыточного давления в диапазоне $p_{fo} = 0,36 - 0,56$ МПа, как на печах завода Chiba Works.

Аналитическая модель. Теория позволяет на основе двухскоростной модели записать уравнения для сложных газодисперсных течений в каналах. Система уравнений квазиодномерного, двухфазного, монодисперсного течения в двухскоростном приближении имеет следующий вид [4]:

– уравнение совместного движения двух фаз

$$\frac{dp}{dx} = - G_1 \frac{dw_1}{dx} - G_2 \frac{dw_2}{dx} - F_{1w} - F_{2w} + g(e_1 r_1 + e_2 r_2) \cos \alpha ; \quad (1)$$

– уравнение движения частиц пылеугольного топлива

$$e_2 \frac{dp}{dx} = - G_2 \frac{dw_2}{dx} + F_{12} - F_{2w} + e_2 r_2 g \cos \alpha ; \quad (2)$$

– уравнение неразрывности для несущего газа и порошка

$$G_1 = e_1 r_1 w_1, G_2 = e_2 r_2 w_2. \quad (3)$$

В уравнениях (1 – 3) и далее приняты следующие обозначения: G_1, G_2 – приведенные расходы несущего газа (азот N_2) и пылеугольного топлива, $кг/(с \cdot м^2)$; w_1, w_2 – скорости газонесителя и порошка, $м/с$; $\mu = m_2/m_1$ – массовая концентрация порошка в газовзвеси, $кг/кг$; p – абсолютное статическое давление газовзвеси, $Па$; F_{1w}, F_{2w} – приведенная сила трения газа и частиц о стенку трубки форсунки, $Н/м^3$; F_{12} – приведенная сила межфазного взаимодействия, $Н/м^3$; ρ_1, ρ_2 – плотность взвесенесущего газа и порошка, $кг/м^3$; $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ – местная объемная доля газовой и твердой фазы; g – ускорение свободного падения, $м/с^2$; x – направление оси форсунки, $м$.

Метод расчёта тепловых потоков, передаваемых конвекцией от несущего газа к частице, изложен в [4].

Замыкающие соотношения. Сравнительные расчеты по влиянию на конечный результат 3-х отдельно взятых сил (F_{1w}, F_{2w}, F_{12}), которые входят как слагаемые в уравнения (1) и (2), показали, что если, например, концентрация порошка $\mu = 35 кг/кг$, то отношение величин сил составляет $F_{12} / F_{1w} \approx 14$; $F_{12} / F_{2w} \approx 4,6$. Таким образом, сила межфазного взаимодействия F_{12} в несколько раз больше, чем сила трения F_{1w} и F_{2w} каждой из фаз о стенку трубки форсунки.

В каждом конкретном сечении силу межфазного взаимодействия рассчитывали по формуле

$$F_{12} = \frac{3}{4} C_D r_1 e_2 (w_1 - w_2) |w_1 - w_2| / d, \quad \varepsilon_2 = \left(1 + \frac{\psi \rho_2}{\mu \rho_1} \right)^{-1}. \quad (4)$$

Условия обтекания частицы порошка существенно зависят от сжимаемости газов, коэффициента несферичности f , плотности ρ_2 порошка и шероховатости частиц, их колебания и вращения, степени турбулентности потока и вязкости ν , степени несферичности f , плотности ρ_2 порошка, концентрации порошка μ и целого ряда других факторов. Коэффициент аэродинамического сопротивления C_D в зависимости от числа Рейнольдса R_{12} и других параметров вычисляли как в [4].

Граничные условия. Так как известны постоянные фаз G_1, G_2 , то задавали давление $p_{\phi o}$. Скорости этих фаз и давление p на входе не задаются. Необходимо лишь задать коэффициент скоростного запаздывания $\psi = (w_2 / w_1)_{x=0} < 1$, который в дальнейшем рассчитывается. Конечное давление на выходе из форсунки и в фурменном очаге задавали одинаковыми ($p_k = p_{\phi o}$), так как режим истечения дозвуковой.

В полной постановке задача о сложном газодисперсном течении должна рассматриваться с учетом многих факторов и физических воздействий на поток и настоящая модель позволяет их учесть. К этим воздействиям, в частности, следует отнести массовую концентрацию μ , диаметр D форсунки и частицы δ , их коэффициент формы,

давления $p_{\phi o}$ в фурменном очаге, неизбежный нагрев газа до температуры t_1 , частиц до температуры t_2 в трубке форсунки, расположенной в высокотемпературном потоке воздуха и целый ряд других. Однако, в настоящей работе приведены примеры решения задачи, когда рассматривается влияние на течение газозвеси в топливной форсунке только четырёх факторов – $p_{\phi o}$, μ , D , δ_i/δ_j .

Исходные данные и анализ результатов расчета. Расчет был выполнен для режимов подачи пылеугольного топлива в форсунки доменной печи № 5 ПАО ММК им. Ильича. Принимали, что внутренний диаметр форсунки $D = 12$ и 14 мм ее длина $l = 2,15$ м, диаметр частиц угольного порошка $\delta = 0,07$ мм, а его плотность $\rho_2 = 1750$ кг/м³, коэффициент формы был равен $f = 1,3$. На одну форсунку расход азота составлял $V_H = 20$ м³/ч (при нормальных физических условиях), массовый расход пылеугольного топлива $m_2 = 8,35 - 50,1$ кг/мин ($m_2 = 16,7$ кг/мин для ДП №5 соответствует 144 кг угля/т чугуна). Этим расходам фаз соответствует массовая концентрация порошка $\mu = m_2/m_1 = 20 - 120$ кг/кг, где расход несущего газа $m_1 = \rho_H V_H$, ρ_H – плотность газа при нормальных физических условиях. В расчетах абсолютное давление в фурменном очаге изменяли в диапазоне $p_{\phi o} = 0,36 - 0,56$ МПа. При до звуковом режиме течения в форсунке всегда давление на срезе p_1 и в фурменной зоне $p_{\phi o}$ одинаковые.

При любой концентрации μ порошка с повышением давления $p_{\phi o}$ в фурменном очаге увеличивается и давление перед форсункой (рис.2). Так, например, при $\mu = 60$ кг/кг с увеличением $p_{\phi o}$ от 0,35 МПа до 0,5 МПа давление p перед форсункой нужно увеличить с 0,46 МПа до 0,54 МПа. Это объясняется тем, что при дозвуковом течении газозвеси по форсунке с повышением $p_{\phi o}$ давление растёт в любом сечении трубки, в том числе и на входе в форсунку.

Из рис. 2 также видно, что при $p_{\phi o} = const$ с увеличением концентрации μ давление p на входе в форсунку также возрастает. Так, если $p_{\phi o} = 0,45$ МПа, то с повышением μ от 20 кг/кг до 100 кг/кг давление p повышается с 0,47 МПа до 0,54 МПа.

Такой рост давление p объясняется тем, что с ростом концентрации μ объёмная доля ε_2 увеличивается (формула 4), плотность ρ_1 газонесителя растёт, что и приводит к повышению давления p .

Напомним, что по длине канала любой формы из-за наличия трения давление p и плотность газа ρ_1 снижается, а дозвуковой поток всегда ускоряется. Как следует из рис. 3, при любом давлении $p_{\phi o}$ по длине форсунки l скорость w_2 частиц возрастает. Например, при давлении $p_{\phi o} = 0,36$ МПа в пределах длины l форсунки частицы порошка ускоряются с $w_2 = 11,6$ м/с на входе ($l = 0$) до $w_2 = 21,5$ м/с на выходе ($l = 2,15$ м) из форсунки. Видно, что в одном и том же сечении форсунки скорость w_2 тем выше, чем меньше давление $p_{\phi o}$. Так, в сечении, отстоящем от входного сечения на $l = 2$ м, при $p_{\phi o} = 0,56$ МПа ско-

рость частиц $w_2 = 13,9 \text{ м/с}$, а при $p_{\phi o} = 0,36 \text{ МПа}$ она уже составляет $w_2 = 21,5 \text{ м/с}$, т.е. скорость частиц порошка возрастает в $\sim 1,55$ раза.

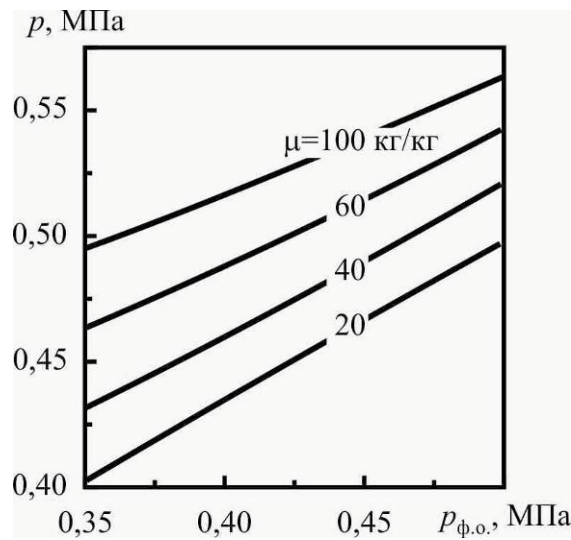


Рис. 2. Изменение абсолютного давления p перед форсункой от давления $p_{\phi o}$ в фурменном очаге и массовой концентрации μ порошка.
Исходные данные: $\delta_i = 0,05 \text{ мм}$, $\delta_j = 0,15 \text{ мм}$,
 $g_i/g_j = 0,5/0,5$, $l = 2,15 \text{ м}$, $V_H = 20 \text{ м}^3/\text{ч}$,
 $\rho_2 = 1700 \text{ кг/м}^3$, $f = 1,3$, $t_l = 300 \text{ }^\circ\text{C}$, $D = 12 \text{ мм}$

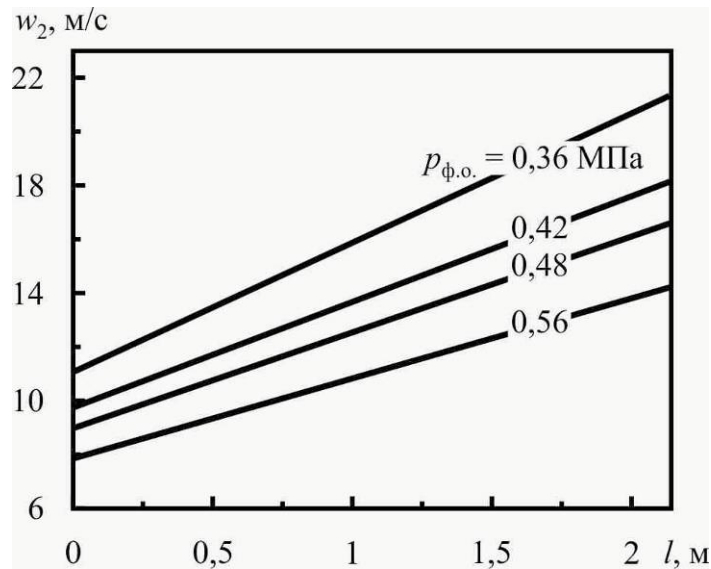


Рис. 3. Влияние давления $p_{\phi o}$ в фурменном очаге на распределение скорости w_2 (—) частиц по длине l форсунки.

Исходные данные: $D = 14 \text{ мм}$; $l = 2,15 \text{ м}$; $f = 1,3$;
 $\delta = 0,07 \text{ мм}$; $\rho_2 = 1750 \text{ кг/м}^3$; $m_2 = 16,7 \text{ кг/мин}$;
 $V_H = 20 \text{ м}^3/\text{ч}$ ($\mu = 40 \text{ кг/кг}$); $t_l = 300 \text{ }^\circ\text{C}$

Ускорение потока объясняется тем, что как следует из формулы (4), объёмная доля твёрдой фазы ε_2 с уменьшением ρ_1 снижается. Тогда, как следует из уравнения неразрывности $w_2 = m_2 / (\varepsilon_2 \rho_2 S)$, скорость w_2 частиц по длине l возрастает при любой концентрации μ .

Выводы

1. Впервые при исследовании влияния p_{fo} пылегазовый поток в форсунке разделен по фазам, что дало возможность в любом сечении форсунки доменной печи на длине l определить скорость w_1 несущего газа и частиц w_2 раздельно, а затем отслеживать кинетику горения отдельной частицы в фурменном зоне. Не разделив фазы по скорости и температуре, выполнить аналитические исследования горения отдельных частиц угля в фурменной зоне было бы невозможно.

2. Анализ результатов расчёта показывает, что изменение давления p_{fo} в печи приводит к необходимости изменения диаметра форсунки. Если этого не сделать, то в рассмотренном диапазоне изменения p_{fo} скорость истечения несущего газа w_1 , а значит и частиц w_2 может изменяться почти в два раза, что нежелательно.

3. С увеличением давления p_{fo} может переместиться и факел горения частиц, для чего в этой наукоемкой задаче необходимо проводить дополнительные исследования.

Список литературы

1. Андронов В. Н. Повышенное давление газов – важнейшее компенсирующее низкую газопроницаемость шихты мероприятие на современных печах, работающих с повышенным расходом ПУТ / В. Н. Андронов // Труды междунар. науч.–техн. конф. "Пылеугольное топливо – альтернатива природному газу при выплавке чугуна". – Донецк: ООО «Технопарк ДонГТУ «УНИТЕХ». – 2006. – С. 156–180.

2. Влияние повышенного давления газа на колошнике доменной печи на показатели доменной плавки / С. А. Воденников, С. А. Гаврилко, Г. А. Громак [и др.] // Металлургия. Запоріжжя. – 2011. – Вып. 23. – С. 12–16

3. Сперкач И. Е. Проблемы создания и применения расширительных турбин за доменными печами / И. Е. Сперкач // Сталь. – 2004. – № 1. – С. 82–86.

4. Wołoszyn W. S. Modelowania przepływu gazowej zawiesiny pyłu węglowego przez palnik zasilający wielki piec / W. S. Wołoszyn, Y. A. Zinczenko, R. D. Kuzemko // Hutnik. – 2015. – № 3. – Р. 198–201.

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ В ГАЗОПОРОШКОВОЙ СТРУЕ, ВНЕДРЯЮЩЕЙСЯ В РАСПЛАВ ПРИ НАНЕСЕНИИ ШЛАКОВОГО ГАРНИСАЖА НА ФУТЕРОВКУ КОНВЕРТЕРА

Куземко Р.Д.¹, Козловцев С.В.², Мастыкаш В.В.³, Синельников В.О.¹

1 – ГВУЗ «Приазовский государственный технический университет»,

г. Мариуполь, Украина

2 – ЧАО «Мариупольский металлургический комбинат им. Ильича»,

г. Мариуполь, Украина

3 – ЧАО «Мариупольский металлургический комбинат «Азовсталь»,

г. Мариуполь, Украина

Аннотация

Используя законы постоянства количества движения и уравнение баланса энергии для участка сверхзвуковой двухфазной нерасчетной струи проведены численные исследования, определены скорость и температура в произвольном сечении газопорошковой струи, истекающей в полости конвертера при различной концентрации вдуваемого порошка.

Ключевые слова: газопорошковая струя, уравнение движения, раздувка шлака, импульс струи.

Введение

Технология газопорошковой раздувки подготовленного конечно-го шлака позволила радикально (в 4 – 10 раз) повысить стойкость футеровки кислородных конвертеров [1 – 3]. Известно, что эффективность пневматического наплёскивания шлака на горячую футеровку тем выше, чем больше подведенная к нему энергия (мощность) струи. При разработке математических моделей течения в соплах необходимо учитывать особенность технологических режимов. Так как во время раздувки шлака поддерживать постоянным давление перед фурменными соплами одного и того же размера технически невозможно – оно падает с $p_o \approx 1,7 \text{ МПа}$ (по манометру) в начале раздувки шлака до $p_o \approx 1,1 \text{ МПа}$ в конце, – то истекающие сверхзвуковые струи всегда являются нерасчётными. Структура сверхзвуковой струи, истекающей в полость конвертера, общеизвестна. При степени нерасчётности $n = p_l/p_r \gtrsim 1$ (p_l , p_r – давление на срезе сопла и в полости конвертера) истекающий из сопла поток обязательно имеет ударно – волновую структуру. Дорасширение газа за соплами всегда менее эффективно, чем в его пределах. В системе прямых и косых скачков уплотнения сверхзвуковой струи происходит существенная диссипация механической энергии. Чем больше n отличается от единицы и чем выше температура t_r в полости конвертера, тем интенсивнее волновые потери в струе за соплом.

Качество нанесения шлакового гарнисажа зависит от начальной подведенной к шлаковому расплаву энергии. Так, например, при скорости истечения из сопла $w_1 \approx 500 \text{ м/с}$ и расходе через сопло $V_n = 210 \text{ м}^3/\text{мин}$ (350 т конвертер) мощность одной из пяти азотных струй на срезе сопла составляет $\sim 550 \text{ кВт}$. Из-за диссипативных процессов в прямых скачках уплотнения и ударных волнах часть механической энергии струи теряется. По этой причине мощность при встрече со шлаком существенно ниже, чем потока на срезе сопла. Мощность струи, передаваемая шлаку, зависит главным образом от того, сколько струя на расстоянии x присоединит газа (и шлака) из окружающей среды. Не моделируя эти процессы внедрить с высокой эффективностью и в короткое время такую передовую технологию как ошлаковка футеровки конвертера затруднительно.

Следует иметь в виду, что сопло азотной (как и кислородной) фурмы может быть рассчитано и изготовлено только на один режим. Он является расчётным, если давление на срезе сопла p_1 и в окружающей среде p_r равны, а степени нерасчётности $n = p_1/p_r = 1$. Этому режиму соответствует только один расход V_n и только одно давление p_o . В действительности такой режим никогда выполнить невозможно.

В работе [1] показано, что волновая газодинамическая структура сверхзвуковых кислородных струй и степень их нерасчётности n существенно влияют на подводимую к шлаковому расплаву энергию.

Эти сложные аэродинамические эффекты сверхзвуковых течений в современный период развития металлургической гидрогазодинамики производства стали достаточно хорошо изучены и, по возможности, будут учтены в настоящей работе.

Постановка задачи

Цель настоящей работы – учитывая особенность реальной периодической структуры истекающей из сопел сверхзвуковой нерасчетной газопорошковой струи показать, как массовая концентрация порошка μ влияет на среднемассовую температуру t_x и скорость w_x на любом расстоянии x от среза сопла с учетом различной эжектирующей способности струи, втекающей в шлаковый расплав.

Решение поставленной задачи

Рассмотрим участок сверхзвуковой нерасчетной струи, заключенный между срезом сопла и сечением xx , находящемся, например, на уровне входа в шлаковый расплав, и запишем для него закон постоянства количества движения:

$$F_1(p_1 - p_r) + \beta \rho_{12} w_{12}^2 F_1 = \rho_x w_x^2 F_x + (p_x - p_r) F_x, \quad (1)$$

где p_1 , F_1 – давление и площадь в выходном сечении сопла.

Если давление в струе и в окружающей среде не равны, то соотношение для расчета средней скорости газовой струи с частицами порошка принимает вид

$$w_x = \left[w_{12} + \frac{p_r(n-1)}{\rho_{12} w_{12}} \right] \frac{1}{(1+g)\beta}. \quad (2)$$

Скорость истечения из сопла $w_{12} = \lambda_{12} a_{kp}$. Скорость λ_{12} находили по газодинамической функции расхода, которая известна:

$$q(\lambda_{12}) = \frac{F_{kp}}{F_1} = \left(\frac{\kappa+1}{2} \right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \lambda_{12} \left(1 - \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \lambda_{12}^2 \right)^{\frac{1}{\kappa-1}}, \quad a_{kp} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1} \frac{1}{1+\mu\psi} R_1 T_0}. \quad (3)$$

Показатель адиабаты для псевдогаза, т.е. газа, утяжеленного частицами, находили по известной формуле

$$\kappa = \frac{c_{p12}}{c_{v12}} = (k-1)(1-\varphi_1) + 1, \quad (4)$$

где поправочные коэффициенты определяли как

$$\varphi_1 = \frac{\nu - (1+b\rho_{12})}{\nu - \frac{k-1}{k}(1+b\rho_{12})}; \quad b = \frac{1-\psi}{1+\mu\psi^2} \frac{\mu}{\psi\rho_2}; \quad \nu = \left(1 + \mu \frac{c_2}{c_{p1}} \right) \frac{1+\mu\psi}{1+\mu\psi^2}. \quad (5)$$

Для чистого газа (без порошка) $\mu = 0$. Тогда $b = 0$ и $\nu = 1$; $\varphi_1 = 0$, $\kappa = k$.

Для нахождения среднемассовой температуры t_x решали уравнение теплового баланса для участка струи от среза сопла до сечения xx (излучением пренебрегали)

$$m_{12} c_{p12} T_o + m_r c_{pr} T_r = (m_{12} + m_r) c_{px} T_x + \alpha (m_{12} + m_r) \frac{w_x^2}{2000}. \quad (6)$$

Из (6) температуру T_x струи в сечении xx представляли как

$$T_x = \left(T_o + g \frac{c_{pr}}{c_{p12}} T_r - \alpha(1+g) \frac{w_x^2}{2c_{px}} \right) / (1+g) \frac{c_{px}}{c_{p12}}. \quad (7)$$

В уравнениях (1) – (7) и далее по тексту: $m_{12} = m_1 + m_2$ – массовый расход газа и порошка через сопло; $\mu = m_2/m_1$ – массовая концентрация порошка; $g = m_r/m_{12}$ – относительная присоединенная масса газа из окружающей струю среды (полость конвертера); c_{p12} , c_{pr} , c_{px} – теплоемкость газовзвеси при постоянном давлении (при t_o и t_r), газа полости конвертера и среднемассовая в сечении струи xx $k = c_{p1}/c_{v1}$; T_o , T_r – соответственно температура торможения истекающего газа и газа в полости конвертера; T_x , w_x – среднемассовые значения температуры и скорости в струе на расстоянии $\bar{x}$ от среза сопла; V_n – расход азота через сопло при нормальных физических условиях; ρ_{12} – плотность газовзвеси; $\psi = w_2/w_1$ – коэффициент скольжения фаз. Индексы обозначают параметры: 1 – газа; 2 – порошка; 12 – газовзвеси; r – газа в полости конвертера; o – заторможенного потока; $\bar{x}$ – среднее значение параметров на расстоянии $\bar{x} = x/d_{kp}$ от среза сопла.

Присоединенную массу g газа, эжектируемого струей, рассчитывали, как в работе [4].

Расчеты выполняли по следующим исходным данным. Температура торможения азота (на входе в сопло) $t_o = 40^\circ\text{C}$, а температура газов в полости конвертера $t_r = 800^\circ\text{C}$. Теплоёмкость азота в окружающей среде (полость конвертера) принимали равной $c_p = 1,25 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$. При расчётном режиме ($n = 1$) расход азота через одно сопло составлял $V_n = 210 \text{ м}^3/\text{мин}$. Диаметр сопла фурмы 350 т конвертера был равен – в критическом $d_{кр} = 47 \text{ мм}$ и выходном сечении $d_l = 69 \text{ мм}$. Массовая концентрация огнеупорных частиц $\mu = m_2 / m_1 = m_2 / (\rho_n V_n) = 0 - 1,4$. Коэффициент количества движения $\beta = 1,04$, коэффициент кинетической энергии $\alpha = 1,3$.

Из рис. 1 видно, что концентрация порошка μ самым существенным образом влияет на относительную температуру T_x / T_1 и скорость w_x / w_1 на любом расстоянии $\bar{x}$ от среза сопла. По длине струи $\bar{x}$ температура T_x возрастает, а скорость w_x снижается при любом значении μ . Например, при $\mu = 0,3$ относительная температура T_x / T_1 увеличивается с 1 до 6,3, а скорость w_x / w_1 снижается с 1 до 0,3. Так, при $\bar{x} = 20$ с повышением μ с 0 до 1,4 относительная скорость w_x / w_1 возрастает с 0,38 до 0,54, а относительная температура снижается с 7,4 до 3.

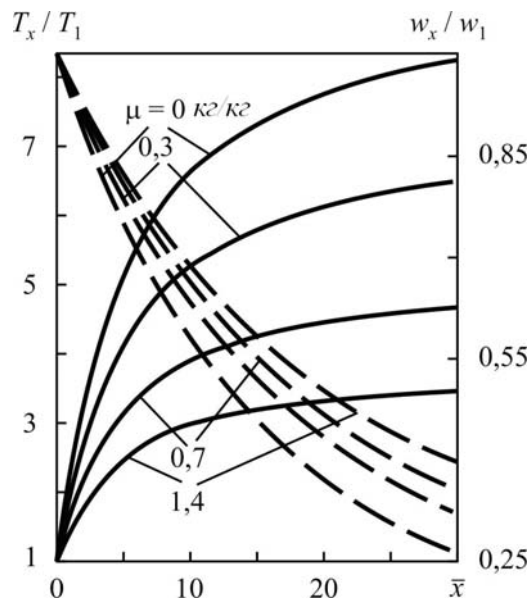


Рис. 1. Зависимость относительной температуры T_x / T_1 (—) и скорости w_x / w_1 (- - -) от концентрации порошка μ на различном удалении $\bar{x}$ от среза сопла

Повышение расхода азота через сопло V_n при наличии в нем порошка приводит к уменьшению температуры T_x и значительному повы-

шению скорости w_x . Наличие порошка в потоке, подаваемого через сопло, приводит к существенному торможению струи.

Адекватность выполненного исследования подтверждается тем, что, например, если (рис. 1):

– $\bar{x} = 0$ (срез сопла), то $T_x / T_1 = 1$ и $w_x / w_1 = 1$ при любом значении V_n, t_f, μ , что естественно;

– по длине струи $\bar{x}$ в нее эжектируется более горячий конвертерный газ, то температура струи t_x возрастает, а скорость w_x снижается, что не вызывает сомнений.

Выводы

Представленное решение задачи обладает высокой информативностью, так как позволяет установить влияние на параметры сверхзвуковой нерасчетной струи не только концентрации μ , но и температуры t_o и давления p_o газоносителя перед соплами фурмы, температуры t_f в полости конвертера, присоединенной к струе массы шлака $g_{ш}$ коэффициента динамического запаздывания частиц ψ и шлака $\psi_{ш}$, дает возможность определить импульс I_x и мощность N_x одно, двух и трехфазной струи, а также глубину h_x погружения этой сложной струи в шлаковый расплав.

Список литературы

1. Kharlashin P. S. Influence of different factors and physical impacts on the power of flowing supersonic jet during slug spraying in the converter / P. S. Kharlashin, R. D. Kuzemko, V. O. Sinelnikov // Theoretical and Practical Solution of Mineral Resources Mining. – 2015. – P. 597 – 603.
2. Kalish D. The physical and chemical properties investigation of the spattered slag over the basic oxygen furnace's lining / D. Kalish, V.O. Sinel'nikov, K. Kuglin // Novye Ogneupory (new refractories). – 2017. – №3. – P. 78 – 83. Doi:10.17073/1683-4518-2017-3-78-83.
3. Barron M. A. Numerical analysis of slag splashing in a steelmaking converter / M. A. Barron, I. Hilerio // Computer Technology and Application. – 2011. – № 2. – P. 828–834.
4. Харлашин П. С. Модель расчёта термогазодинамических параметров струи в конвертере / П. С. Харлашин, А. Б. Ковура, Р. Д. Куземко // Metallургическая и горнорудная промышленность. – 2010. – № 7. – С. 97 – 100.

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ НАГРЕВАТЕЛЬНОЙ ПЕЧИ ПРОКАТНОГО СТАНА С ЦЕЛЮ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ НАГРЕВА СЛЯБОВ

Мантула В.Д., Минко А.Н.

ГП «УкрНТЦ «Энергосталь», г. Харьков, Украина

Аннотация

С помощью численного моделирования в комплексе ANSYS определен температурный режим методической нагревательной печи при нагреве референтных слэбов размером $250 \times 1540 \times 10400$ мм до температуры 1250 – 1280 °С. Приведены результаты расчета процесса нагрева слэбов, подтверждающие возможность увеличения производительности нагревательной печи до 400 т/ч с достижением равномерности нагрева слэбов по толщине до 40 °С.

Ключевые слова: методическая нагревательная печь, референтный слэб, режим нагрева садки печи, нестационарная теплопроводность.

Введение

Методические нагревательные печи с шагающими балками, находящиеся в эксплуатации несколько десятков лет, к настоящему времени физически и морально устарели и не обеспечивают необходимых показателей по нагреву слэбов при холодной (20 °С) и горячей (300 °С) посадке. Требуется повысить производительность таких печей до 400 т/ч с достижением равномерности нагрева слэбов по толщине до 40 °С и экономией топлива (природного газа) на уровне 55 м³/тн металла.

Постановка задачи

Цель данной работы – определить режим нагрева референтных слэбов в методической печи с заданными габаритами с обеспечением производительности печи 400 т/ч. Под определением режима нагрева понимается установление значений продолжительности нагрева посадки печи, количества тепла (по зонам печи) и топлива, необходимых для эффективного нагрева слэбов, а также температуры среды в каждой зоне печи.

Основная часть исследований

Нагревательная печь с шагающими балками имеет эффективную длину 49 м и содержит пять нагревательных зон: методическую, первую сварочную, вторую сварочную, первую томильную и вторую томильную. Горелки, через которые топливо и воздух подаются на сжигание, расположены на своде и по бокам печи, ниже оси слэба [1].

Для достижения поставленной цели выполнено численное моделирование теплового режима печи и решено дифференциальное уравнение нестационарной теплопроводности. При этом рассматривался неподвижный сляб, на который действуют тепловые поля, определенные как функции времени его нахождения в печи [2, 3]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial u}{\partial z} \right) + Q - \rho c \frac{\partial T}{\partial t} = 0, \quad (1)$$

где k – коэффициент теплопроводности; c – коэффициент удельной теплоемкости; ρ – плотность материала; $T(x, y, z, t)$ – функция распределения температуры; x, y, z – координаты (ось x направлена вдоль длины сляба, y – вдоль ширины, z – вдоль высоты); t – время

В рассматриваемом случае тепловые источники в материале сляба отсутствуют (т.е. $Q = 0$). В качестве начального условия принято распределение температуры как функции координат в нулевой момент времени:

$$T(x, y, z, 0) = \tilde{\varphi}(x, y, z). \quad (2)$$

Данное уравнение нестационарной теплопроводности дополнено краевыми условиями (условиями на поверхностях сляба). Тепловые потоки рассчитаны при помощи краевого условия третьего рода (Ньютона-Рихмана):

$$q = \alpha \cdot (T_{\text{среды}} - T), \quad (3)$$

где α – коэффициент теплоотдачи, который является функцией температуры сляба $\alpha = \alpha(T)$; $T_{\text{среды}}$ – температура в печи в непосредственной близости от сляба.

Таким образом, задача математического моделирования заключается в определении значений температуры во всех точках сляба для любого момента времени путем решения дифференциального уравнения (1).

Получены следующие результаты численного моделирования в комплексе ANSYS [4]:

- установлено время нахождения референтного сляба в печи, необходимое для обеспечения температуры нагрева слябов до 1250 – 1280 °С, с разбросом температур на полутолщине сляба и по его длине до 40 °С. Оно составляет 140 – 145 мин;

- определен расход топлива (природного газа) по зонам печи (с заданной теплотой сгорания газа 33,58 МДж/кг):

Статья расходов топлива	Часть зоны печи	I зона (метод.)	II зона (сварочная)	III зона (сварочная)	IV зона (томильная)	V зона (томильная)	Итого по статьям
		м ³ /ч	м ³ /ч	м ³ /ч	м ³ /ч	м ³ /ч	
t _{вoз} =400 °C t _{yx} =900 °C α _{yx} =1.15	Всего	700	6032	5364	3990	3030	19 116
	Верх	—	2403	2131	1581	1180	
	Низ	700	3629	3233	2409	1875	
t _{вoз} =350 °C t _{yx} =850 °C α _{yx} =1.15	Всего	700	6107	5434	4093	3170	19 504
	Верх	—	2443	2174	1637	1220	
	Низ	700	3664	3260	2456	1950	
t _{вoз} =400 °C t _{yx} =900 °C α _{yx} =1.2	Всего	700	6167	5509	4173	3266	19 815
	Верх	—	2467	2200	1660	1240	
	Низ	700	3700	3309	2513	2026	
t _{вoз} =350 °C t _{yx} =850 °C α _{yx} =1.2	Всего	700	6236	5578	4223	3333	20 070
	Верх	—	2494	2230	1680	1245	
	Низ	700	3742	3348	2543	2088	
Примечание. t _{вoз} – температура воздуха горения, подаваемого на газогорелочное оборудование печи; t _{yx} – температура уходящих из печи газов; α _{yx} – коэффициент избытка воздуха в уходящих из печи газах.							

- найдено рациональное распределение тепла по зонам печи (при α = 1,15):

Статья расходов тепла	I зона (метод.)		II зона (сварочная)		III зона (сварочная)		IV зона (томильная)		V зона (томильная)		Итого по статьям	
	МВт	МДж/ч	МВт	МДж/ч	МВт	МДж/ч	МВт	МДж/ч	МВт	МДж/ч	МВт	МДж/ч
Нагрев материала	24,6	88528	21,3	76544	17,6	63480	10,7	38640	7,7	27600	81,9	294792
Система испарительного охлаждения	3,9	14000	4,63	16700	5,1	18400	5,0	18000	5,0	18000	24	85100
Потери через кладку	1,3	4700	1,7	6100	1,7	6100	1,7	6100	1,7	6100	8,1	29200
Неучтенные потери	2,2	8000	2,2	8000	2,2	8000	2,2	8000	2,2	8000	11	40000
На нагрев продуктов сгорания и подсосы	9,4	33748	23,8	85677	20,8	74984	15,4	55429	11,9	42771	81,3	292609
Итого	41,6	148976	53,6	193021	47,5	170964	35,0	126169	28,5	102471	206,9	744701

Выводы

На основании результатов численного моделирования температурного режима печи разработаны следующие технические решения по ее модернизации с достижением производительности 400 т/ч:

1. Для равномерного прогрева сляба по всему объему необходимо повысить температуру среды в методической зоне печи на 200 °C (относительно существующего значения).

2. Для обеспечения равномерного распределения температур в пределах каждой зоны печи необходимо уменьшить подсосы атмосферного воздуха в печь (устранить неплотности и повреждения фу-

теровки, предусмотреть газоплотняющую арматуру для смотровых окон, уплотнить подовую часть печи и т.д.) до уровня, составляющего 22 % общего объема продуктов сгорания, при подогреве воздуха горения до 400 °С.

3. Для обеспечения производительности печи 400 т/ч необходимо, чтобы температура газов на входе сляба в методическую зону составляла 850–900 °С, а на границе методической и сварочной зон достигала 1300 °С и более. Температура в первой и второй сварочных зонах должна быть 1360 ± 10 °С, в томильной зоне – 1350 ± 10 °С.

4. Для повышения температуры в методической зоне необходимо установить две дополнительные горелки.

5. Для эффективного регулирования и наладки теплового режима печи следует предусмотреть возможность увеличения расхода газа на газогорелочных устройствах в объеме не менее 10 % расчетного расхода, равного 20 тыс. м³/ч, для каждой зоны печи.

Список литературы

1. Справочник конструктора печей прокатного производства / Под ред. В. М. Тымчака. – М. :Металлургия, 1970. – Т. II. – 992 с.
2. Патанкар С. В. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. – М. : Энергоатомиздат. – 1984. – 152 с.
3. Завьялов А. М., Карасева Р. Б. Уравнения математической физики и приближенные методы решений дифференциальных уравнений. – Омск : Изд-во СиБАДИ, 2002. – 124 с.
4. Басов К. А. ANSYS в примерах и задачах / К .А. Басов. – М. : Компьютер Пресс. – 2002. – 224 с.

ВЛИЯНИЕ ПРОЦЕССОВ ЗАТВЕРДЕВАНИЯ ЦЕНТРАЛЬНОЙ ЗОНЫ ОТЛИВКИ НА ФОРМИРОВАНИЕ УСАДОЧНОЙ ПОРИСТОСТИ

Меняйло Е.В., Пройдак Ю.С., Хрычиков В.Е.

Национальная металлургическая академия Украины, г. Днепр, Украина

Аннотация

Анализ теплофизических особенностей процесса затвердевания центральных (осевых) зон отливок шаровой, цилиндрической и плоской форм показал, что, несмотря на непрерывное уменьшение отвода тепла в литейную форму и уменьшение скорости охлаждения сплава в интервале температур ликвидус-солидус из-за прогрева литейной формы, происходит ускоренное затвердевание сплава в осевой зоне отливки. Предложена физическая модель процесса ускоренного затвердевания центральных зон отливок из различных сплавов, которая основывается на гипотезе об увеличении количества растущих центров кристаллизации (дендритов) при сужении фронта затвердевания в осевой зоне плоских отливок.

Ключевые слова: кинетика затвердевания, усадка, пористость, физическая модель.

Постановка задачи

Основные эксплуатационные свойства литых деталей определяются, в основном, физико-механическими свойствами поверхностных слоев детали. Однако для некоторых изделий, например, прокатных валков, неудовлетворительная макро- и микроструктура осевой зоны является причиной их поломки. Согласно положениям, выработанным А.Е. Кривошеевым [1], бочка прокатного валка должна иметь твердый износостойкий рабочий слой, свойства которого определяется, в основном, количеством цементита и микротвердостью матрицы, а начиная с переходной зоны, в осевой должна быть структура с минимальным количеством хрупких структурных составляющих, уменьшающих прочность валка при работе на прокатном стане.

Кроме того, в работах [2, 3] установлено формирование усадочной пористости в осевой зоне отдельных типоразмеров валков, несмотря на то, что бочка валка затвердевает первой, а питание усадки из прибыли не нарушается. Таким образом, знание специфики теплофизических процессов кристаллизации осевых зон отливок необходимо для прогнозирования формирования структуры, удовлетворяющей особенностям условий эксплуатации литых изделий.

Экспериментальными исследованиями с помощью термопар установлено ускоренное затвердевание не только поверхностной, но и центральной (осевой) части отливок плоской, цилиндрической и шаровой форм [4], несмотря на замедление скорости охлаждения сплавов в интервале температур ликвидус-солидус. Так, изменение средней скорости продвижения фронта кристаллизации по радиусу цилиндрических

отливок из алюминия и его сплавов (рис. 1а) показало, что скорость затвердевания у поверхности отливки высокая и составляет 3,0 – 1,5 см/мин. Но по мере прогрева литейной формы уменьшается. В осевой зоне отливки скорость затвердевания увеличивается так, что в отдельных случаях становится выше, чем у поверхности литейной формы.

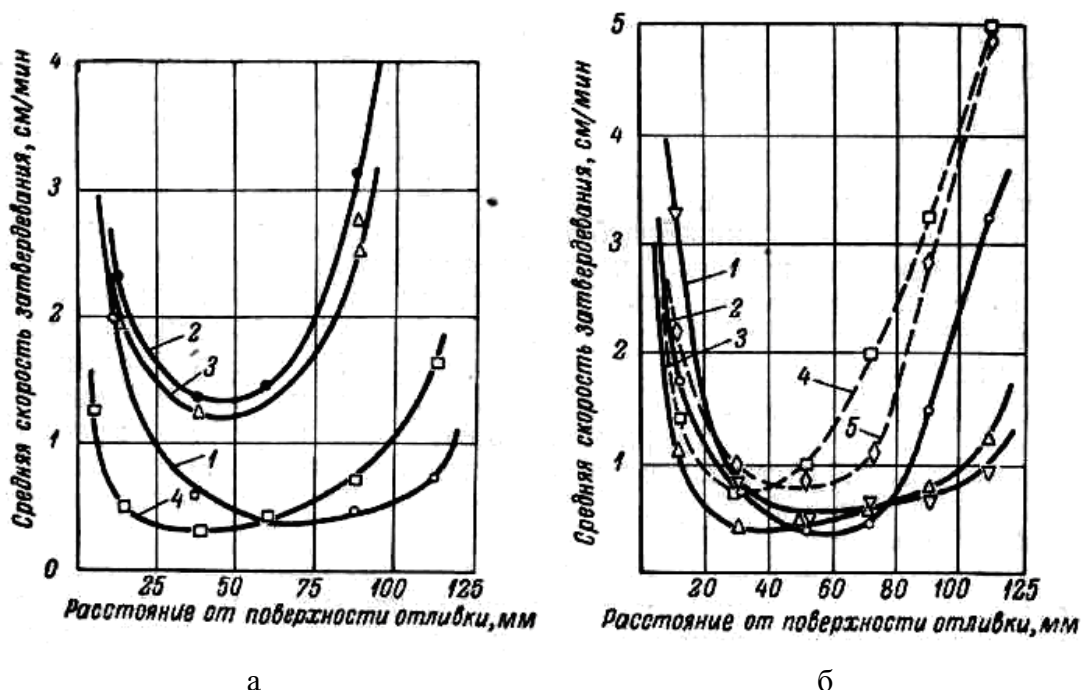


Рис 1. Изменение средней скорости кристаллизации по радиусу цилиндрических отливок [4]:

- а – алюминиевые сплавы: 1 – АЛ000, 2 – 3,84%Si, 3 – 7,55%Si, 4 – 12,77%Si;
 б – железоуглеродистые сплавы: 1 – железо армко, 2 – сталь 0,4%C, 3 – сталь 0,93%C, 4 – чугун 4,84%C, 5 – чугун 3,45%C и 4,00%Si

Аналогичные результаты получены при исследовании изменения средней скорости кристаллизации по радиусу цилиндрических отливок из железа, стали и чугуна (см. рис. 1б). Изучение размеров зерен в отливках показало, что в сплавах, кристаллизующихся при постоянной температуре (чистые металлы, эвтектические сплавы) или в узком температурном интервале, размер зерна определяется средней скоростью кристаллизации.

В сплавах, кристаллизующихся в значительном интервале температур, размер зерна в наружной и внутренней части отливки, при одинаковой средней скорости кристаллизации, различен. Причем, размер зерна в осевой части отливки, как правило, оказывается мельче, чем в наружной части при той же средней скорости кристаллизации. Б.Б. Гуляев [4] предположил, что в широкой области затвердевания создаются более благоприятные условия для возникновения центров кристаллизации.

Кроме того, нами отмечено, что в соответствии кривыми на рис. 1 скорость затвердевания начинает увеличиваться даже не на половине радиуса отливки, а ближе к ее поверхности теплоотвода. Так, при радиусе отливки 125 мм скорость затвердевания по направлению к центру отливки увеличивается уже с расстояния 30 мм для стали (0,93% C) и чугуна (4,84% C). Для других составов Fe-C сплавов (см. рис. 1б) ускорение затвердевания начинается на расстоянии 50 – 60 мм от поверхности отливки, что составляет 0,40...0,48 ее радиуса.

Причиной этого явления называют возможную ликвацию химических элементов в осевую зону отливки. Предполагают [5], что происходит «увеличение переохлаждения (скорости охлаждения) последних участков жидкости в сердцевине отливки». Однако если легкоплавкие элементы вытесняются фронтом затвердевания в центральную часть отливки, то температура солидус должна уменьшиться, а продолжительность затвердевания увеличиться. Но это не соответствует результатам многочисленных температурных замеров.

Кроме того, несмотря на постоянное уменьшение теплоотвода из отливки в форму, которое обусловлено ее нагревом, в центральной (осевой) зоне отливок плоской, цилиндрической и шаровой формы фиксируется ускорение перемещение границы солидус и выливаемости. Причем, скорость затвердевания начинает увеличиваться даже не на половине радиуса цилиндрической отливки, а ближе к ее поверхности.

Поэтому для объяснения причины увеличения скорости охлаждения в центре отливки ниже приведены результаты исследования влияния ускоренного затвердевания осевой зоны на макро- и микроструктуру отливок и разработанная нами теплофизическая модель процесса кристаллизации осевой зоны отливок шаровой, цилиндрической и плоской форм.

Основная часть исследований

Предлагаемая теплофизическая модель ускоренного затвердевания центральных зон отливок базируется на следующих положениях.

1. В процессе затвердевания происходит нагрев литейной формы и уменьшается количество тепла, которое отводится от отливки. Это установлено экспериментальными замерами для отливок, имеющих форму шара, цилиндра и пластины, охлаждающихся в песчаных и кокильных формах.

2. Затвердевание центральных зон отливок осуществляется по гетерогенному механизму при условии, что фронт затвердевания ликвидус достиг центра отливки. В рассматриваемый момент времени расплав уже содержит твердую фазу, а, например, границы солидус и выливания соответствуют температурам, которые меньше ликвидус.

3. Ускоренное затвердевание центральных зон отливок обусловлено увеличением количества растущих дендритов на единицу объема

при сужении фронта затвердевания в осевой зоне, а ветви дендритов являются дополнительными центрами кристаллизации.

Выведены формулы для расчета модели процесса кристаллизации осевой зоны отливок шаровой, цилиндрической и плоской форм (табл. 1).

Таблица 1

Количество центров кристаллизации (N, K) на единицу поверхности N_r и объема K_r отливок различной конфигурации при уменьшении толщины не затвердевшего слоя отливки

Конфигурация отливки	Количество центров кристаллизации при изменении толщины не затвердевшего слоя отливки от R до r	
	на единицу поверхности отливки	на единицу объема отливки
Плоская полубесконечная	$N_{rp} = N_{RP}$	$K_{rp} = K_{RP} \frac{R}{r}$
Цилиндр полубесконечный	$N_{rc} = N_{RC} \frac{R}{r}$	$K_{rc} = K_{RC} \frac{R^2}{r^2}$
Шар	$N_{rb} = N_{RB} \frac{R^2}{r^2}$	$K_{rb} = K_{RB} \frac{R^3}{r^3}$

Выводы

1. Установленное ранее ускоренное затвердевание осевой зоны отливок шаровой, цилиндрической и плоской форм, несмотря на непрерывное уменьшение теплоотвода в литейную форму и уменьшение скорости охлаждения сплава в интервале температур ликвидус-солидус из-за прогрева литейной формы, не может быть объяснено только тепловыми процессами затвердевания или ликвацией химических элементов.

2. Разработана физическая модель процесса ускоренного затвердевания центральных зон отливок, которая основывается на гипотезе об увеличении количества растущих дендритов при сужении фронта затвердевания в осевой зоне. Затвердевание центральных зон отливок осуществляется по гетерогенному механизму, а ветви дендритов являются дополнительными центрами ускоренной кристаллизации.

Список литературы

1. Кривошеев А. Е. Литые валки. – М. : Металлургиздат. – 1957. – 360 с.
2. Хрычиков В. Е., Котешов Н. П., Снаговский В. М., Кривошеев А. Е. Зональная ликвация в крупных чугуновых отливках // Литейное производство. – № 6. – 1983. – С. 26–28.
3. Хрычиков В. Е. Термокинетические условия образования усадочных дефектов в чугуновых прокатных валках // Процессы литья. – № 1. – 1996. – С. 24–31.
4. Гуляев Б. Б. Литейные процессы. – М-Л. : Машгиз, 1960. – 416 с.
5. Бунин К. П., Малиночка Я. Н., Таран Ю. Н. Основы металлографии чугуна. – М. : Металлургия, 1969. – 415 с.

ТЕРМОСТАТИРОВАНИЕ НЕПРЕРЫВНОЛИТОЙ ЗАГОТОВКИ С ЖИДКОЙ СЕРДЦЕВИНОЙ

Полещук В.М.¹, Бровкин В.Л.², Витер Т.О.²

*1 – Ассоциация научных организаций горно-металлургического
комплекса Украины, г. Днепр, Украина*

2 – Национальная металлургическая академия Украины г. Днепр, Украина

Аннотация

В статье исследуется изменение температурного состояния непрерывнолитой заготовки с жидкой сердцевиной при создании условий выдержки ее в термостатирующем устройстве после окончания реза. Определен перепад температур по сечению и длине непрерывнолитой заготовки до и после выдержки для длин заготовок 3 м, 6 м и 12 м.

Ключевые слова: непрерывная разливка, локальное обжатие, выдержка, термостат, перепад температур.

Введение

В большинстве случаев непрерывнолитой металл не является конечной продукцией, он поступает на прокатные станы, где из него получают сортовой металл, трубы, рельсы и др. Для получения продукции высокого качества при низких затратах энергии и небольших потерях металла необходимо обеспечить совмещение процессов разливки и обработки давлением. Одним из способов повышения производительности машины непрерывного литья заготовок (МНЛЗ) является использование локального обжатия слитка перед порезкой [1,2]. Это позволяет повысить производительность МНЛЗ на 50 % [3], а также за счет наличия в слитке жидкой сердцевины, повысить теплосодержание непрерывнолитых заготовок на 20 % [4]. Если разместить на участке между МНЛЗ и прокатным станом термостатирующее устройство для выравнивания температуры по сечению непрерывнолитой заготовки, то возможно совмещение процессов разливки и прокатки с сокращением или даже исключением промежуточного нагрева заготовок в методических печах.

Постановка задачи

Работа посвящена определению условий термостатирования непрерывнолитой заготовки. Допускаем, что непрерывнолитая заготовка после окончания реза сразу попадает в термостатирующее устройство. При совмещении процессов разливки и прокатки может быть задействована следующая технологическая цепочка: кристаллизатор; ЗВО; воздушный участок разгиба; участок локального обжатия; участок порезки; воздушный участок, равный длине заготовки; термостат; воздушный участок от МНЛЗ до прокатного стана; 1-я клеть прокатного стана.

Методика и результаты расчетов температурных режимов охлаждения непрерывнолитого слитка по длине МНЛЗ подробно рассмот-

рены в работах [4, 5]. Для расчета температурных полей при выдержке непрерывнолитой заготовки в термостатирующем устройстве использована математическая модель теплообмена на основе численного решения трехмерного дифференциального уравнения теплопроводности при адиабатных условиях на поверхности.

Ключевым параметром процесса выдержки заготовок в термостате является допустимый перепад температур по сечению заготовок перед прокаткой. Этот перепад для углеродистых марок стали составляет от 15 – 20 °С [6] до 100 °С [7] на 100 мм сечения заготовки.

Исходные данные для расчетов:

1) сталь 3

2) температура перегрева стали: 15 °С;

3) размеры поперечного сечения слитка: 0,13×0,13 м;

4) скорость разливки: $V_P = 4,2; 6$ м/мин;

5) длина заготовки 3, 6 и 12 м.

6) максимальный перепад температуры по сечению непрерывнолитой заготовки 30 °С.

Результаты исследований

На рисунке 1 представлен график изменения перепада температур по длине и сечению непрерывнолитой заготовки при выдержке ее в термостатирующем устройстве. Скорость разливки при этом составляет 6 м/мин, длина заготовки 3 м.

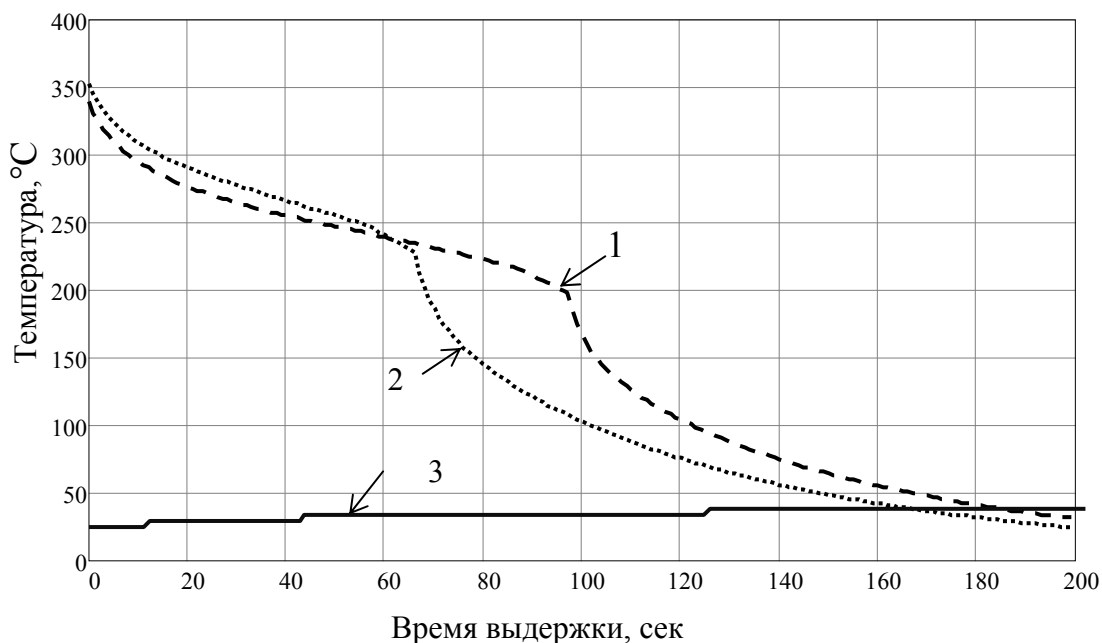


Рис. 1. Изменение перепада температур непрерывнолитой заготовки длиной 3 м в процессе выдержки в термостате при скорости разливки 6 м/мин:

1 – задний конец заготовки; 2 – передний конец заготовки;

3 – перепад по длине заготовки

Как видно из рисунка 1 перепад температур по сечению на момент начала выдержки на заднем торце заготовки (кривая 1), на переднем торце (кривая 2) приблизительно одинаковый и составляет 350 °С. Перепад температур поверхности по длине заготовки (кривая 3) составляет 25 °С. Через 200 секунд, от начала выдержки, перепад температур по сечению заготовки соответствует заданным параметрам и составляет на переднем торце 20 °С, а на заднем 30 °С. Перепад температур по длине заготовки вырос с 25 °С до 40 °С.

В таблице 1 сведены некоторые результаты расчетов перепада температур по длине и сечению заготовки при длинах заготовки 3, 6 и 12 метров. Время выдержки для слитков при скорости разливки 4,2 м/мин – 120 сек. Для скорости разливки 6 м/мин – 200 сек.

Таблица 1

Температурное состояние заготовки в термостате при конечном перепаде температуры по сечению заготовки менее 30 °С

Скорость разливки		4,2 м/мин			6,0 м/мин		
Длина заготовки		3 м	6 м	12 м	3 м	6 м	12 м
Перепад температур до выдержки, °С	Передний конец по сечению	180	160	130	332	330	330
	Задний конец по сечению	210	213	215	355	361	250
	Разность по длине	45	74	140	25	51	100
Перепад температуры после выдержки, °С	Передний конец	25	24	25	25	27	27
	Задний конец	45	36	30	40	35	33
	Разность по длине	30	70	135	38	65	120

Как видно из таблицы 1 с увеличением скорости разливки с 4,2 м/мин до 6 м/мин сокращается перепад температур по длине заготовки. Требуемого значения перепада температур по сечению заготовки для скорости разливки 4,2 м/мин можно добиться через 120 секунд выдержки в термостате длиной 8,4 м, тогда как для скорости разливки 6 м/мин время выдержки должно составлять не менее 200 секунд, что соответствует длине термостата 20 метров. Перепад по длине заготовки практически не меняется для всех скоростей разливки и всех длинах заготовки.

На рисунке 2 представлена температурная диаграмма процесса выдержки непрерывнолитой заготовки с жидкой сердцевиной в термостате, скорость разливки при этом составляет 6 м/мин.

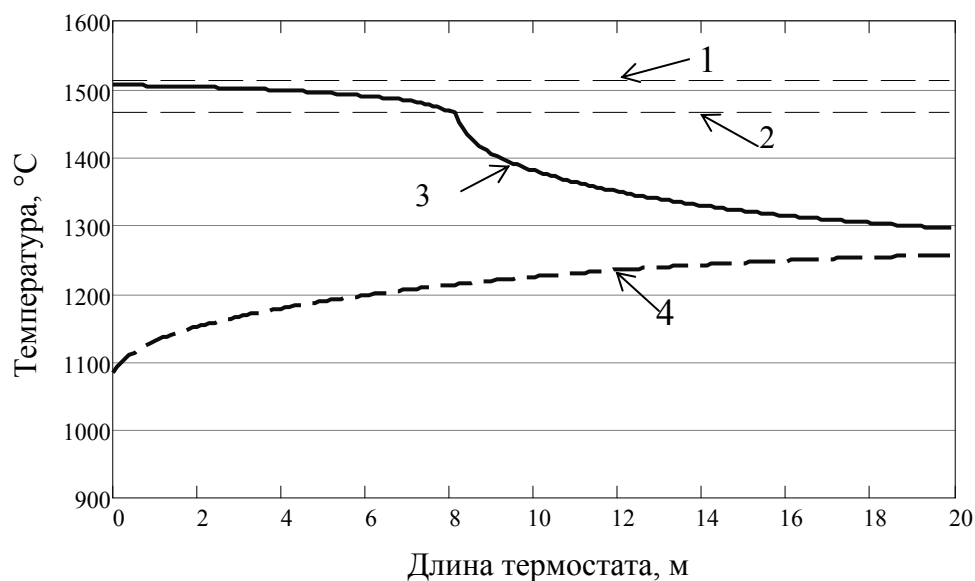


Рис. 2. Температурная диаграмма процесса выдержки непрерывнолитой заготовки длиной 3 метра в термостате при скорости разливки 6 м/мин:
1 – температура ликвидус; 2 – температура солидус;
3 – температура центра заготовки; 4 – средняя температура поверхности заготовки

Как видно из рисунка 2 примерно до половины термостата в заготовке сохраняется жидкая сердцевина. Средняя температура поверхности заготовки на момент начала выдержки составляет 1100 °С. За счет наличия в слитке внутренних источников теплоты, средняя температура поверхности заготовки повышается и на момент окончания выдержки составляет 1270 °С. Перепад температур по сечению при этом не превышает 30 °С.

Выводы

1. Выполнен анализ температурного состояния непрерывнолитой заготовки при использовании между МНЛЗ и прокатным станом термостата для выравнивания температуры по длине и поперечному сечению.

2. Определены перепады температур по длине и поперечному сечению непрерывнолитой заготовки при различных скоростях разливки и различных длинах заготовки.

3. Определена минимальная длина термостата для выдержки заготовок сечения 130×130 мм: при скорости разливки 4,2 м/мин длина составляет 8,4 метра; при скорости разливки 6 м/мин – 20 метров. При этом перепад температуры по сечению заготовок не превышает 30 °С.

Список литературы

1. Пат. 175. Россия. МПК В 22 D 11/126. Способ получения непрерывнолитых заготовок / Полещук В. М., Кривченко Ю. С., Бычков С. В. – № 2433016; Заявл. 17.11.2008; Оpubл. 10.11.2011, Бюл. № 2.
2. Киселев А.П. Основные направления развития способов снижения обрезки при переработке непрерывнолитых заготовок / Киселев А. П. // *Металлургическая и горнорудная промышленность*. – 1998. – № 4. – С. 31–33.
3. Research of temperature fields and thermal stresses in the continuous casting ingot / V. Polyeshchuk, V. Brovkin, T. Viter, L. Lazic, A. Varga, J. Kizek // 14 th International Scientific Conference "Energy transformations in industry", September 23-25, 2015, Stara Lubovna. – 2015. – P. 136–141.
4. Полещук В. М., Бровкин В. Л., Витер Т. О. Повышение теплосодержания непрерывнолитого слитка сортовой МНЛЗ // *"Техническая теплофизика и промышленная теплоэнергетика"*, № 8. – 2016. – Днепр, – 2016. – С. 149–155.
5. Полещук В. М., Бровкин В. Л., Витер Т. О. Определение перепада температур по длине непрерывнолитой заготовки сортовой МНЛЗ / Наукові праці всеукраїнської науково-технічної конференції "Актуальні проблеми розвитку металургійної науки та освіти", 4-5 квітня 2017 р., НМетАУ, м. Дніпро. – С. 326–329.
6. Расчет нагревательных и термических печей: Справочник / Под ред. Тымчака В. М. и Гусовского В. Л. – М. : *Металлургия*, 1983. – 480 с.
7. Свинолобов Н. П., Бровкин В. Л. Печи черной металлургии. – Днепропетровск : Пороги. – 2004. – 154 с.

ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКОЕ СРАВНЕНИЕ ЭЛЕКТРОШЛАКОВЫХ ПРОЦЕССОВ С РАСХОДУЕМЫМ ЭЛЕКТРОДОМ И ЖИДКИМ МЕТАЛЛОМ

Полишко А.А.¹, Стовпченко А.П.¹, Медовар Л.Б.¹, Камкина Л.В.²

1 – Институт электросварки им. Е.О. Патона НАН Украины, г. Киев, Украина

2 – Национальная металлургическая академия Украины, г. Днепр, Украина

Введение

Существует два типа электрошлаковых технологий (ЭШТ), основанных на электрошлаковом процессе: традиционные с расходуемым электродом и прямой переработкой жидкого металла (наплавка и сварка жидким металлом (ЭШН/С ЖМ) получение слитков из жидкого металла (ЭШП ЖМ), в том числе полых слитков). Расходуемый электрод – обязательный элемент традиционных ЭШТ, однако именно его изготовление является узким местом технологического цикла. Например, при электрошлаковом переплаве себестоимость использования расходуемых электродов достигает 40 % себестоимости слитка ЭШП. Напротив, ЭШП ЖМ не использует расходуемые электроды и основное отличие, которое определяет его преимущества: повышение однородности слитка, гибкости технологического процесса, возможность производства сложнолегированных и труднодеформируемых сплавов, из которых сложно изготовить расходуемый электрод. Оба типа ЭШП имеют множество вариантов организации для выпуска сплошных и полых слитков, но ЭШП ЖМ более гибок, поскольку кроме того можно производить композитные изделия с коаксиальными и горизонтальными слоями (роторы, прокатные валки, шестерни и т.д.). Приведенные ниже результаты сравнения обоих процессов ЭШП позволяют объяснить разницу между ними и описать возможности и ограничения, присущие каждому.

Физико-химические процессы

и поверхности контакта в процессах ЭШП и ЭШП ЖМ

При ЭШП протекают два основных типа физико-химических процессов: 1) химические взаимодействия между шлаком и металлом (включая окисление активных элементов из металла, восстановление оксидов (чаще всего железа и кремния) из шлака, десульфурация металла и т.д.), которые происходят на всех поверхностях взаимодействия между шлаком и металлом и, в основном, контролируются диффузией; 2) образование и удаление неметаллических включений во всех объемах жидкого металла путем всплывания на поверхность шлака (здесь не рассматриваем).

Схожесть и различия в геометрии поверхностей взаимодействия определяют особенности процессов ЭШП и ЭШП ЖМ. При традиционном ЭШП перегретая (до 2000 °С) за счет сопротивления шлаковая ванна медленно плавит погруженный торец расходуемого электрода. При этом есть несколько поверхностей взаимодействия фаз: жидкая пленка на торце расходуемого электрода; падающие капли жидкого металла; поверхность контакта между шлаковой и металлической ваннами (рис. 1).

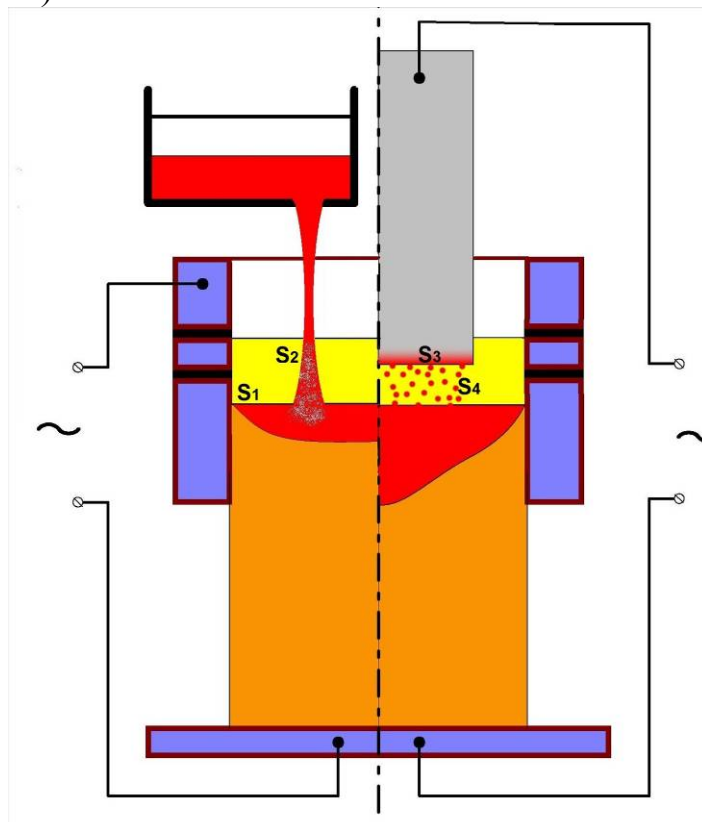


Рис. 1. Схематическое изображение поверхностей взаимодействия между металлом и шлаком при ЭШП (справа) и ЭШП ЖМ (слева)

В отличие от классического ЭШП, при ЭШП ЖМ нет двух первых поверхностей раздела, так как жидкий металл попадает в расплавленный шлак в виде струи. Диаметр струи зависит от объема порции жидкого металла, поступающей время от времени или постоянно. Общий эффект сил разной природы (сила инерции, вязкого течения жидкости, поверхностного натяжения, гидродинамических эффектов), действующих на струю жидкого металла, нарушает ее целостность, что приводит к ее раскрытию и образованию капель. При переходе через две поверхности контакта (газ-шлак и шлак-металл) струя металла дополнительно дробится на капли, размер которых находится в диапазоне от нуля до диаметра струи. Поверхность S_1 является границей между ваннами жидкого металла и шлака, где взаимодействия происходят при обоих видах процессов в течение всего вре-

мени формирования слитка. Ее площадь равна поперечному сечению слитка. Шлак на этой поверхности контакта имеет высокую температуру (которая неравномерна по сечению ванны) и турбулентность, задаваемые струей жидкого металла (S_2) или падением капель с электрода (S_4). Самую высокую температуру имеет металл в месте контакта (S_3) торца электрода и шлака (до 2000 °C). В современных процессах ЭШП эта поверхность составляет 0,6 – 0,7 площади слитка. Вид затвердевшей пленки жидкого металла на торце электрода и капли перед отрывом от него показаны на рис. 2.

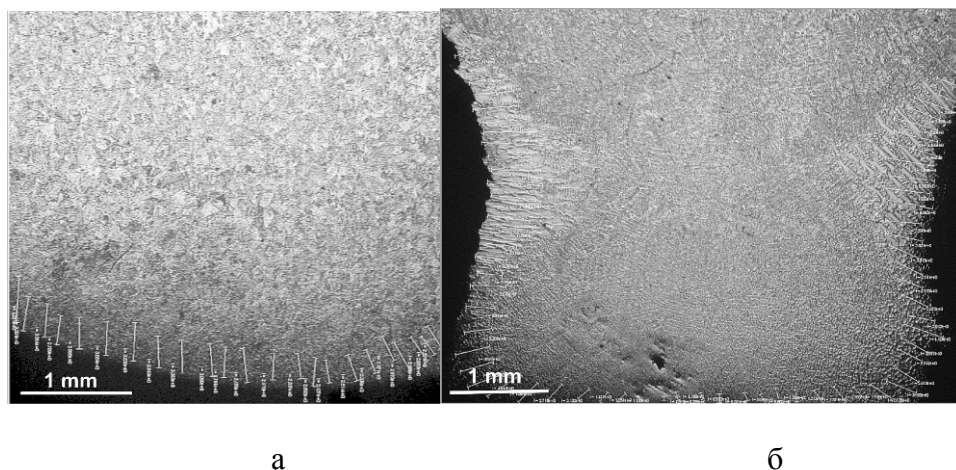


Рис. 2. Микроструктура затвердевшей пленки жидкого металла на торце электрода (а) и капли перед отрывом (б)

Толщина этой пленки в нашем случае для электрода диаметром 160 мм составляет 0,108 ... 0,52 мм. Согласно разным оценкам наших предшественников, эта пленка довольно тонкая – 0,08 ... 0,13 мм [1], 0,125 ... 0,153 мм [2], 0,52 мм [3]. В результате действия перегретого шлака капли жидкого металла (S_4) падают с поверхности расходомерного электрода (S_3) под действием силы тяжести и магнитных сил. Капли пересекают поверхность шлак-металл (S_1) и формируют ванну жидкого металла. При прохождении через шлаковую ванну капли дополнительно перегреваются на 90 – 100 °C. Время существования капли составляет 0,1 – 0,3 с, но даже за столь короткий период примеси мигрируют с поверхности капель в шлак, удаляясь в него. По данным [4, 5] размер капель зависит от диаметра электрода (прямопропорционально), плотности тока (обратнопропорционально) и обычно составляет 1 – 10 мм. Величина капель полученная в наших экспериментах находится внутри указанного диапазона и составила от 2 до 6 мм. Те же значения прогнозируют при численном моделировании на основе общепринятых физических законов, где диаметр капель составил 10 – 15 мм для самых больших и 1 – 4 мм для мелких капель [6, 7].

При ЭШП ЖМ струя жидкого металла (S_2) также проходит через шлаковую ванну и поверхность шлак-металл (S_1). Диаметр струи за-

висит от установленной производительности, которая не слишком велика даже для крупных слитков (при диаметре 2000 мм расход жидкого металла не более 2000 кг/час). При таких условиях поток жидкого металла разбивается на капли, диаметр которых всегда будет меньше диаметра струи (обычно не более 1 см), а, следовательно, основным отличием ЭШП ЖМ является отсутствие стадии жидкой пленки ввиду того, что расходуемого электрода нет.

Важным преимуществом является то, что при ЭШП ЖМ есть возможность использования металла со значительно более низкой и постоянной температурой, поскольку заливку ведут из обогреваемого устройства. Снижение перегрева металла по сравнению с классическим ЭШП улучшает условия формирования крупного слитка, обеспечивая более низкую сегрегацию за счет уменьшения объема ванны жидкого металла.

Чтобы быть уверенным в том, что наши экспертные оценки недалеки от истины, выполнили эксперименты по прямому сравнению десульфурирующей способности процессов ЭШП и ЭШП ЖМ. Расходуемый электрод для классического ЭШП и жидкий металл для ЭШП ЖМ были получены из одной и той же заготовки путем переплава металла в электрошлаковой тигельной печи. Содержание серы в металле до и после электрошлакового процесса было выбрано в качестве параметра степени завершенности физико-химических процессов. В расходуемом электроде (диаметром 160 мм) для классического ЭШП содержание серы составляло 0,026 – 0,028 масс %. Жидкий металл перед его подачей в кристаллизатор имел близкое содержание серы 0,025 – 0,029 масс % (различие в пределах ошибки химического анализа). Слитки круглого сечения диаметром 180 мм изготавливали в одной и той же полупромышленной печи по двум рассматриваемым технологиям в токоподводящем кристаллизаторе с вытяжкой слитка вниз. По высоте слитков были вырезаны образцы, в металле которых определили содержание серы (табл. 1).

Таблица 1

Содержание серы в металле двух слитков,
полученных двумя рассмотренными способами при одинаковых условиях

Тип процесса	Содержание серы (% масс) степень десульфурации (%) в слитке		
	голова	середина	дно
Классический ЭШП	0.013 / 52	0.013 / 52	0.009 / 67
ЭШП ЖМ	0.007 / 74	0.009 / 67	0.009 / 67

Полученные результаты показали, что рафинирующая способность процесса ЭШП ЖМ по сере не меньше, чем классического ЭШП. Принимая во внимание этот факт, можно утверждать, что, несмотря на некоторую разницу в степени развитости поверхностей, фи-

зико-химические взаимодействия при ЭШП ЖМ протекают достаточно активно, обеспечивая высокий уровень рафинирования металлов от примесей. Снижение содержания серы в слитке ЭШП ЖМ может быть достигнуто и дополнительной обработкой во время пребывания металла в разливочном устройстве. Это дает практически неограниченные возможности и варианты обработки металла для ЭШП ЖМ, поскольку, например, мы можем рафинировать металл двумя шлаками: один в устройстве для заливки и второй – в кристаллизаторе. Эти возможности будут изучены на следующих этапах работы.

Выводы

Экспертная оценка и экспериментальные сравнения способности рафинирования классического ЭШП и ЭШП ЖМ показывают, что условия протекания физико-химических процессов в обоих процессах близки. Степень десульфурации при ЭШП ЖМ оказалась даже немного выше благодаря протеканию процессов десульфурации при пребывании жидкого металла в тигле.

Замена классического ЭШП на ЭШП ЖМ открывает перспективы повышения гибкости технологического процесса и производства слитков с особо низкой сегрегацией, использования сложнолегированных и труднодеформируемых сплавов, где изготовление расходных электродов проблематично.

Перечень ссылок

1. Ключев М.М., Каблуковский А.Ф. Металлургия электрошлакового переплава - М: Металлургия – 1969 - 256с.
2. Жмойдин Г.И. Гидродинамика течения металла с плавящегося в шлаке электрода // Восстановление и рафинирование железа – М.: Наука, 1969.-С.91-104.
3. Б.И. Медовар, А.К. Цыгуленко, В.Л. Шевцов и др. Металлургия электрошлакового процесса- К:Наук. думка,-1986. 248с.
4. A. Kharicha, A. Ludwig, M. Wu, et al. Integrated simulation of advanced protective gas electro-slag remelting for the production of high-quality steels (ISA-PESR). Luxembourg: Publications Office of the European Union; (2009) Contract No.: RFSR-CT-2004-00027.
5. Гаревских И.А., Шульте Ю., Максименко В., Сперанский Б. Преимущества и вопросы совершенствования электрошлакового переплава стали // Сталь.- 1962.- №1.-С. 39-41.
6. A. Kharicha, A. Ludwig, M. Wu. 3D simulation of the melting during an electro-slag remelting process. Proceedings of the EPD Congress TMS Annual Meeting, (2011) Feb. 21-March 3, San Diego, USA
7. Huai Wang, Yunbo Zhong, Qiang Li et al. Visualization Study on the Droplet Evolution Behaviors in Electros slag Remelting Process by Superimposing a Transverse Static Magnetic Field, ISIJ International, 2016.-Vol. 56 (2).-P. 255–263.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА НАГРЕВА ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗАГОТОВОК В МНОГОЗОННОЙ ПЕЧИ МЕТОДИЧЕСКОГО ТИПА

Пульпинский В.Б., Усенко А.Ю., Иринина А.А.

Национальная металлургическая академия Украины, г. Днепр, Украина

Аннотация

В работе представлены сведения об использовании приближенного аналитического метода (ПАМ) для математического моделирования процесса нагрева металла в проходной многозонной печи методического типа.

Ключевые слова: методическая печь, математическая модель, нагрев металла, алгоритм расчета.

Введение

Для расчета нагрева металла в существующих печах, наряду с методом тепловой диаграммы, используют численные и численно-аналитические методы (ЧАМ). Численные методы требуют большого объема подготовительной работы и вычислений и соответственно ЭВМ большой мощности. ЧАМ, также как и численный метод, требует применения ЭВМ, но объем подготовительной работы и вычислений при этом, как правило, меньше [1 и 2].

В данной статье рассматривается использование приближенного аналитического метода (ПАМ) для математического моделирования процесса нагрева цилиндрических заготовок в многозонной печи методического типа. ПАМ основан на использовании аналитического решения задачи нагрева тел простой формы при граничных условиях II рода [3].

Математическая модель процесса нагрева металла

При моделировании процесса нагрева металла в любой топливной нагревательной печи должны быть рассчитаны 4 модуля (блока), а именно:

1. Расчет горения топлива, целью которого является определение низшей теплоты сгорания топлива, $Q_n, \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$; удельного действительного расхода воздуха, $L_n, \frac{\text{м}^3}{\text{м}^3}$; количества, $V_d, \frac{\text{м}^3}{\text{м}^3}$ и состава продуктов горения, %; зависимости теплоемкости продуктов горения (дымовых газов) от температуры, $c_d, \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}}$.

2. Расчет теплообмена в рабочем пространстве печи, целью которого является определение приведенного коэффициента излучения, отнесенного к температуре печи, $C_{печ}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}^4}$; средней эффективной длины луча, $S_{эф}, \text{м}$.

3. Расчет нагрева металла, целью которого является определение температурного поля заготовки в любой момент времени.

4. Тепловой баланс и определение расходов топлива по зонам печи.

Алгоритм расчета нагрева металла

Для расчета нагрева металла необходимы следующие основные исходные данные: размеры рабочего пространства печи; количество и длина зон по ходу движения металла; темп выдачи заготовок, T , шт/ч; емкость печи, E , шт; температура погрузки заготовки, t_n , °C; температура печи по зонам регулирования, $t_{\text{печ.з}}$, °C; температура подогрева воздуха горения, t_b , °C; размеры заготовок; теплофизические свойства стали, а также результаты расчета 1 и 2 блока математической модели. Дополнительными исходными данными для расчета нагрева цилиндрической заготовки с использованием ПАМа являются: корни характеристического уравнения $J_1(\mu) = 0$ ($\mu_1 = 3,8317$ и $\mu_2 = 7,0156$); функции Бесселя нулевого порядка ($J_0(\mu_1) = -0,403$, $J_0(\mu_2) = 0,3$), а также количество интервалов (периодов) нагрева, N .

В целом порядок расчета нагрева металла в многозонной печи методического типа имеет следующий вид.

1. Определяют общее время нагрева, $\tau = E/T \cdot 3600$, и продолжительность интервала (периода) нагрева, $\tau_i = \tau/N$, с.

2. Определяют расчетный размер нагреваемой заготовки [4].

3. Выполняют расчет нагрева металла по интервалам, начиная с методической зоны для чего:

3.1. Задаются:

- расходом дымовых газов в методической зоне, $V_{\text{пг}}^*$, $\frac{\text{м}^3}{\text{с}}$;
- температурой уходящих дымовых газов из печи, t_{yx}^* , °C;
- средней плотностью теплового потока в интервале (периоде) нагрева, $\bar{q}_1^*$, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$;

3.2. Определяют теплофизические свойства стали по среднемассовой температуре заготовки в начале интервала нагрева;

3.3. Определяют число Фурье в интервале Fo_i ;

3.4. Определяют приведенный коэффициент излучения, отнесенный к температуре газа, в начале интервала, $C_{\text{гi}}$ [5];

3.5. Определяют плотность теплового потока в начале интервала

$$\text{для 1-го интервала } q_{\text{н1}} = C_{\text{г1}} \cdot \left[\left(\frac{T_{\text{yx}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{пн}}}{100} \right)^4 \right];$$

$$\text{для } i = 2 \dots N\text{-го интервала } q_{\text{ни}} = q_{\text{ки}-1};$$

3.6. Определяют сумму членов ряда для поверхности и центра заготовки в интервале по формулам для цилиндра бесконечной длины:

$$S_{\text{пi}} = \frac{4}{\mu_1^2 \cdot \exp(\mu_1^2 \cdot Fo_i)} + \frac{4}{\mu_2^2 \cdot \exp(\mu_2^2 \cdot Fo_i)};$$

$$S_{\text{цi}} = \frac{4}{\mu_1^2 \cdot J_0(\mu_1) \cdot \exp(\mu_1^2 \cdot Fo_i)} + \frac{4}{\mu_2^2 \cdot J_0(\mu_2) \cdot \exp(\mu_2^2 \cdot Fo_i)};$$

3.7. Определяют температуры металла в конце интервала, °С:

– температура поверхности заготовки

$$t_{\text{пки}} = t_{\text{цни}} + \frac{\overline{q_{\text{сп.1}}} \cdot R}{2 \cdot \lambda_i} \cdot \left(4 \cdot Fo_i + \frac{1}{2} - S_{\text{п.i}} \right) + \Delta t_{\text{ни}} \cdot \left(\frac{1}{2} + S_{\text{п.i}} \right);$$

– температура центра заготовки

$$t_{\text{цки}} = t_{\text{цни}} + \frac{\overline{q_{\text{сп.1}}} \cdot R}{2 \cdot \lambda_i} \cdot \left(4 \cdot Fo_i - \frac{1}{2} - S_{\text{ц.i}} \right) + \Delta t_{\text{ни}} \cdot \left(\frac{1}{2} + S_{\text{ц.i}} \right);$$

– среднемассовая температура заготовки

$$t_{\text{мки}} = t_{\text{цни}} + \frac{\overline{q_{\text{сп.1}}} \cdot R \cdot 2 \cdot Fo_i}{\lambda_i} + \Delta t_{\text{ни}} \cdot 0,5;$$

3.8. Определяют температуру дымовых газов в конце ла, °С

$$t_{\text{гки}} = t_{\text{гни}} + \frac{P \cdot c_{\text{мi}} \cdot (t_{\text{мки}} - t_{\text{ни}}) \cdot 1,05}{c_{\text{дi}} \cdot V_{\text{пг}}}.$$

Здесь 1,05 – коэффициент, учитывающий потери теплоты из методической зоны; Р – производительность печи, кг/с;

3.9. Определяют приведенный коэффициент излучения, отнесенный к температуре газа и плотность теплового потока в конце интервала;

3.10. Уточняют среднюю плотность теплового потока в интервале и сравнивают с задаваемым значением. Если уточненное значение отличается от задаваемого в пункте 3.1 больше чем на принятую погрешность, то задаются новым значением средней плотности теплового потока в интервале и повторяют расчет с пункта 3.7, иначе переходят к следующему пункту расчета;

3.11. Определяют температуру печи в конце интервала;

3.12. Выполняют расчет нагрева металла в следующем интервале.

4. Выполняют расчет по интервалам в отапливаемых зонах.

В отапливаемых зонах температура дымовых газов принимается одинаковой по всему объему зоны. Для 1-ой отапливаемой зоны температура газов равна температуре продуктов сгорания в конце последнего интервала нагрева в методической зоне. Для остальных зон регулирования температуры печи температуру дымовых газов определяют итерационным способом. В остальном алгоритм расчета нагрева металла в зоне регулирования температуры печи аналогичен порядку расчета в методической зоне. Если расчетная температура печи в конце конкретного интервала первой отапливаемой зоны от-

личается от заданной по технологии на определенную погрешность, то перезадаются температурой уходящих продуктов сгорания из печи и повторяют расчет с пункта 3.5, иначе переходят к следующему пункту расчета.

5. Выполняют расчет нагрева металла в переходной зоне.

Переходная зона в проходной печи представляет собой участок нагрева, который является неотапливаемым и расположен между двумя зонами регулирования температуры печи.

6. Определяют расход топлива в отапливаемых зонах печи.

Определять расхода топлива начинают с последней зоны по ходу движения металла. Для этого составляют тепловой баланс для каждой зоны регулирования температуры печи. Порядок расчета расхода топлива по зонам имеет следующий вид:

6.1. Определяют потери из рабочего пространства печи в зоне;

6.2. Определяют теплоту, усвоенную металлом в зоне;

6.3. Определяют коэффициент использования теплоты топлива в зоне;

6.4. Определяют расход топлива в зоне регулирования температуры печи;

6.5. Определяют расход продуктов сгорания, уходящих из зоны печи.

Если расчетное значение расхода продуктов сгорания, уходящих из печи, отличается от заданного в пункте 3.1 на определенную погрешность, то перезадаются расходом дымовых газов, уходящих из печи и повторяют расчет с пункта 3.8, иначе поверочный расчет печи считают окончанным.

Список литературы

1. Пульпинский В. Б. Упрощенный численно-аналитический метод расчета нагрева тел правильной формы // Труды XVI международной конференции «Теплотехника и энергетика в металлургии». – Днепропетровск. – 2011. – С. 176–177.

2. Губинский В. И., Лу Чжун-У. Теория пламенных печей. – М. : Машиностроение, 1995. – 255 с.

3. Тайц Н. Ю. Технология нагрева стали. – М. : Metallurgizdat, 1962. – 568 с.

4. Губинский В. И., Пульпинский В. Б., Клевцур О. Ю. Нагрев тел сложной формы с использованием метода эквивалентного размера // Труды XVI международной конференции «Теплотехника и энергетика в металлургии». – Днепропетровск. – 2011. – С. 66–67.

5. Румянцев В. Д. Теория тепло- и массообмена : Учебное пособие. – Днепропетровск : Пороги, 2006. – 532 с.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРЕНОСА СОЛНЕЧНОГО ИЗЛУЧЕНИЯ В УЗКИХ КАНЬОНАХ, ОБРАЗОВАННЫХ ЗДАНИЯМИ И СООРУЖЕНИЯМИ

Романько Я.В.¹, Решетняк И.Л.²

1 – Национальная металлургическая академия Украины, г. Днепр, Украина

2 – Днепропетровский химико-технологический университет, г. Днепр, Украина

Аннотация

На основе зонального метода расчета предложена математическая модель, позволяющая рассчитывать значения потоков прямого и рассеянного солнечного излучения на грани узких каньонов при наличии участков покрытий с различными отражательными способностями. Для выбранных характерных значений определяющих параметров получены распределения лучистых потоков по граням каньона при различных значениях их отражательных способностей.

Ключевые слова: математическое моделирование, зональный метод, солнечное излучение, узкие каньоны.

Введение

Наиболее существенное влияние на микроклимат помещений оказывает прямое солнечное излучение (инсоляция), которая рассчитывается с учетом географического расположения, геометрических и других факторов по специальным методикам [1, 2]. В условиях плотной застройки зданиями или промышленными сооружениями часто возникают участки с узкими проходами, которые принято называть каньонами. В таких случаях важным становится солнечное излучение, отражаемое от поверхностей. Моделированию распределения солнечной радиации внутри таких каньонов посвящено большое число различных работ, например [3 – 5]. При этом в большинстве моделей оптические свойства поверхностей зданий и дорожного покрытия определяются как средневзвешенные значения свойств различных элементов (стен, строительных элементов, оконных проемов и т.п.) Такой подход значительно упрощает расчеты, но не позволяет учесть влияние характеристик отдельных участков каньона на локальные значения лучистых потоков.

Постановка задачи

Рассматривается задача нахождения потоков солнечного излучения в узком каньоне с учетом неравномерного распределения отражательной способности образующих поверхностей. Схема каньона показана на рис. 1а.

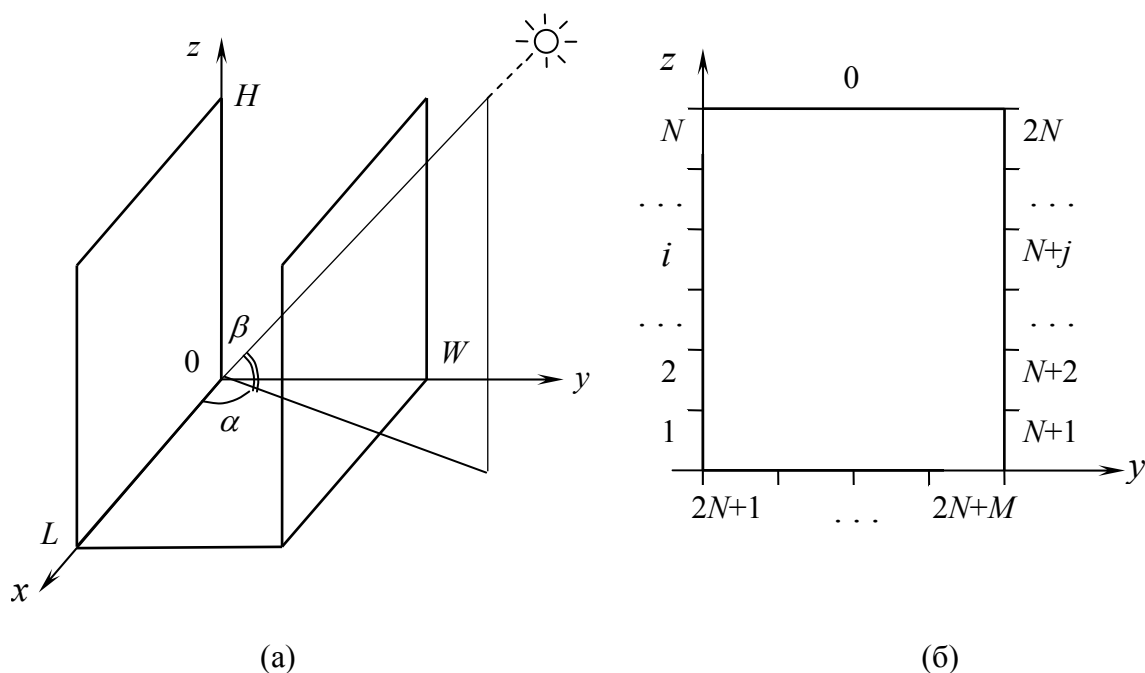


Рис. 1. Схема каньона (а) и ее зональное представление (б)

Боковые взаимно параллельные грани каньона представляют наружные поверхности зданий или сооружений, а нижняя плоская грань – поверхность дорожного покрытия. Каньон имеет три характерных размера: ширину W , высоту H и длину L . Положение солнца определяется горизонтальной системой координат, в которой задается угол β , определяющий высоту солнца над горизонтом, и угол α , определяющий азимутальное положение солнца относительно направления каньона. Когда выполняется условие $L/H > 7$, каньон можно считать неограниченно длинным [3] и рассматривать перенос излучения только в плоскости yOz или параллельной ей. Стенки и дорожное покрытие каньона считаются диффузными поверхностями. Воздух внутри каньона является лучепрозрачной средой.

Прямое солнечное излучение на каньон определяется значением плотности теплового потока q_s , падающего на открытую верхнюю условную поверхность каньона. Также через открытую верхнюю часть каньона проходит лучистый поток q_D рассеянного излучения неба. Значения потоков q_s и q_D зависит от географического положения каньона, времени года, времени суток, погодных условий и других факторов и определяются по справочным данным. Для оценочных расчетов, определяющих влияние отдельных факторов в рассматриваемой модели, принимаются характерные значения q_s и q_D . Рассеянное же излучение неба заменяется условной поверхностью, накрывающей каньон. Эта условная поверхность принимается диффузным излучателем со степенью черноты, равной 1. Таким образом, рассматриваемая задача сводится к нахождению распределения лучистых по-

токов прямого и рассеянного солнечного излучения по граням каньона для заданных значений геометрических размеров, значений потоков q_s и q_D , а также распределения отражательной способности по участкам отдельных поверхностей.

Применяемый метод и основные результаты

Для решения поставленной задачи за основу был взят зональный метод расчета [6]. По высоте левая и правая стены каньона условно разделялись на N одинаковых участков (зон) длиной $\Delta z = H/N$. Нижняя грань каньона условно разделялась на M одинаковых зон длиной $\Delta y = W/M$. Верхняя условная поверхность каньона выделена в отдельную зону 0 длиной W . Каждая произвольная зона граней каньона i может иметь свою отражательную способность ρ_i . Схема зонального представления рассматриваемой системы показана на рис. 1б.

Согласно зональному методу далее необходимо определить угловые коэффициенты излучения φ_{ij} ($i, j = 0, 1, 2, \dots, N_z$) между всеми участками. Для рассматриваемого случая плоской геометрии был использован метод натянутых нитей [6]. После нахождения угловых коэффициентов рассчитываются разрешающие угловые коэффициенты f_{ij} из решения системы линейных уравнений:

$$f_{ij} = \varphi_{ij} + \sum_{k=0}^{N_z} \varphi_{ik} \rho_k f_{kj}, \quad i, j = 0, 1, \dots, N_z \quad (1)$$

После этого можно найти значения плотностей лучистых потоков от рассеянного излучения неба, падающих на выделенные участки поверхностей:

$$q_i^D = q_D f_{i0}, \quad i = 0, 1, \dots, N_z \quad (2)$$

Рассмотренный выше метод нельзя непосредственно применить для прямого солнечного излучения, так как поверхность 0 уже нельзя считать диффузным излучателем. В таком случае, исходя из геометрии рассматриваемой системы, можно определить границы участков граней каньона, непосредственно освещенных солнечными лучами. Например, когда солнце расположено так, что освещает только левую стенку каньона, высота освещенной части определится как

$$h = W \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\sin \beta} \quad (3)$$

Подобным образом получают расчетные соотношения для нахождения границ освещенных областей и в других возможных случаях. После этого угловые коэффициенты излучения с условной поверхности 0 на освещенные участки каньона определяются исходя из гео-

метрических соотношений рассматриваемых участков и условной поверхности.

С целью оценки влияния отражательной способности участков поверхностей граней каньона на распределение падающих лучистых потоков солнечного излучения были выполнены расчеты для отдельных характерных случаев. Каньон имел высоту 18 м и ширину 6 м, т.е. характерный размер $H/W = 3$. Значения потоков прямого и рассеянного излучения, падающих на открытую часть каньона, принимались равными 1000 Вт/м^2 и 250 Вт/м^2 . Высота солнца над горизонтом и азимутальный угол между направлением каньона и направлением на солнце составляли 40° и 30° . Отражательные способности дорожного покрытия принималась равной 0,1, а для стенок каньона принимала различные значения от 0,1 до 0,6. В результате расчетов было получено, что на величину и характер распределения лучистых потоков по граням каньона наибольшее влияние оказывает значение отражательной способности освещаемой солнцем стенки. Так при $\rho_1 = 0,1$ падающий поток не превышал 35 Вт/м^2 , а при увеличении этой величины до $\rho_1 = 0,6$ его максимальное значение достигало 215 Вт/м^2 .

Далее были рассмотрены варианты нанесения различных покрытий на стенки каньона. Поверхность правой стенки разделялась по высоте на две части в различных соотношениях h_1/H , где h_1 – высота нижней части. Нижняя и верхняя части имели отражательные способности $\rho_{01} = 0,9$ и $\rho_{02} = 0,4$. На рис. 2 приведены полученные распределения лучистых потоков по высоте левой стенки.

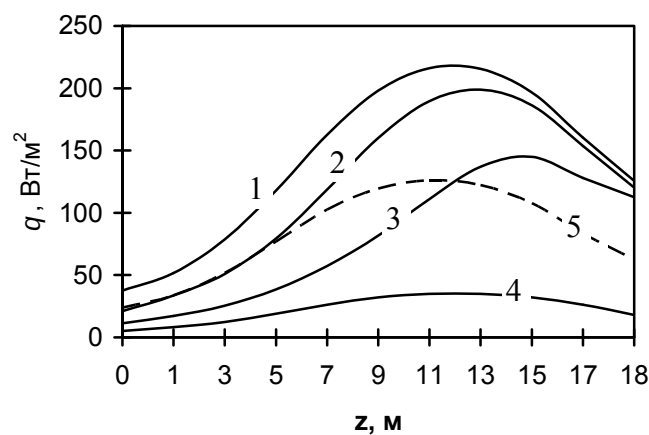


Рис. 2. Распределение падающих лучистых потоков по высоте левой стенки при различном соотношении покрытий правой стенки:
 1 – $h_1/H = 1$; 2 – $h_1/H = 0,7$; 3 – $h_1/H = 0,4$;
 4 – $h_1/H = 0$; 5 – чередующиеся участки
 с $\rho_{01} = 0,9$ и $\rho_{02} = 0,4$

Из-за того, что лишь верхняя часть правой стенки каньона освещается солнцем, приведенные распределения потоков существенно несимметричны. Увеличение части h_1/H стенки с малой отражательной способностью смещает максимум падающих потоков к верхней части стенки, находящейся в тени. Кривая 5 рис. 2 отвечает случаю расположения чередующихся участков покрытий длиной 2 м с $\rho_{01} = 0,9$ и $\rho_{02} = 0,4$. В этом случае распределение потоков почти симметричное, а их значения находятся в интервале между величинами потоков для случаев 1 и 4.

Выводы

1. На основе зонального метода расчета предложена математическая модель, позволяющая рассчитывать значения потоков прямого и рассеянного солнечного излучения на грани узких каньонов при наличии покрытий с различными отражательными способностями.

2. Для выбранных характерных значений определяющих параметров получены распределения падающих лучистых потоков по граням каньона при различных значениях их отражательных способностей. Показано влияние различных вариантов расположения покрытий с различными отражающими способностями на распределение лучистых потоков по граням каньона.

Список литературы

1. Штейнберг А. Я. Расчет инсоляции зданий. – Киев: Будівельник, 1975. – 120 с.
2. ДСТУ–Н Б В.2.2–27: 2010. Настанова з розрахунку інсоляції об'єктів цивільного призначення. Київ: Мінрегіонбуд України, 2010. – 81 с.
3. Rubio-Bellido, C., Pulido-Arcas, J.A., Sánchez-Montañés, B.A. Simplified Simulation Model for Predicting Radiative Transfer in Long Street Canyons under High Solar Radiation Conditions. *Energies*, 2015, 8. – P. 13540–13558.
4. Ian N. Harman, Martin J. Best, Stephen E. Belcher. Radiative exchange in an urban street canyon. *Boundary-Layer Meteorology*, 2004, 110. – P. 301–316.
5. Vardoulakis, S.; Fisher, B.E.A.; Pericleous, K.; Gonzalez-Flesca, N. Modelling air quality in street canyons: A review. *Atmos. Environ.* 2003, 37. – P. 155–182.
6. Блох А. Г. Теплообмен излучением: справочник / А. Г. Блох, Ю. А. Журавлев, Л. Н. Рыжков. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 432 с.

КОМПЛЕКСНАЯ МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЭЛЕКТРОШЛАКОВОГО ПЕРЕПЛАВА СЛИТКОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ФОРМЫ

Сибирь А.В.

Национальная металлургическая академия Украины, г. Днепр, Украина

Аннотация

В работе представлена математическая модель тепловых, гидродинамических и электродинамических процессов при выплавке слитков цилиндрической формы электрошлаковым способом. Модель включает дифференциальные уравнения энергии, движения, $k - \varepsilon$ модель турбулентности, напряженности магнитного поля для шлака слитка и электрода. Модель позволяет рассчитывать температурные поля, поля скоростей жидкого металла и шлака, напряженности магнитного поля и сил Лоренса.

Ключевые слова: ЭШП, гидродинамика, электродинамика, математическое моделирование, численное моделирование.

Введение

Главными задачами при исследованиях влияния различных параметров процесса ЭШП следует считать получение однородного по химическому составу и структуре слитка. При формировании слитка ЭШП одновременно протекают тепловые, гидродинамические и электромагнитные процессы в слитке и шлаке, взаимно влияющие друг на друга и на качество слитка. Поэтому для исследований этих процессов наиболее часто используют численное математическое моделирование с экспериментальной проверкой полученных результатов.

При численных исследованиях всех или части физических процессов при ЭШП часто используют известные коммерческие [1] или некоммерческие [2] CFD программы с заложенными в них соответствующими математическими моделями. Данные программы позволяют подключать написанные самостоятельно исследователем модули физических процессов отсутствующих в основной программе или незначительно модернизировать заложенные модели.

Другим подходом является самостоятельное составление авторами модели процессов электрошлакового переплава и их программную реализацию [3 – 9]. Так же необходимо отметить специализированные программные средства, позволяющие моделировать процессы при электрошлаковом переплаве. Данные программы являются результатом многолетней работы коллектива ученых над проблемами ЭШП. Программа SOLECS, являющаяся результатом работы коллектива авторов в Нанси (Франция) [10]. Такой же специализированной программой является программа MeltFlow-ESR™ [11].

Среди коммерческих пакетов при моделировании ЭШП большой популярностью пользуется программа Ansys Fluent™ из-за своих широких возможностей в области математического моделирования.

В работе представлена составленная автором математическая модель и её численная реализация.

Математическая модель физических процессов ЭШП

Модель гидродинамических процессов. При процессе ЭШП в расплавленном металле и жидком шлаке под действием электромагнитных сил Лоренса и разностей плотностей возникает конвективное движение. Математически нестационарное движение жидкости описывается уравнением Навье - Стокса для несжимаемой жидкости:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \text{div}(\rho \vec{U}) = 0; \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \text{div}(\rho \vec{U} \times \vec{U}) = \text{div}(\mu \text{grad } \vec{U}) - \text{grad } P + \rho \vec{g} + \sum \vec{F}, \quad (2)$$

где $\vec{U}$ – вектор скорости, м/с; P – давление, Па; $\vec{F}$ – вектор объемных сил, Н/м³; ρ, μ, τ – плотность, динамическая вязкость и время соответственно.

Поскольку прямое решение уравнений Навье-Стокса требует больших вычислительных затрат, то используют уравнения движения в приближении Ренольдса. При этом форма уравнения (2) не меняется, а динамическая вязкость μ приобретает смысл эффективной вязкости $\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t$. Значение турбулентной вязкости μ_t определяется с помощью модели турбулентности. В вычислительной гидродинамике наибольшую популярность получили двухпараметрические модели турбулентности.

Наиболее распространенные из них семейство $k - \varepsilon$ моделей. Общий вид уравнений двухпараметрических моделей:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}; \quad (3)$$

$$\frac{\partial \rho k}{\partial \tau} + \text{div}(\rho k \vec{U}) = \text{div}(\alpha_k \mu_{\text{eff}} \text{grad } k) + G - \rho \varepsilon + S_k; \quad (4)$$

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial \tau} + \text{div}(\rho \varepsilon \vec{U}) = \text{div}(\alpha_\varepsilon \mu_{\text{eff}} \text{grad } \varepsilon) + G \cdot \frac{\varepsilon}{k} \cdot C_1 - \rho \frac{\varepsilon^2}{k} C_2 + S_\varepsilon. \quad (5)$$

Движение жидкого металла в двухфазной зоне. Большинство моделей, описывающих движение жидкого металла в двухфазной зо-

не, рассматривают движение между дендритами как движение в пористой среде, подчиняющейся закону Дарси:

$$\text{grad } P = \frac{\mu_D}{K} \vec{U}, \quad (6)$$

где μ_D – вязкость в дендритной зоне, K – проницаемость. Проницаемость K зависит от доли жидкой фазы в двухфазной зоне и расстоянием между осями дендритов. При этом в уравнение (2) добавляется сила $\vec{F}_p = -\frac{\mu_D}{K} \vec{U}$. Большинство исследователей [10] и коммерческих пакетов CFD используют зависимость Kozeny-Carman:

$$K = \frac{d_1}{180} \frac{\gamma^3}{(1-\gamma)^2}, \quad (7)$$

где γ – доля жидкой фазы; d_1 – расстояние между главными осями дендритов, м.

Данная модель проницаемости изотропна. В последних работах Karimi-Sibaki и Kharicha [12] использовали анизотропную модель, предложенную Heinrich и Poirier [13] для Pb – Sn сплава.

Граничные условия уравнений Навье-Стокса. На всех границах «твердое – жидкое» задается условия $\vec{U}$. На поверхности раздела шлак – металлическая ванна задается нулевое напряжение сдвига. Граница раздела жидкий металл – шлак может, не выделяться в виде граничных условий, так как естественным образом входит в уравнение (2), а при численном решении используется VOF метод, применяемый для расчетов движения двухфазных потоков и жидкостей с открытой поверхностью.

Уравнение энергии. Уравнение энергии для металла и шлака имеет вид:

$$\frac{\partial \rho H}{\partial \tau} + \text{div}(\rho \vec{U} C_p T) = \text{div}(\lambda_{\text{eff}} \text{grad } T) + Q_J, \quad (8)$$

где $H = C_p T + \gamma \cdot L$ – энтальпия, Дж/кг; Q_J – объемный источник теплоты, Дж/м³, $C_p, \lambda_{\text{eff}}$ – теплоемкость и теплопроводность металла или шлака соответственно.

Объемный источник энергии определяется из закона Джоуля:

$$Q_J = \frac{\vec{J} \cdot \vec{J}}{\sigma}, \quad (9)$$

где $\vec{J}$ – вектор плотности силы тока, А/м^2 ; σ – электрическая проводимость, $\text{Ом} \cdot \text{м}$.

Граничные условия для уравнения энергии. На всех внешних поверхностях задаются граничные условия третьего рода с соответствующими значениями коэффициента теплоотдачи. Граница раздела «шлак – металл» и «шлак – электрод» не выделяется и решается в рамках уравнения (8).

Уравнения магнитной динамики. Плотности электрического тока и объемная сила Лоренса определяется из решения системы уравнений:

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \hat{H}_\theta) \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial}{\partial z} \hat{H}_\theta \right) = i \omega \mu_0 \sigma \hat{H}_\theta; \quad (10)$$

$$\vec{J} = \nabla \times \hat{H}_\theta; \quad (11)$$

$$\vec{F}_L = \mu_0 \cdot \vec{J} \times \hat{H}_\theta, \quad (12)$$

где $\hat{H}_\theta$ – напряженность магнитного поля, А/м ; ω , μ_0 – угловая частота переменного тока и магнитная постоянная; $i^2 = -1$ – мнимая единица.

Граничные условия для уравнений магнитной динамики. Для решения системы уравнений (10) – (12) задается значение напряженности магнитного поля на осевых границах и нулевой градиент напряженности магнитного поля на радиальных границах.

Численный метод

Для решения системы уравнений (1) – (12) с граничными условиями использовался численный метод контрольного объема с единой разнесенной сеткой. Расчет скалярных величин проводился в центре контрольного объема, а векторных на границах, что обеспечивало стабильность получения сходящегося решения. Решение каждой физической задачи проводилось последовательно с итерационным уточнением зависимых величин. Весь численный алгоритм реализован с помощью языка программирования Fortran.

Выводы

Разработана математическая модель тепловых, гидродинамических и электродинамических процессов в металле и шлаке при проведении ЭШП процесса. Математическая модель решается с помощью численного метода и реализована в виде вычислительной программы

на языке программирования Fortran. Данная модель позволяет проводить расчеты тепловых полей слитка, шлака и электрода при ЭСП.

Список литературы

1. <http://www.ansys.com/Products/Fluids/ANSYS-Fluent>
2. <https://openfoam.org/>
3. A.H. Dilawari and J. Szekely, A mathematical model of slag and metal flow in the ESR process, Metallurgical transactions B, vol. 8B, 1977, pp. 227-236.
4. A.H. Dilawari and J. Szekely, Heat transfer and fluid flow phenomena in electroslag refining, Metallurgical transactions B, vol. 9B, 1978, pp. 77-87.
5. M. Choudhary and J. Szekely, The modeling of pool profiles, temperature profiles and velocity fields in ESR system, Metallurgical transactions B, vol. 11B, 1980, pp. 439-453.
6. M. Choudhary and J. Szekely, Modeling of fluid flow and heat transfer in industrial-scale ESR system, Ironmaking Steelmaking, vol. 8, 1981, pp. 225-232.
7. Y.M. Ferng, C.C. Chieng, C. Pan, Numerical simulations of electro-slag remelting process, Numerical heat transfer, Part A, vol. 16, 1989, pp. 429-449.
8. Y. Dong, Z. Jiang, Z. Li, Mathematical model for electroslag remelting process, Journal of iron and steel research, international, vol. 14, 2007, No. 5, pp. 7-12.
9. J. Yanke, K. Fezi, R. Trice and M. Krane Simulation of slag-skin formation in electroslag remelting using a volume-of-fluid method, Numerical Heat Transfer, Part A, vol. 67, 2015, pp. 268-292.
10. V. Weber, A. Jardy, B. Dussoubs, D. Ablitzer, S. Ryberon, V. Schmitt, S. Hans and H. Poisson, A Comprehensive model of the electroslag remelting process: Description and Validation, Metallurgical transactions B, vol. 40B, 2009, pp. 271-280.
11. <http://inresllc.com/products/meltflow/meltflow-esr.html>
12. E. Karimi-Sibaki, A.Kharicha, J. Korp, M.Wu and A. Ludwig, Influence of crystal morphological parameters on the solidification of ESR ingot, Materials science forum, vol. 790, 2014, pp. 396-401.
13. J.C. Heinrich and D.R. Poirier, The effect of volume change during directional solidification of binary alloys, Modelling and simulation in materials science and engineering 12, 2004, pp. 881-899.

СОПОСТАВЛЕНИЕ U-ОБРАЗНЫХ РЕКУПЕРАТОРОВ С РЕКУПЕРАТОРАМИ С НИЖНИМ КОЛЛЕКТОРОМ

Сорока Б.С., Згурский В.А.

Институт газа НАН Украины, Киев, Украина.

Аннотация

Проведена оценка эффективности конструкций рекуперативных утилизаторов теплоты путем расчетно-теоретического анализа процессов и аппаратов с использованием современных средств математического и компьютерного CFD моделирования.

Для секций трубчатых рекуператоров найдены локальные распределения температур, скоростей и давлений по ходу теплоносителей, а также неравномерности распределения потоков воздушного теплоносителя и его подогрева в разных рядах труб.

Ключевые слова: вторичные излучатели, интенсификация теплообмена, подогрев воздуха, промышленные печи, рекуператоры, утилизация теплоты уходящих газов.

Введение

Одним из наиболее эффективных направлений экономии топлива в высокотемпературных энергетических и технологических агрегатах является утилизация теплоты уходящих продуктов сгорания (ПС).

Рекуператоры – средне и – высокотемпературные аппараты для возврата части теплоты отходящих продуктов сгорания обратно в печь за счет утилизации теплоты. Углубление утилизации теплоты достигается за счет интенсификации теплообмена и увеличение теплообменных поверхностей нагрева между продуктами сгорания и нагреваемой средой (воздух горения, LCV- газы).

Существует два основных типа конвективных трубчатых рекуператоров:

- 1) с U-образными петлями – для рекуператоров с одной трубной доской (рис. 1, а);
- 2) с изогнутыми трубами – в случае двух трубных досок (рис. 1,б).

Отличительной характеристикой современных трубчатых теплоутилизаторов является наличие внутритрубных вставок для интенсификации теплообмена. Характеристики трубчатых рекуператоров представлены в табл. 1, взятой из нашей работы [1].

Нам не известны работы по сравнению эффективности двух указанных схем трубчатых рекуператоров: с U-образными петлями, а также рекуператоров с прямыми либо гнутыми трубами и промежуточным коллектором, то актуальной и нерешенной является задача сравнения их эффективности при прочих равных условиях (одинаковая площадь, расход топлива, температуры теплоносителей на входе).

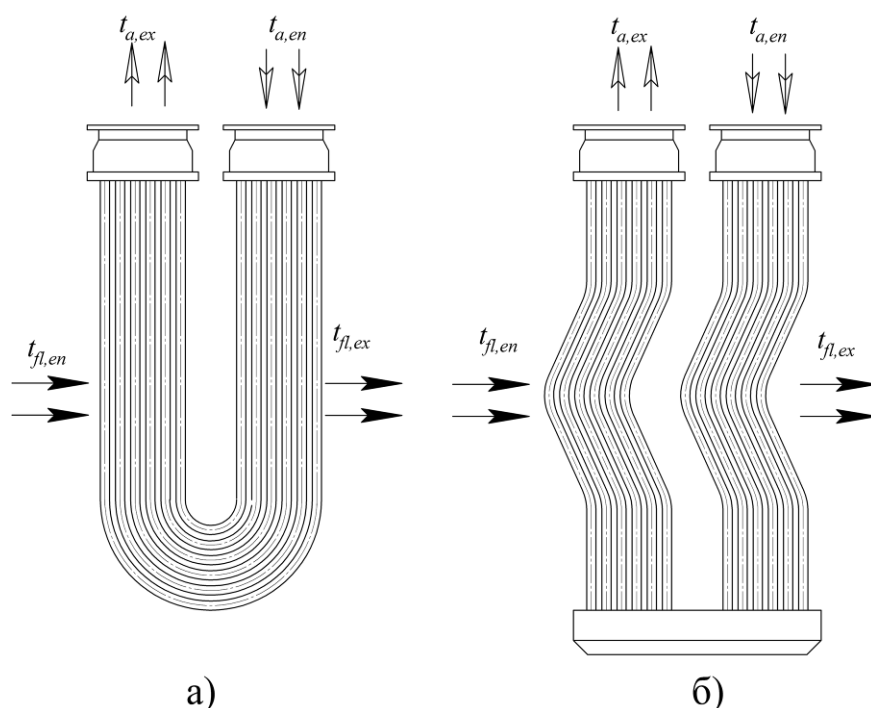


Рис. 1. Основные типы трубчатых рекуператоров:
а) с U-образными трубами; б) с изогнутыми трубами

Таблица 1

Характеристики рекуператоров ведущих мировых фирм

№ п.п.	фирма	Страна	характеристики
1	Peiler Montanwaerme	Германия	$t_{fl,en} \leq 850 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_{a,ex} \leq 700 \text{ }^{\circ}\text{C}$; с прямыми и гнутыми трубами, в т.ч. со спиральными вставками
2	Encon	Индия	$t_{fl,en} \leq 750 - 940 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_{a,ex} \leq 430 - 650 \text{ }^{\circ}\text{C}$; с прямыми и изогнутыми трубами
3	ALSTOM Power Energy Recovery	США	$t_{fl,en} \leq 1100 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_{a,ex} \leq 560 \text{ }^{\circ}\text{C}$; с прямыми и изогнутыми трубами
4	Kalfrisa	Испания	$t_{fl,en} < 1000 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_{a,ex} \leq 700 \text{ }^{\circ}\text{C}$; с прямыми и изогнутыми трубами; возмож- ны агрессивные среды и дисперсные частицы
5	Днепроотяжмаш	Украина	$t_{fl,en} \leq 1000 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_{a,ex} \leq 400 \text{ }^{\circ}\text{C}$; с U- образными трубами
6	Beijing Shenwu Environment & Energy Technology Corp.	Китай	$t_{fl,en} \leq 600 - 800 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_{a,ex} \leq 350 - 500 \text{ }^{\circ}\text{C}$; с прямыми и гнутыми трубами, вставки в трубах – спиральные

Постановка и решение поставленной задачи

Целью настоящей работы является определение расчетной температуры поверхности, теплоносителей и распределения массовых потоков для U-образного трубчатого рекуператора и рекуператора с нижним коллектором.

При моделировании использовался следующий подход:

1. представление турбулентности для всей расчетной области, включая поток продуктов сгорания в межтрубном пространстве и внутреннее течение воздуха в трубах с помощью k - ε модели турбулентности;

2. расчет радиационного теплообмена методом дискретных ординат. Для учета селективности излучения продуктов сгорания используется модель взвешенной суммы серых газов.

При корректном сравнении эффективности рекуперативных секций: с U-образными петлями (далее – тип А) и с нижним коллектором (тип В) – следует рассматривать теплообменники с равными по объему теплообменными областями и с одинаковыми скоростями потоков.

При решении задачи для теплообменной секции с трубчатыми U-образными петлями рассматривался теплообмен между теплоносителями на прямых участках труб (рис. 2), а криволинейная часть принималась находящейся в адиабатных условиях. При этом на криволинейном участке рассматривалась гидродинамическая задача, а условие адиабатности ($q = 0$; $Q = 0$) определяло только перестройку и выравнивание температурных полей внутри пучка труб.

Решение задачи для случая теплообменника с двумя верхними трубными досками, между которыми располагаются пучки U-образных труб, выполнялось при выравнивании температур в нижнем коллекторе при $\sum \dot{m}_i I_i = \text{const}$, где $\dot{m}_i$, I_i – соответственно массовый поток и поток энтальпии в трубах i -ого ряда.

Слабая изученность вопросов аэродинамики и теплообмена трубчатых утилизаторов теплоты не позволяет оптимизировать их конструкции. К числу таких вопросов относится распределение массовых потоков и нагрев теплоносителя по рядам труб вдоль потока греющих газов (продуктов сгорания), что возможно изучать только с привлечением CFD моделирования. В наших расчетах сравниваются распределения (неравномерности) для рекуператоров типа А и В в условиях прямотока и противотока. Данные о неравномерности представлены в табл. 2.

Таблица 2

Неравномерность характеристик потоков в трубах, %

Тип рекуператора	$\delta t_{a,ex}$		$\delta \dot{m}_a$	
	прямоток	противоток	прямоток	противоток
с U-образными петлями (тип А)	19,5	19,3	18,70	13,80
с нижним коллектором (тип В)	9,2	16,4	11,13	11,09

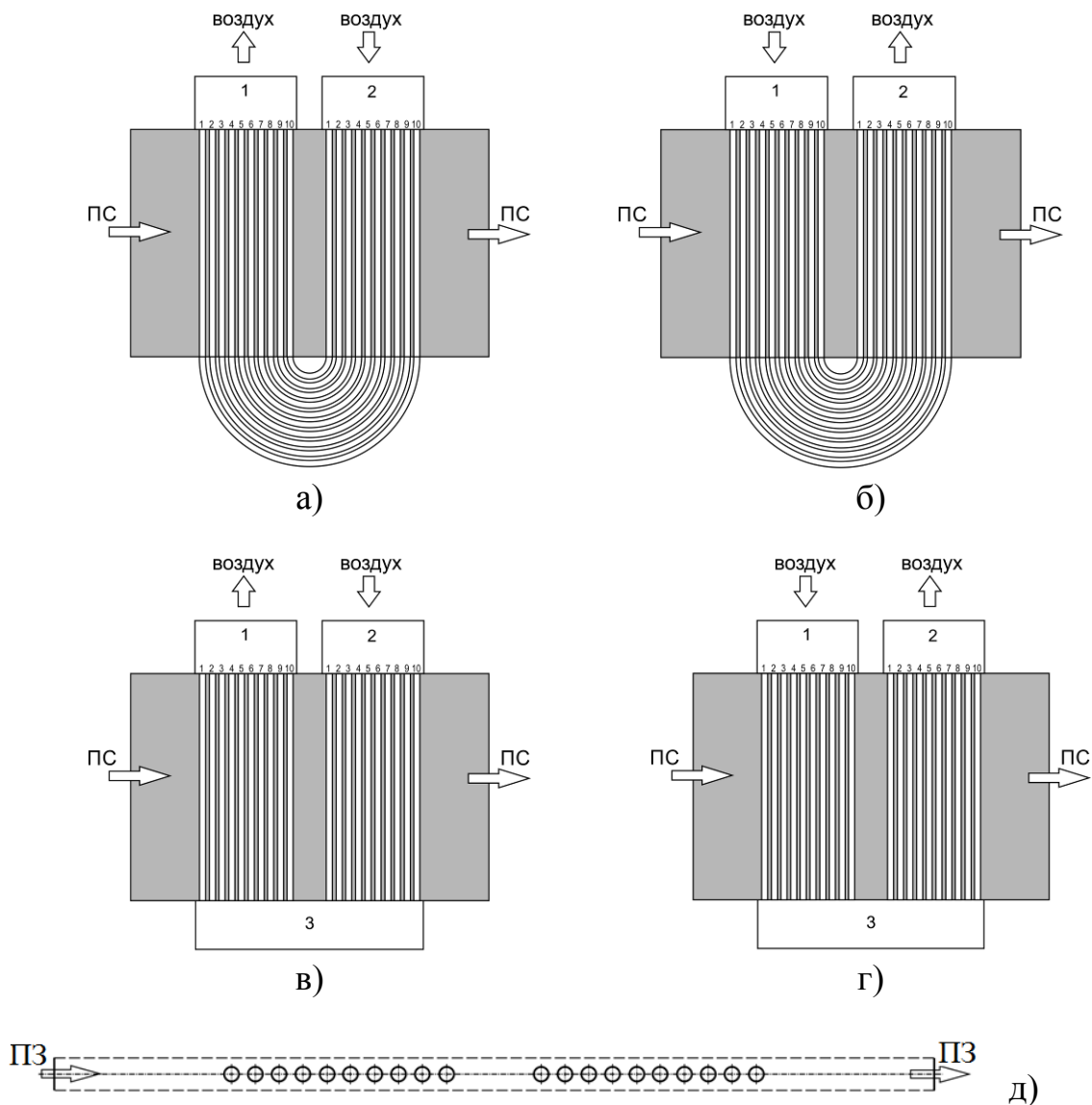


Рис. 2. Расчетные области при CFD моделирования рекуперативной секции:
а) рекуператор с U-образными петлями (тип А) – противоток;
б) рекуператор с U-образными петлями (тип А) – прямоток;
в) рекуператор с промежуточным коллектором (тип В) – противоток;
г) рекуператор с промежуточным коллектором (тип В) – прямоток.
д) расчетная область вдоль рекуперативной секции - поперечное сечение.
Коллекторы: прямоток: 1 – входной (холодного воздуха), 2 – выпускной (горячего воздуха); противоток: 1 – выпускной; 2 – входной;
3 – промежуточный (между ступенями нагрева воздуха). Расчетная область для продуктов сгорания затемнена. ПЗ – продукты сгорания

Неравномерность температур определялась зависимостью:

$$\delta t_{a,ex} = (1 - t_{a,ex,min} / t_{a,ex,max}) \cdot 100\%. \quad (1)$$

Неравномерность массовых потоков:

$$\delta \dot{m}_a = (1 - \dot{m}_{a,i,min} / \dot{m}_{a,i,max}) \cdot 100\%. \quad (2)$$

Перепад давления по длине труб в каждом из i -ых рядов труб

$$\Delta p_{a,i} = \Delta p_a = idem \quad (3)$$

В трубчатых теплообменниках с подачей воздушного потока из коллекторов в ряды труб в условиях поперечного (по отношению к воздуху) потока ПС наблюдается значительная неравномерность распределения массовых потоков воздуха по рядам труб, объясняемая различным уровнем температур подогрева воздушного теплоносителя в рядах труб.

Неравномерность распределения воздушного потока по рядам труб в секции для указанных типов рекуператоров представлена на рис. 3. Как видно, минимальная доля потока воздуха отмечается в первом ряду труб рекуператора с прямыми трубами и промежуточным (нижним) коллектором при прямотоке. Там, где относительная доля воздуха в трубном канале минимальна, нагрев воздуха – наибольший в секции.

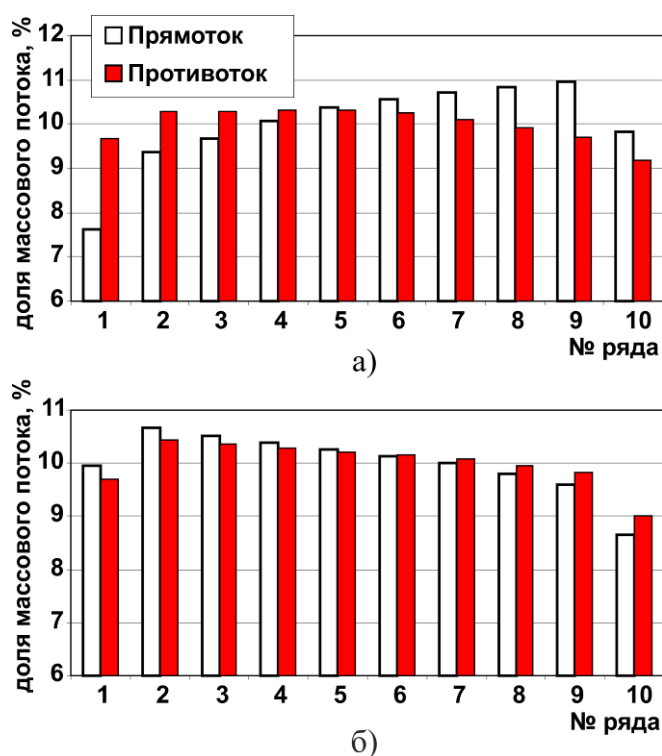


Рис. 3. Распределение массового потока воздуха по поперечным рядам труб в пределах длины продольной секции:
а – рекуператор с прямыми трубами и промежуточным (нижним) коллектором; б – рекуператор с U-образными трубами

Локальные распределение температуры подогрева воздуха по рядам труб рекуператора представлено на рис. 4. Максимальный и минимальный локальные подогревы воздуха относятся к рекуператору с U-образными трубами, максимальный – в свою очередь, для противоточного, а минимальный – для прямотока.

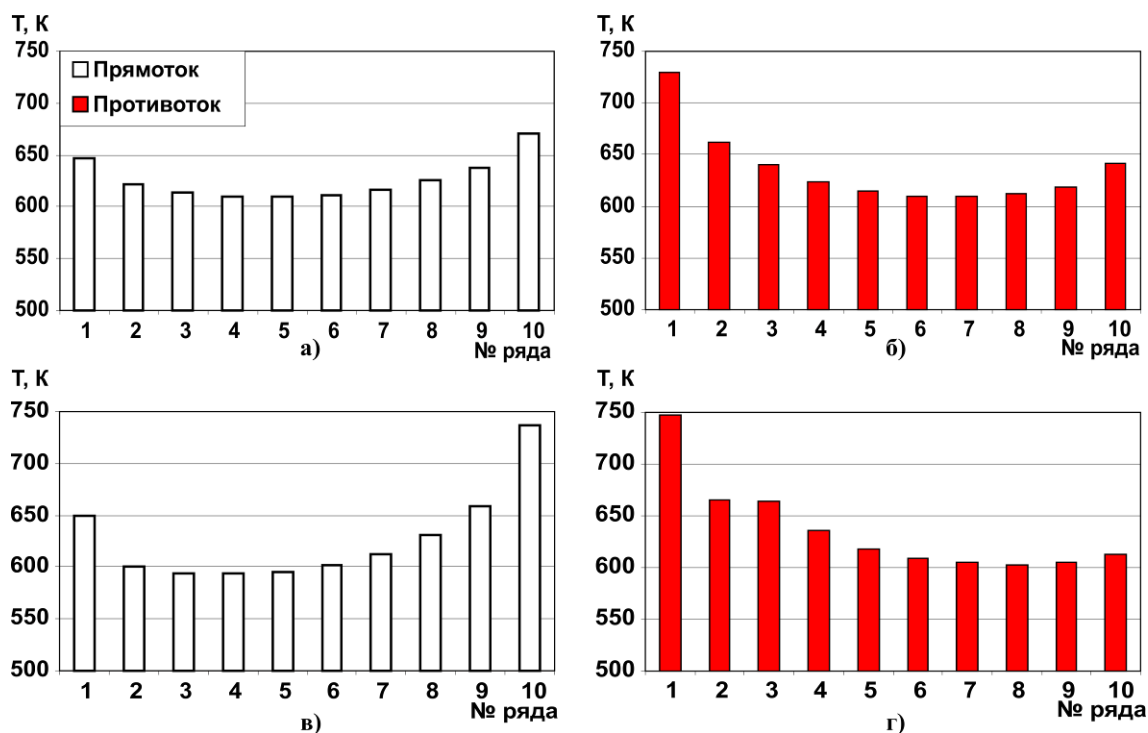


Рис. 4. Распределение температуры подогрева воздушного потока $T_{a,ex}$ на выходе из труб различных поперечных рядов секции:
а, б – рекуператор с прямыми трубами и промежуточным (нижним) коллектором;
в, г – рекуператор с U-образными трубами; а, в – прямоток; б, г – противоток

Выводы

Установлено, что рекуператор В с промежуточным коллектором обеспечивает более равномерное распределение воздушного потока по i -ым рядам труб, чем в поперечных рядах труб рекуператоров типа А.

Минимальный поток воздуха соответствует 1-ому ряду труб рекуператора типа В.

Показано, что рекуператор с U-образными петлями (тип А) имеет лучшую гидравлическую и теплогидравлическую характеристику по сравнению с распространенным за рубежом секциями с прямыми трубами и промежуточным коллектором (тип В), что обусловлено существенным повышением потерь напора в рекуператорах с нижним (промежуточным) коллектором.

Список литературы

1. Сорока Б. С., Воробьев Н. В., Кудрявцев В. С., Згурский В. А., Карабчиевская Р. С. Теплообмен и аэродинамическое сопротивление современных высокотемпературных рекуператоров с внутритрубными вставками // XV Минский международный форум по тепло- и массообмену 23–26 мая 2016 г., Том 3. – С. 206–210.

РАЗРАБОТКА И CFD МОДЕЛИРОВАНИЕ РАДИАЦИОННОГО РЕКУПЕРАТОРА ПЛАВИЛЬНОЙ ПЕЧИ С ОЦЕНКОЙ ВЛИЯНИЯ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Сорока Б.С., Згурский В.А., Воробьев Н.В.

Институт газа НАН Украины, Киев, Украина.

Аннотация

В работе представлена концепция реконструкции печи вторичной плавки алюминия с использованием оригинальной конструкции радиационно-конвективного рекуператора. Предложенная конструкция рекуператора отличается развитой поверхностью нагрева в условиях организации трехходового движения воздуха, а также интенсификацией теплообмена по дымовой и воздушной сторонам теплообменника путем установки вторичных излучателей в каналах горячего и холодного теплоносителей.

Методами численного CFD моделирования установлены режимные характеристики рекуператора, а также предпочтительная конструкция аппарата и геометрия каналов его присоединения к печи. Выполнена оценка влияния присосов воздуха на условия работы рекуператора. Предполагая, что рассмотренный рекуператор будет установлен на поворотной цилиндрической печи вторичной плавки алюминия в Калифорнии (США).

Ключевые слова: вторичная плавка алюминия, интенсификация теплообмена, нагрев воздуха, радиационный рекуператор.

Введение

В последние десятилетия в процессах вторичной плавки алюминия (ВПА) применяют современные энергосберегающие технологии, благодаря чему затраты энергии постоянно уменьшаются. Например, в США в 1991 г. удельные затраты энергии на производство тонны алюминия составляли 23 ГДж/т, а в 2006 году они составляли уже 7,4 ГДж/т [1], то есть за этот период затраты энергии на плавку сократились более, чем втрое. Однако одно из наиболее эффективных средств сокращения расхода топлива – утилизация теплоты уходящих газов путем использования рекуперативных воздухоподогревателей горения – используется в печах ВПА очень ограниченно [2].

Постановка задачи

Печи ВПА представляют собой плавильные агрегаты, где за счет теплоты сгорания органического топлива происходит расплавление алюминиевого лома и чушук. Рассматривается камерная печь цилиндрической формы, где расплав удаляется из печи путем ее поворота вокруг горизонтальной оси.

Ввиду особых затруднений с размещением рекуператора в системах дымоудаления и воздухоподачи рассматриваемой печи, с одной стороны, и учета необходимости поворота печи вокруг оси и соответственно перемещения утилизатора в пространстве вместе с рекуператором, жестко расположенным по отношению к печи. Только CFD

моделирование позволяет прогнозировать и рекомендовать оптимальную компоновку узлов в системе “печь-рекуператор”.

Задачей настоящей работы является разработка конструкции компактного радиационно-конвективного рекуператора, работающего в условиях умеренных температур, который обеспечит подогрев воздуха на уровне 420...450 °С при температуре входящих продуктов сгорания в рекуператор 900...950 °С.

Концепция создания конструкции рекуператора

Основу технического решения создания высокоэффективного рекуператора составляет оптимизация компоновки теплообменных поверхностей в пределах фиксированного объема излучающе-поглощающего газа. Кроме того, дополнительные возможности открываются за счет интенсификации теплообмена по трактам обоих теплоизлучателей: излучающих дымовых газов (индекс “*fl*”) и лучепрозрачного воздушного потока (индекс “*a*”) – путем установки вторичных излучателей.

Для печи ВПА в качестве базовой принята авторская конструкция радиационного двухходового рекуператора [3]. После предварительных расчетов было установлено, что при использовании двухходовой схемы рекуператора достичь требуемых заказчиком температур подогрева воздуха на уровне 420...450 °С не удастся. Поэтому, было предложено использовать схему рекуператора с тремя последовательными ходами по воздуху (channels 1, 2, 3) (рис. 1). Схема установки рекуператора на печи показана на рис. 2.

В указанном рекуператоре с учетом монтажных требований габаритные размеры составили $D_{1a} = 900$ мм, $L_{rec} = 2400$ мм. $\dot{V}_{fl} = 1416$ нм³/ч, $t_{fl1} = 1000$ °С, $t_{fl2} = 900$ °С. $\dot{V}_a = 1274$ нм³/ч, $t_a = 27$ °С.

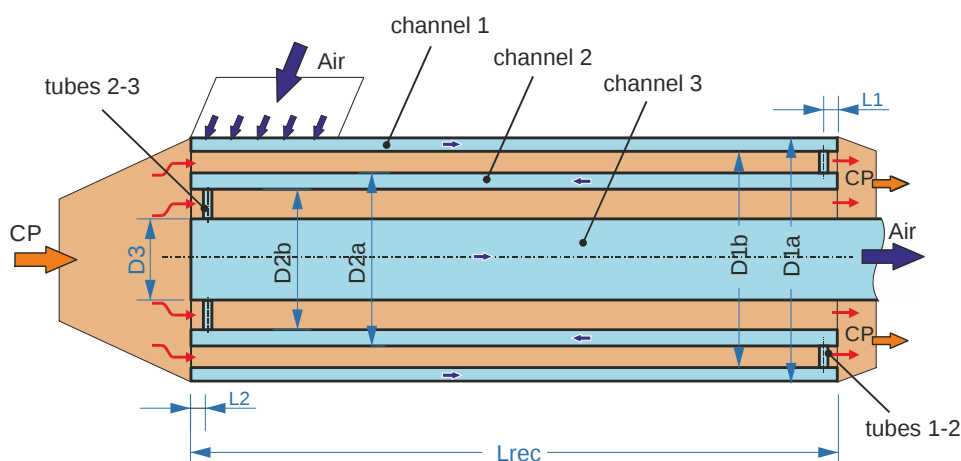


Рис. 1. Схема радиационно-конвективного трехходового рекуператора

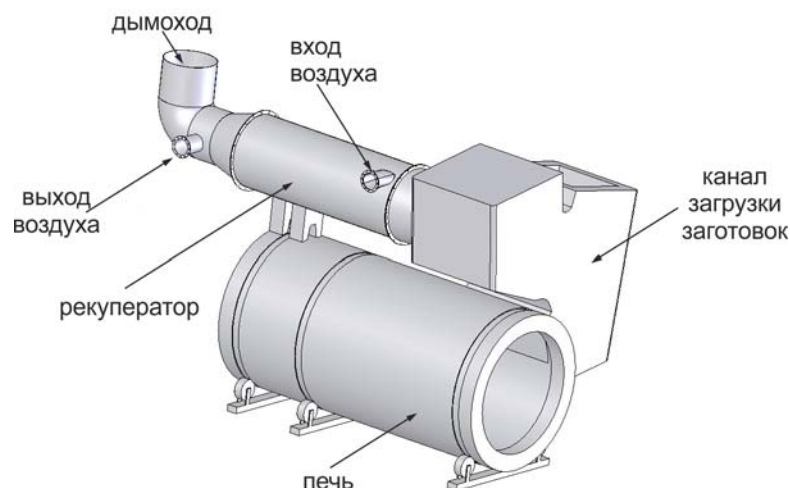


Рис. 2. Концепция установки рекуператора на печи ВПА

В табл. 1 представлены результаты математического и компьютерного CFD моделирования трехходового рекуператора для двух случаев – с установкой в третьем по ходу воздуха цилиндрическом канале вторичного излучателя и без него. Как видно из табл. 1. последняя конструкция рекуператора обеспечивает достижение требуемой температуры подогрева воздуха 429...487 °С.

Таблица 1

Результаты CFD моделирования

Вторичный излучатель в третьем канале по воздуху	$t_{fl}, ^\circ\text{C}$	$I_{fl}, \text{м}^3/\text{ч}$	$I_a, \text{м}^3/\text{ч}$	$t_{a,ex}, ^\circ\text{C}$	$\Delta p_{a,\Sigma}, \text{Па}$	$e = \frac{Dt_{a,s}}{Dp_{a,s}}$
не установлен	1000	1416	1274	476	1118	0.40
установлен	1000	1416	1274	487	1125	0.41
не установлен	900	1416	1274	421	1128	0.35
установлен	900	1416	1274	429	1183	0.34

Использование современных методов численного CFD моделирования дает возможность оценить локальные температуры, как потоков теплоносителей, так и теплообменных поверхностей в любой точке рекуператора. Пример поля распределения температуры на поверхностях показан на рис. 3. Установлено, что максимальное значение температуры стенок достигает 840 °С. Полученные результаты дают возможность выбрать соответствующие конструкционные материалы для каждого конкретного элемента рекуператора.

Поскольку печь ВПА может иметь значительные присосы вследствие особых условий ее эксплуатации, для определения характеристик работы системы «печь – рекуператор» с учетом подмешивания

воздуха к потоку продуктов сгорания выполнены соответствующие оценки.

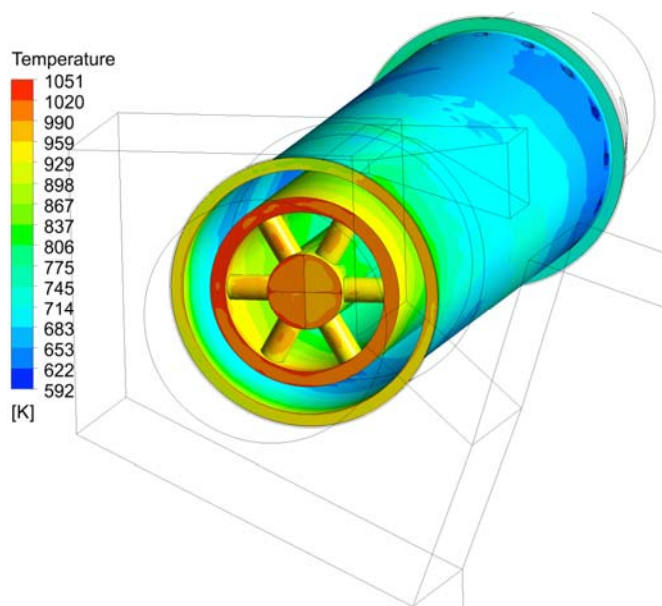


Рис. 3. Поля температуры на теплообменных поверхностях рекуператора.

На рис. 4 показано, как влияет доля присоса воздуха на изменение температуры продуктов сгорания на входе в рекуператор и температуру подогрева воздуха. Известно, что присосы снижают КПД энергетических агрегатов. Нашим расчетом получены соответствующие численные значения – уменьшение температуры продуктов сгорания на входе в рекуператор составило $\Delta t_{fl} = 122 \text{ }^{\circ}\text{C}$, уменьшение температуры подогрева воздуха $\Delta t_{a,ex} = 53 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

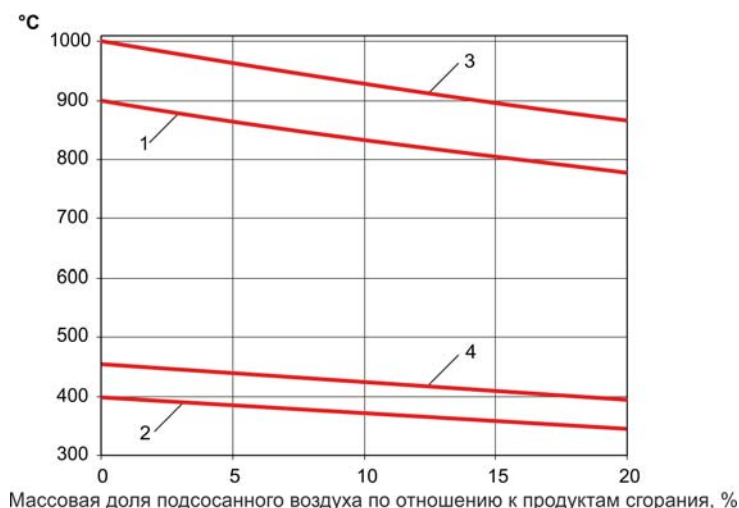


Рис. 4. Зависимость изменения температур дымовых газов t_{fl} (1, 3) и суммарного (по тракту рекуператора) подогрева воздуха в рекуператоре $\Delta t_{a,ex}$ (2, 4) от массовой доли воздуха, %, подмешанной к продуктам сгорания за счет подсосов до входа продуктов сгорания в рекуператор. Температуры на выходе из печи: 1,2 – $900 \text{ }^{\circ}\text{C}$; 3,4 – $1000 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Выводы

В работе продемонстрирована возможность создания компактного рекуператора для печи вторичной плавки алюминия, обеспечивающего уровень температур подогрева воздуха $\sim 480^\circ\text{C}$, что по относительному коэффициенту тепловой эффективности $\epsilon = t_{a,ex} / t_{fl}$ приближается к характеристикам рекуперативных горелок.

Предполагается, что предложенный рекуператор обеспечит следующие преимущества: 1) высокую эффективность теплопередачи даже в условиях среднетемпературных печей, возможность работы при минимальных температурных напорах; 2) низкие гидравлические потери трактов теплоносителя; 3) высокую теплогидравлическую эффективность; 4) компактность и низкую металлоемкость, удобство размещения на печи и отсутствие необходимости в размещении рекуператора в отдельных дымоходах.

Список литературы

1. Aluminum: The Element of Sustainability. A North American Aluminum Industry / Sustainability Report, 2011. – 70 p.
2. Галевский В. Г., Кулагин Н. М., Минцис М. Я. Металлургия вторичного алюминия / Новосибирск: Наука. Сибирское предприятие РАН, 1998. – 289 с.
3. Патент України на винахід № 103961 «Радіаційний рекуператор». Сорока Б. С., Шандор П., Воробйов М. В. Заявник та патентовласник – Інститут газу НАН України. Опубліковано 10.12.2013, бюл. № 23/2013.

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ СОСТАВА УГЛЕРОДНОГО СЫРЬЯ НА УГАР УГЛЕРОДА ПРИ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ОБРАБОТКЕ В ЭЛЕКТРОТЕРМИЧЕСКИХ ПЕЧАХ КИПЯЩЕГО СЛОЯ

**Федоров С.С.¹, Губинский М.В.¹, Барсуков И.В.²,
Гогци А.Г.¹, Форись С.Н.¹**

1 – Национальная металлургическая академия Украины, г. Днепр, Украина

2 – American Energy Technologies Co., Чикаго, США

Аннотация

Выполнен анализ свойств углеродного сырья (антрацитовых концентратов, термоантрацитов, нефтяных коксов и природных графитов) для производства углеродных изделий высокого качества. Перспективной технологией его переработки является процесс в печах электротермического кипящего слоя при температурах 2000 – 3000 °С. На основе моделирования химически равновесных состояний исследовано влияние состава углеродного сырья на степень угара материала в данных агрегатах.

Ключевые слова: электротермический кипящий слой, высокотемпературная обработка, моделирование равновесных состояний, степень угара углерода.

Введение

Одним из показателей качества углеродных изделий является содержание в них химических примесей. Особенно это важно при производстве анодов для нужд алюминиевой промышленности, изготовлении литиево-ионных батарей, получении редкоземельных металлов, когда минимальные концентрации сторонних элементов, таких как ванадий, титан, хром, марганец, железо и кремний, существенно ухудшают технологические и эксплуатационные показатели конечной продукции [1 – 3]. В этой связи, при выборе исходного углеродного сырья предпочтение отдается материалам с высоким содержанием углерода и соответственно малой зольностью и количеством серы. К ним относятся антрацитовые концентраты, термоантрациты на их основе, нефтяные коксы, природные графиты и сравнительно «чистые» промышленные углеродсодержащие отходы.

Все перечисленные виды углеродного сырья в большей или меньшей степени имеют в своем составе вредные примеси и, кроме того, характеризуются широким диапазоном содержания углерода, выхода летучих веществ и зольности.

Постановка задачи

Состав и свойства сырья определяют способ его переработки и область дальнейшего применения. В настоящей статье рассматривается технология переработки углеродных материалов электротермиче-

ских печах кипящего слоя при температурах 2000-3000 °С [4]. Важным технологическим показателем этого процесса является выход готового продукта, который зависит от величины уноса и степени угара материала. При температурах 2000 – 3000 °С значительную роль играют сложные эндо- и экзотермические реакции, обусловленные многообразием химических элементов, высокой концентрацией тепловой энергии и наличием электрического тока. В этой связи, было исследовано влияние состава углеродного сырья на величину угара углерода в материале.

Основная часть исследований

Методика исследования включала моделирование химического равновесия многокомпонентных систем с учетом агрегатного состояния вещества при заданных термодинамических параметрах: температуре $t = 2000 - 3000$ °С и давлении $p = 0,1$ МПа [5]. Правомерность такого подхода оправдывается в случаях с высоким уровнем концентрации энергии в замкнутых объемах, когда велики скорости протекания реакций, приводящие систему в состояние локального равновесия. Условием равновесия при этом является максимум энтропии системы: $dS = 0$ и $d^2S < 0$.

В работе исследовалось влияние состава углеродного сырья (табл. 1) на угар с учетом изменения удельного расхода азота в диапазоне $\nu_{N_2} = 0,01 - 1$ кг/кг. В электротермических печах кипящего слоя расход азота, как агента псевдоожижения, определяется гранулометрическим составом дисперсного материала, а также режимами аэро- и электродинамической устойчивости и, по сути, является управляемым параметром, позволяющим минимизировать степень угара углерода.

Таблица 1

Химический состав исследованных углеродных материалов

Сырье	Химический состав, %					
	C ^d	H ^d	N ^d	O ^d	S ^d	A ^d
Антрацит	88,90	1,86	1,16	1,16	1,60	5,32
Термоантрацит	92,5	0,30	0,60	0,60	1,00	5,00
Графит марки ГАК-2	99,00	-	-	-	-	1,00
Прокаленный нефтяной кокс	97,30	0,05	0,75	0,80	0,67	0,43

Из полученных данных (рис. 1) видно, что сырье с малым содержанием водорода в меньшей степени подвержено угару. Здесь необходимо отметить графит ГАК-2, величина угара которого не превышает 0,4 %, а также прокаленный нефтяной кокс с угаром 2 – 5 % при 3000 °С. Таким образом, эти материалы лучше всего подходят для рассматриваемой технологии.

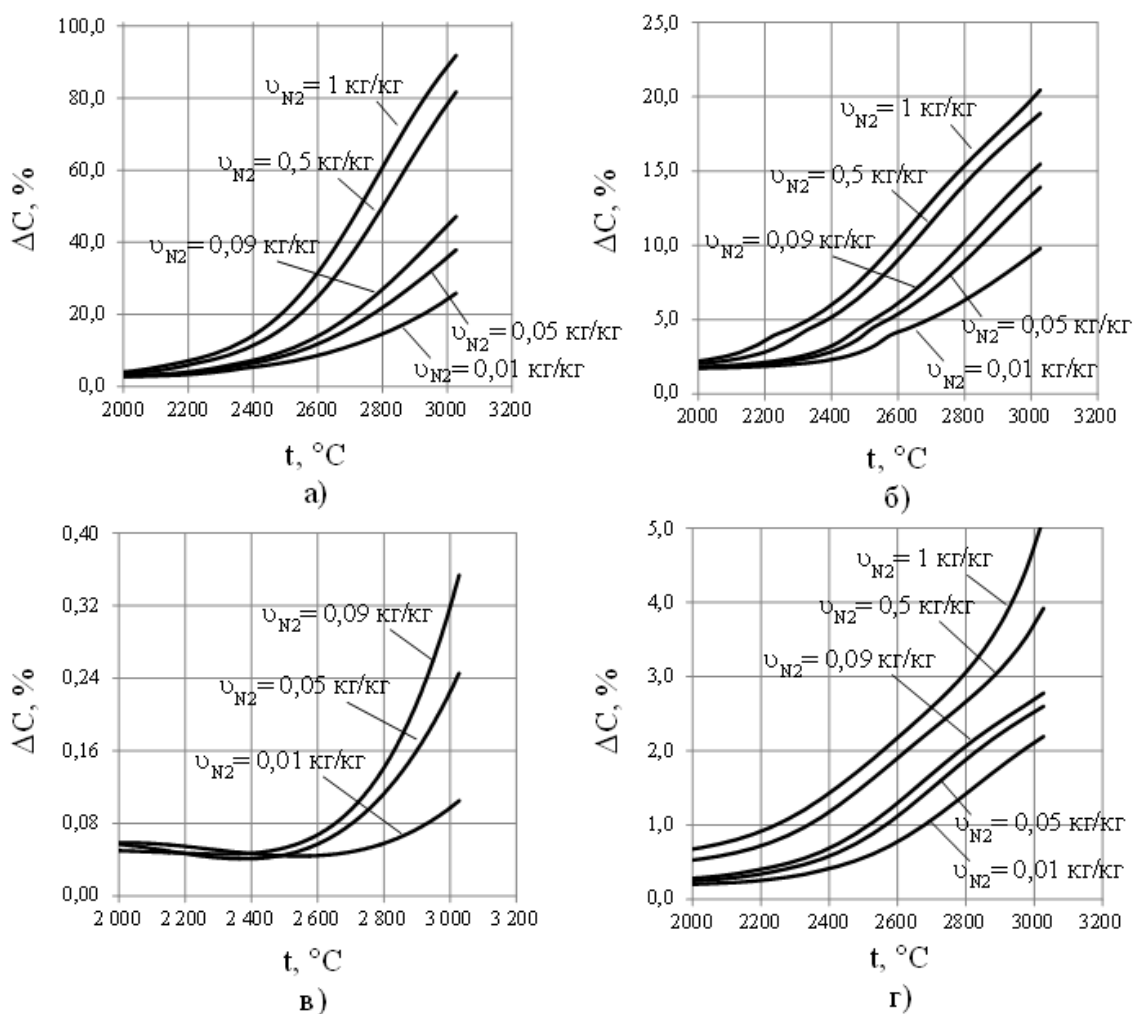


Рис. 1. Влияние температуры и удельного расхода азота на величину угара углерода:

а) антрацит; б) термоантрацит; в) природный графит марки ГАК-2; г) прокаленный нефтяной кокс

Малопригоден для высокотемпературной обработки антрацит, поскольку его угар при 2000 $^\circ\text{C}$ составляет 3 – 5 %, а на верхней границе температурного диапазона достигает 30 – 90 %. Величина угара термоантрацита при этом в 3 – 4 раза меньше, но остается довольно высокой. Тем не менее в определенных сочетаниях температуры термообработки 2300 – 2700 $^\circ\text{C}$ и удельного расхода азота угар термоантрацита может быть ограничен до 5 %.

Особую роль в процессах угара играет азот. При высоких температурах с увеличением его удельного расхода от 0,01 кг/кг до 1 кг/кг угар углерода может возрастать в несколько раз, что существенно для материалов с высоким содержанием водорода, таких как антрацит и термоантрацит. Отсюда следует, что в технологии высокотемпературного электротермического кипящего слоя целесообразно использовать тонкодисперсный материал с размером фракций 100 – 300 мкм, соответственно малой скоростью псевдоожижения и удельным расходом азота в пределах 0,01 – 0,10 кг/кг.

Выводы

Основными факторами, приводящими к увеличению угара, является наличие водорода в материале, влажность сырья, высокие температура обработки и удельный расход азота на псевдоожижение. Для рассмотренной технологии лучше всего подходят природные графиты и прокаленные нефтяные коксы с малым содержанием летучих компонентов, в меньшей степени – термоантрацит. Малопригодны антрацитовые концентраты, однако возможна их обработка при сравнительно низких температурах до 2000 °С.

Список литературы

1. Капленко О. Г. Чистота графитовых и углеродных материалов / О. Г. Капленко, И. В. Гурин, Т. С. Яковицкая // Вопросы атомной науки и техники. – 2011. – № 2. – С. 132–136.
2. Борисоглебский Ю. В. Metallургия алюминия / Борисоглебский Ю. В., Галевский Г. В., Кулагин Н. М. и др. – Новосибирск : Наука. Сибирская издательская фирма РАН, 1999. – 438с.
3. Барсуков В. З. Использование графитов Завальевского месторождения в качестве активных материалов для литий-ионных аккумуляторов / Барсуков В. З., Ильин Е. А., Лихницкий К. В. и др. // Электрохимия. – М.: Наука, 2008. – Т 44, № 5. – С. 624–630.
4. Бородуля В. А. Высокотемпературные процессы в электротермическом кипящем слое / В. А. Бородуля. – Минск : Наука и техника, 1973. – 173 с.
5. Трусов Б. Г. Программная система моделирования фазовых и химических равновесий при высоких температурах / Б. Г. Трусов // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Сер. Приборостроение. – 2012. – Спец. вып. 2 : Программная инженерия. – С. 240–249.

ДОСЛІДЖЕННЯ РОЗПОДІЛУ ТЕМПЕРАТУР У ЗЛИТКАХ ПРИ НАГРІВАННІ У РЕКУПЕРАТИВНИХ НАГРІВАЛЬНИХ КОЛОДЗЯХ

Чепрасов О.І., Каюков Ю.М., Назаренко І.А.

Запорізька державна інженерна академія, м. Запоріжжя, Україна

Анотація

Особливість теплової роботи колодязів з опаленням з центру подини полягає у вертикальному розташуванні факела і нерівномірному тепловиділенні по висоті робочої камери печі, що призводить до нерівномірного нагрівання злитків металу. У роботі наведено дані щодо розподілу температури у злитках високолегованої сталі, що нагріваються у рекуперативних нагрівальних колодязях даного типу.

Ключові слова: нагрівальний колодязь; опалення з центра поду; високолеговані сталі; нагрівання злитків металу; температурне поле; температура підігрівання повітря.

Вступ

Якість нагрітого металу визначається його кінцевим температурним станом. Дослідження температурного поля злитків, що нагріваються в колодязях, пов'язане зі значними труднощами, чим пояснюється невелика кількість публікацій, присвячених, в основному, нагріванню злитків рядових марок сталі [1 – 3].

Підвищення якості нагрівання особливо важливе для підприємств, де виробляються високолеговані і спеціальні сталі. Нагрівання такого металу відрізняється тривалою витримкою та підвищеною витратою палива, тому інформація про розподіл температури по перетину злитків дуже важлива для розробки раціональних температурних режимів їх нагрівання.

Постановка завдання

Поставлене завдання може бути сформульоване таким чином: з урахуванням марки сталі, маси садки і початкового теплового стану металу необхідно оцінити кінцевий перепад температури у злитках нержавіючих марок сталі, що нагріваються у рекуперативному нагрівальному колодязі з опаленням з центра поду.

Основна частина досліджень

Досліджувані колодязі опалюються природнодоменною сумішшю з теплотою згоряння $6,7 \text{ МДж/м}^3$. Розміри робочої камери $4,8 \times 4,6 \text{ м}$, висота $3,0 \text{ м}$. Контроль температури печі здійснюється за показаннями потенціометра на щиті КВП, на який надходить сигнал з термоелектричного термометра, встановленого у верхній частині робочої камери.

У процесі підготовки до досліджень було виготовлено злиток з нержавіючої сталі з отворами. Маса злитка – 3,5 т. У бічній стіні колодязя під час ремонту виконали прорізи, через які у дослідний злиток вводилися термоелектричні термометри. Під час дослідження прорізи герметизували.

У дослідних нагрівах злиток з отворами встановлювали поруч з пічною термopарою, температура у злитку контролювалася в семи точках (див. рис. 1). Замірювання температури виконували термоелектричними термометрами ТХА у комплекті з багатоточковим потенціометром. Також було встановлено термоелектричні термометри до і після керамічного рекуператора на димовій стороні і перед пальником у горизонтальному каналі підігрітого повітря (див. рис. 2).

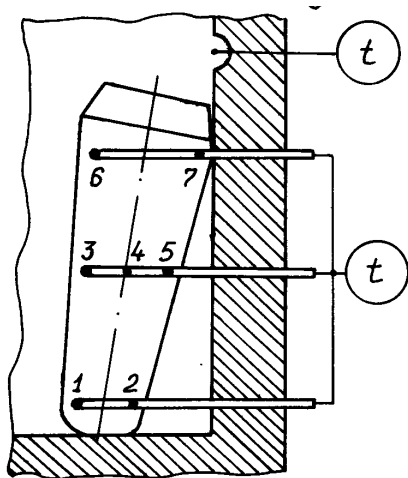


Рис. 1. Схема розташування точок вимірювання температури у дослідному злитку

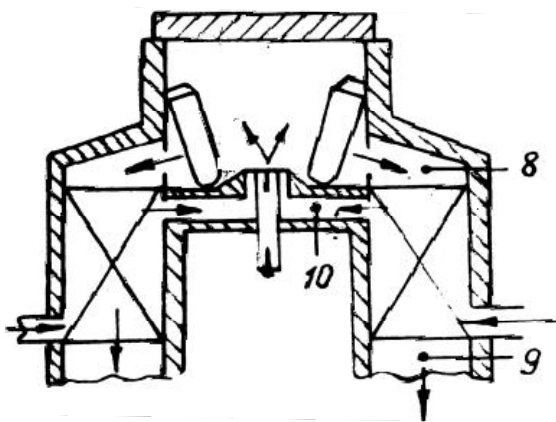


Рис. 2. Схема розташування точок вимірювання температури у робочих каналах нагрівального колодязя

У процесі дослідження було виконано серію, що складається з нагрівання чотирьох партій злитків нержавіючих марок сталі. Дослідний злиток нагрівали разом зі злитками такої ж ваги, форми і подібної марки сталі.

Дані за нагріванням та результати вимірювання температури у дослідному злитку занесене до таблиці 1.

Аналіз наведених у таблиці результатів показав, як їх відмінність, яка проявилася в різному кінцевому перепаді температури, так і схожість, яка характеризується подібністю розподілу температури в об'ємі дослідного злитка. У першому випадку відміна кінцевих перепадів температури визначається відмінностями в масі садки, температурним станом печі і металу при його посадці в колодязь, а також характером тепловиділення по висоті робочої камери печей даного типу. У другому – подібність розподілу температури визначається схожістю режимів нагрівання нержавіючих марок сталі.

Таблиця 1

Результати замірювання температури у дослідному злитку

Номер нагріву	Марка сталі, маса садки, т, (кількість злитків, шт)	Темпера- тура при посадці, °С		Температура в кінці нагрівання, °С								Макс. перепад температури у дослідному злитку, °С
		печі	ме- талу	печі	у контрольних точках дослідно- го злитка							
					1	2	3	4	5	6	7	
1	08X18H10T, 50,4, (14)	570	900	1235	1207	1153	1200	1182	1152	1230	1150	80
2	12X18H10T, 28,0, (8)	750	700	1240	1164	1100	1170	1140	1110	1190	1100	90
	08X18H10T, 38,5, (11)	800	> 500									
3	12X18H10T, 49,0, (14)	850	640	1240	1150	1126	1205	1190	1175	1242	1220	116
4	08X18H10T, 38,5, (11)	630	570	1260	1160	1138	1240	1230	1220	1260	1240	122
	08X18H10T, 14,0, (4)	630	560									

Відповідно до чинної технологічної інструкції режим нагрівання нержавіючих марок сталі включає:

- 1) підйом до температури томління 1180 °С;
- 2) витримування при 1180 °С протягом 1...8 годин (тривалість визначається пластичністю металу і температурою садження злитків);
- 3) підйом до температури томління (1240 °С для пластичного або 1220 °С для малопластичного металу і металу з особливо низькою пластичністю);
- 4) витримування при цій температурі протягом 3...5 годин.

Динаміку зміни температури печі та контрольних точок дослідного злитка розглянемо на прикладі третього дослідного нагрівання (див. таблицю і рис. 3). Позначення точок вимірювання температури представлено на рис. 1 і рис. 2.

Було нагріто 14 злитків марки 12X18H10T. Витрата палива у період підвищення температури була максимальною і становила 2800...2900 м³/год. У дослідному злитку, протягом усього періоду підйому, температура у оберненої до кладки поверхні (точки 2, 5, 7) була вищою, ніж температура решти точок. Це пояснюється добрим прогріванням кладки колодязя перед посадкою злитків. До кінця пер-

шої витримки завершився перерозподіл температур у злитку і максимальний перепад між точками 6 і 2 склав 80 °С. До кінця другої витримки розподіл температур стабілізувався, залишаючись незмінним протягом 1,5 год. Найвищі температури були у верхній частині злитка (точки 6, 7), найбільш низькі – у донній частини (точки 1, 2), максимальний перепад між точками 6 і 2 склав 120 °С. Температура контрольної точки № 6 у дослідному злитку відповідала на кінець нагрівання середній температурі печі по щитовому потенціометру.

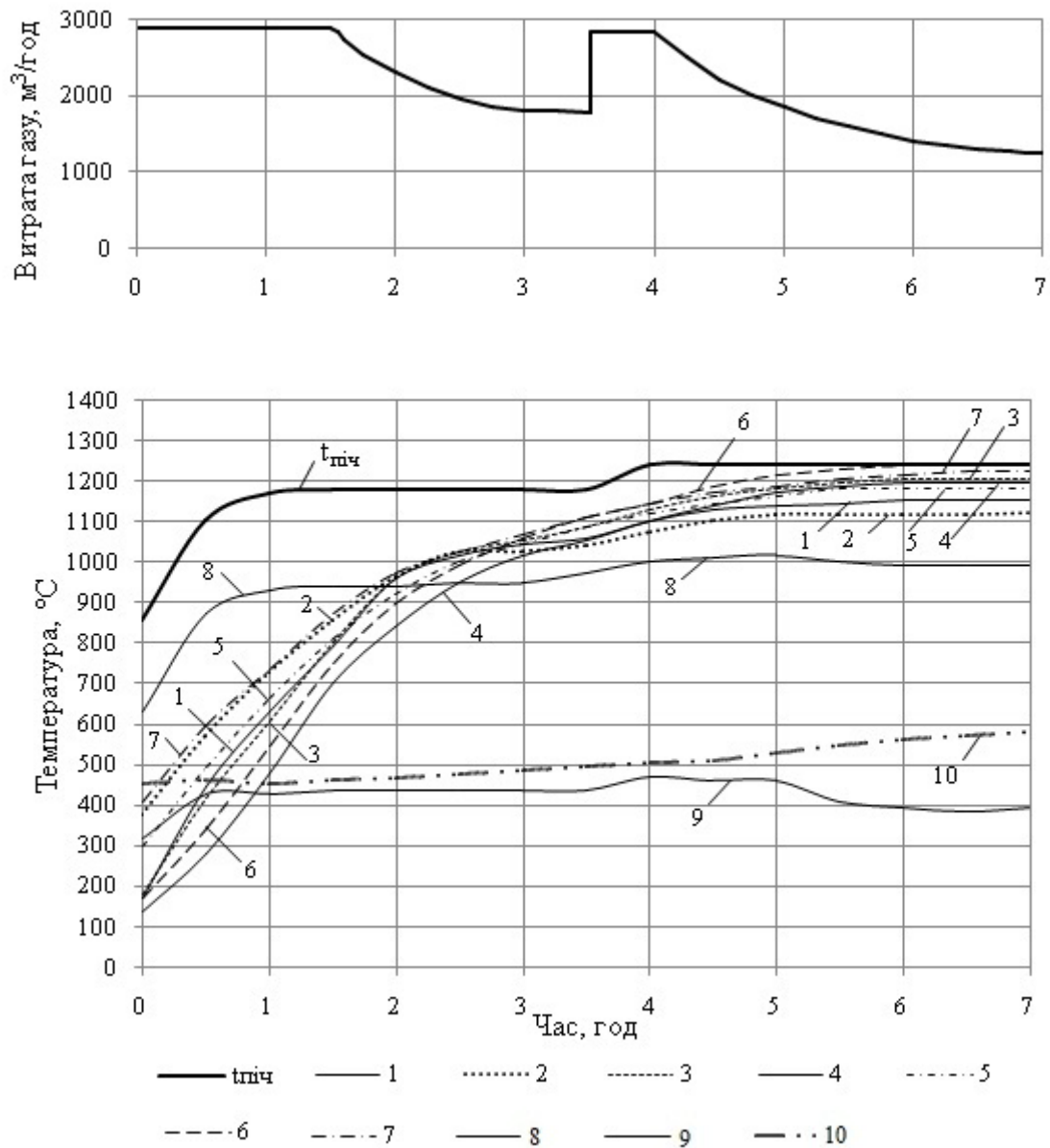


Рис. 3. Зміна в часі температури печі та температури в контрольних точках дослідного злитку

Температура надрекуперативного простору (точка 8) змінювалася відповідно до зміни температури печі $t_{\text{печ}}$, була на 200...250 °С нижче останньої та не перевищує 1020 °С. Температура диму після рекуператора (точка 9) змінювалася в діапазоні 300...500 °С. Температура підігрівання повітря (точка 10) збільшувалася від 450 °С до 580 °С і була більш ніж на 200 °С нижче паспортних даних (700...800 °С).

Висновки

Отримані дані дозволяють зробити такі висновки:

1. Температура печі в кінці витримування відповідає максимальній температурі у злитку, що знаходиться близько до термопари.
2. Максимальний перепад температур у злитку становить на кінець нагрівання 80...120 °С та визначається нерівномірністю температурного поля в колодязі.
3. У зв'язку з тим, що на кінець витримування розподіл температур у злитку істотно не міняється, має сенс скоротити загальну тривалість витримування для нержавіючих марок сталі на 0,5...1 годину.
4. Температура підігрівання повітря в керамічному рекуператорі в процесі нагрівання садки металу змінюється в середньому від 400 °С до 600 °С.

Список літератури

1. Тайц Н. Ю. Технология нагрева стали [Текст] / Н. Ю. Тайц. – М. : Металлургиздат, 1962. – 567 с.
2. Аксельруд Л. Г. Нагревательные колодцы [Текст] / Л. Г. Аксельруд, И. И. Сухов, В. М. Тымчак. – М. : Металлургиздат, 1962. – 236 с.
3. Миткалинный В. И. Усовершенствованная система отопления нагревательных колодцев при подаче топлива из центра пода [Текст] / В. И. Миткалинный, В. Н. Хлопокин, В. С. Мешалин и др. // Сталь. – 1979. – № 4. – С. 312–314.

СОДЕРЖАНИЕ

Раздел 1. Промышленная теплоэнергетика.	3
<i>Belyanovskaya E.A., Sukhyu K.M., Lytovchenko R.D., Sukhyu M.P., Yeromin O.O., Prokopenko E.M., P. Pissis. Energy-efficient operational processes of adsorptive heat energy storage devices for warming of inflowing air.</i>	<i>4</i>
<i>Urbaniak D., Boryca J., Wyleciał T. Dywersyfikacja źródeł ciepła na przykładzie ciepłowni akademickiej.</i>	<i>9</i>
<i>Адаменко Д.С., Кремнева К.В., Карабеза І.І. Енергетичний аудит будівель у сучасних реаліях.</i>	<i>17</i>
<i>Бежан В.А., Цыганов В.И., Житаренко В.М. Переоценка причин и последствий повышенной коррозионной агрессивности химочищенной воды в энергосистемах металлургических комбинатов.</i>	<i>21</i>
<i>Бежан В.А., Цыганов В.И., Житаренко В.М. Технология очистки и профилактика загрязнения парогенерирующих поверхностей котлов методом дискретного режима внутрикотловой обработки воды.</i>	<i>27</i>
<i>Бежан В.А., Цыганов В.И., Житаренко В.М., Медведева М.В. Целесообразность применения полиаминных режимов на котлах металлургических ТЭЦ.</i>	<i>32</i>
<i>Житаренко В.М., Медведева М.В. Пути повышения эффективности сжигания доменного газа в котлах металлургических ТЭЦ.</i>	<i>38</i>
<i>Кеуш Л.Г., Коверя А.С., Кремнева К.В. Біомаса як сировина для отримання вуглецевих наноматеріалів.</i>	<i>44</i>
<i>Коверя А.С., Кеуш Л.Г. Отримання металургійного палива і відновників шляхом ко-піролізу кам'яного вугілля і рослинної біомаси.</i>	<i>49</i>
<i>Коломієць О.В., Прокопенко О.М., Єрьомін О.О., Голец К., Сухий К.М. Економія енергоресурсів за рахунок використання адсорбційного сонячного теплового насосу на основі композитних сорбентів «силікагель – кристалогідрат».</i>	<i>54</i>
<i>Короли М.А., Анарбаев А.И. Опыт использования схем автоматизации закрытых систем централизованного теплоснабжения в Узбекистане.</i>	<i>59</i>
<i>Куземко Р.Д., Житаренко В.М., Золоткова Д.В. Разработка, исследование и внедрение методов экспресс – обследования состояния паровых турбин промышленных ТЭЦ.</i>	<i>63</i>
<i>Прокопенко О.М., Коломієць О.В., Єрьомін О.О., Сергієнко Я.С., Сухий К.М. Синтез композитних сорбентів «силікагель – кристалогідрат» золь-гель методом.</i>	<i>68</i>

<i>Рашиевченко Р.В., Чепрасов О.І., Яковлева І.Г.</i> Щодо утилізації теплоти відхідних газів парогенераторів ТП-150 ТЕЦ ПАТ "Металургійний комбінат "Запоріжсталь".	73
<i>Трофименко В.В., Трофименко А.В.</i> Перспективы применения газоармированных металлов в энергетических устройствах.	77
<i>Цыганов В.И., Житаренко В.М.</i> Эффективность применения теплонасосных установок в индивидуальных тепловых пунктах.	81
Раздел 2. Конструирование печей и их элементов.	86
<i>Lazić L., Brovkin V.L., Varga A., Kizek J.</i> Improving energy efficiency of aluminium melting furnace with increase of wall emissivity.	87
<i>Баранова Т.Е., Абраменков Ю.Я.</i> Энергоэффективная конструкция секционной печи.	92
<i>Булычёв В.В., Швачич С.В.</i> Новая печь для сжигания отходов животноводства.	97
<i>Быстров А.Е., Грес Л.П., Воробьёва Л.А., Шемет Т.Н.</i> Особенности использования в доменных воздуходогревателях насадки с горизонтальными проходами.	101
<i>Волченков Е.А., Коломиец Д.В., Петренко В.Л., Лебедь В.А.</i> Обзор современных печей электрошлакового переплава для получения крупных кузнечных слитков.	104
<i>Воробьёва Л.А., Быстров А.Е., Грес Л.П., Jan Kizek.</i> Определение параметров теплообмена насадки с горизонтальными проходами.	109
<i>Воробьёва Л.А., Ерёмин А.О., Гупало Е.В.</i> Регенеративная печь для химико-термической обработки стальных изделий.	112
<i>Грес Л.П., Еремин А.О., Карпенко С.А., Пульпинский В.Б., Таран В.И., Radomiak H., Zajemska. M.</i> Теплообменник с тепловыми трубами.	115
<i>Гупало Е.В., Ерёмин А.О., Воробьёва Л.А., Бoryца Я.</i> Тепловая работа кольцевой печи, оборудованной регенеративными горелками.	121
<i>Карпенко С.А., Грес Л.П., Наumenко А.А.</i> Утилизация теплоты колошникового газа для нагрева доменного газа при отоплении воздуходогревателей.	128
<i>Курпе А.Г., Шаламов Ю.Н., Изотов Б.В., Литовчук В.В.</i> Эволюция теплотехнологии нагрева металла в производстве стальных горячекатаных рулонов.	134
<i>Мных И.Н.</i> Исследование параметров работы газового инжектора для управления рециркуляцией продуктов сгорания в камерной термической печи с неподвижным подом.	139

<i>Пикашов В.С., Троценко Л.Н., Великодный В.А., Виноградова Т.В., Савран Н.В.</i> Оценка возможности равномерного тепловыделения по длине «темного» трубчатого излучателя.	143
<i>Троценко Л.Н., Пикашов В.С., Стративнов Е.В.</i> Комплексная модернизация системы отопления вращающихся печей для обжига извести.	147
<i>Троценко Л.Н., Пикашов В.С.</i> Организация теплообмена при нагреве слоя частиц различной массивности во вращающихся печах.	153
Раздел 3. Моделирование теплофизических и физико-химических процессов в металлургии и энергетике.	158
<i>Dreus A.</i> Influence of cooling on the frictional heat distribution between contacting bodies.	159
<i>Wyczółkowski R., Borysa J.</i> Analiza wpływu emisyjności na efektywną przewodność cieplną wiązki stalowych prętów okrągłych.	163
<u>Бейцун С.В.</u> , <i>Михайловский Н.В., Шибакинский В.И.</i> Моделирование нагрева заготовки в кольцевой печи.	170
<i>Гичёв Ю.А., Ступак М.Ю., Мацукевич М.Ю.</i> Экспериментальное определение резонансных режимов пульсаций в муфеле электропечи.	174
<i>Гичёв Ю.А., Ступак М.Ю., Мацукевич М.Ю.</i> Исследование пульсационно-резонансного сжигания топлива на посту сушки сталеразливочных ковшей.	178
<i>Гичёв Ю.А., Ступак М.Ю., Мацукевич М.Ю.</i> Исследование пульсационно-резонансного сжигания топлива на посту разогрева сталеразливочных ковшей.	183
<i>Горбунов А.Д., Глуценко Е.Л.</i> К аналитическому расчёту потенциального течения газа в цилиндрической шахте.	187
<i>Горбунов А.Д., Уклеина С.В.</i> Конечно-разностная методика расчета полей температур и термических напряжений при нагреве и охлаждении тел простой формы конвекцией и излучением одновременно.	193
<i>Горбунов А.Д., Уклеина С.В.</i> Инженерная методика расчета полей температур канонических тел, нагреваемых излучением и конвекцией одновременно. Сообщение 1.	197
<i>Горбунов А.Д., Уклеина С.В.</i> Инженерная методика расчета полей температур и термических напряжений канонических тел излучением и конвекцией одновременно. Сообщение 2.	202
<i>Дремов В.В., Калашикова О.А.</i> Исследование влияния принудительной конвекции и воздушного зазора на затвердевание металла в чугунной изложнице и керамической форме.	207

<i>Дреус А.Ю., Судакова Д.А.</i> Моделирование тепловых процессов в технологии приготовления тампонажного термопластичного композиционного материала.	213
<i>Зинченко Ю.А., Климанчук В.В., Куземко Р.Д., Курпе А.Г.</i> Влияние давления в фурменном очаге на течение пылеугольного потока в форсунке доменной печи.	217
<i>Куземко Р.Д., Козловцев С.В., Мастыкаш В.В., Синельников В.О.</i> Распределение параметров в газопорошковой струе, внедряющейся в расплав при нанесении шлакового гарнисажа на футеровку конвертера.	223
<i>Мантула В.Д., Минко А.Н.</i> Численное моделирование теплового состояния нагревательной печи прокатного стана с целью определения оптимальных параметров нагрева слабов.	228
<i>Меняйло Е.В., Пройдак Ю.С., Хрычиков В.Е.</i> Влияние процессов затвердевания центральной зоны отливки на формирование усадочной пористости.	232
<i>Полещук В.М., Бровкин В.Л., Витер Т.О.</i> Термостатирование непрерывнолитой заготовки с жидкой сердцевиной.	236
<i>Полишко А.А., Стовпченко А.П., Медовар Л.Б., Камкина Л.В.</i> Физико-химическое сравнение электрошлаковых процессов с расходуемым электродом и жидким металлом.	241
<i>Пульпинский В.Б., Усенко А.Ю., Иринаева А.А.</i> Математическое моделирование процесса нагрева цилиндрических заготовок в многозонной печи методического типа.	246
<i>Романько Я.В., Решетняк И.Л.</i> Моделирование переноса солнечного излучения в узких каньонах, образованных зданиями и сооружениями.	250
<i>Сибирь А.В.</i> Комплексная математическая модель электрошлакового переплава слитков цилиндрической формы.	255
<i>Сорока Б.С., Згурский В.А.</i> Сопоставление U-образных рекуператоров с рекуператорами с нижним коллектором.	260
<i>Сорока Б.С., Згурский В.А., Воробьев Н.В.</i> Разработка и CFD моделирование радиационного рекуператора плавильной печи с оценкой влияния условий эксплуатации.	266
<i>Федоров С.С., Губинский М.В., Барсуков И.В., Гогци А.Г., Форись С.Н.</i> Анализ влияния состава углеродного сырья на угар углерода при высокотемпературной обработке в электро-термических печах кипящего слоя.	271
<i>Чепрасов О.І., Каюков Ю.М., Назаренко І.А.</i> Дослідження розподілу температур у зливках при нагріванні у рекуперативних нагрівальних колодязях.	275

Наукове видання

Міністерство освіти і науки України
Національна металургійна академія України

ТЕПЛОТЕХНІКА, ЕНЕРГЕТИКА ТА ЕКОЛОГІЯ В МЕТАЛУРГІЇ

Колективна монографія

У двох книгах

Під загальною редакцією д.т.н., проф. Ю.С. Проїдака

Книга перша

Російською, українською, англійською та польською мовами

Технічний редактор О.В. Гупало

Здано на складання 01.09.2017 р.

Рекомендовано до друку Вченою радою
Національної металургійної академії України
(Протокол № 7 від 20.09.2017 р.)

Підписано до друку 20.09.2017 р. Формат 84х108/32

Папір офсетний. Умовн. друк. арк. 16,7.

Тираж 100 прим. Замов. №

Видавництво «Нова ідеологія»
49044, м. Дніпро, вул. Гоголя, 15-а.
Свідоцтво ДК № 191 від 20.09.2000 р.

ISBN 978-617-7068-42-5