

Научная статья

УДК: 621.1.016.7+536.24

<https://doi.org/10.35266/1999-7604-2026-1-8>



Математическое моделирование теплообмена двухступенчатого вращающегося цилиндра

Николай Николаевич Синицын^{1,2}, Юлия Владимировна Грибкова²✉, Ирина Анатольевна Сарычева², Наталия Владимировна Запатрина², Елена Викторовна Голицына², Ольга Сергеевна Разинкова¹

¹Череповецкий государственный университет, Череповец, Россия

²Военный университет радиоэлектроники, Череповец, Россия

Аннотация. Поставлена задача расчета прогрева и охлаждения двухступенчатого вращающегося цилиндра в установке сухой грануляции жидкого доменного шлака. Построена математическая модель для решения задачи, а также разработан алгоритм расчета температурного поля вращающегося двухступенчатого цилиндра при интенсивном обогреве торца цилиндра и охлаждении боковых поверхностей. Математическую модель предполагается использовать для компьютерной оптимизации технологических параметров процесса прогрева и двухступенчатого цилиндра охлаждения при выдаче исходных данных при проектировании распыливающего диска, установленного на валу, для установки сухой грануляции жидкого доменного шлака.

Ключевые слова: двухступенчатый цилиндр, торцевой обогрев, охлаждение с боковых поверхностей, жидкий шлак, нестационарное уравнение теплопроводности, двумерное температурное поле, метод дробных шагов

Для цитирования: Синицын Н. Н., Грибкова Ю. В., Сарычева И. А., Запатрина Н. В., Голицына Е. В., Разинкова О. С. Математическое моделирование теплообмена двухступенчатого вращающегося цилиндра // Вестник кибернетики. 2026. Т. 25, № 1. С. 84–92. <https://doi.org/10.35266/1999-7604-2026-1-8>.

Original article

Mathematical modeling of heat exchange in two-stage rotating cylinder

Nikolay N. Sinitsyn^{1,2}, Yuliya V. Gribkova²✉, Irina A. Sarycheva², Nataliya V. Zapatrina², Elena V. Golitsyna², Olga S. Razinkova¹

¹Cherepovets State University, Cherepovets, Russia

²Cherepovets Higher Military Engineering School of Radio Electronics, Cherepovets, Russia

Abstract. The paper considers calculating the heating and cooling of a two-stage rotating cylinder in a dry granulation unit for liquid blast furnace slag. In order to address the issue, the authors develop a mathematical model and an algorithm for estimating the temperature field of the two-stage rotating cylinder upon intense end heating and lateral surface cooling. The study proposes the implementation of the numerical scheme with set initial data in computer optimization of the cylinder's heat exchange parameters when designing a shaft disk atomizer of the aforementioned unit.

Keywords: two-stage cylinder, end heating, lateral surface cooling, liquid slag, unsteady-state equation of thermal conductivity, two-dimensional temperature field, fractional step method

For citation: Sinitsyn N. N., Gribkova Yu. V., Sarycheva I. A., Zapatrina N. V., Golitsyna E. V., Razinkova O. S. Mathematical modeling of heat exchange in two-stage rotating cylinder. *Proceedings in Cybernetics*. 2026;25(1):84–92. <https://doi.org/10.35266/1999-7604-2026-1-8>.

ВВЕДЕНИЕ

В данной статье рассматривается математическая модель для расчета температурного поля во вращающемся цилиндрическом теле переменного сечения. Разработанная модель позволяет рассчитывать температурное поле при интенсивном торцевом обогреве и охлаждении боковых поверхностей распыливающего диска, вращающегося на валу.

Сухая грануляция жидкого доменного шлака, информация о которой изложена в статьях [1–6], исключает образование сернистых соединений (сероводород и др.), загрязняющих окружающую среду. Полученные гранулы доменного шлака удобно использовать в промышленности, особенно в производстве изоляционных и строительных материалов, в том числе цемента [7]. Выход жидкого доменного шлака из доменной печи составляет 0,3–0,6 тонны на 1 тонну чугуна. Он имеет температуру порядка 1400–1550 °С и содержит физическую теплоту 1,6–1,7 МДж/кг [8–11]. Температура начала затвердевания шлака $T_n = 1350$ °С, температура окончания затвердевания шлака $T_c = 1165$ °С [12].

В литературных источниках не всегда прослеживается достаточная оценка реальной технической возможности сухой грануляции жидкого доменного шлака в доменном производстве. Наиболее полная оценка приведена в работе [3], в которой отражено решение проблемы сухой грануляции шлака с утилизацией энергии, а также выполнено построение пилотной установки. Самым теплонапряженным элементом установки является распыливающий диск. В данной работе поставлена задача моделирования температурного поля во вращающемся распыливающем диске при изменении интенсивности температурных режимов обогрева и охлаждения цилиндрического тела.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

Постановка задачи. На рис. 1 представлена схема установки сухой грануляции жидкого доменного шлака [12].

Жидкий шлак с температурой 1400–1550 °С по каналу 1 подается в установку на

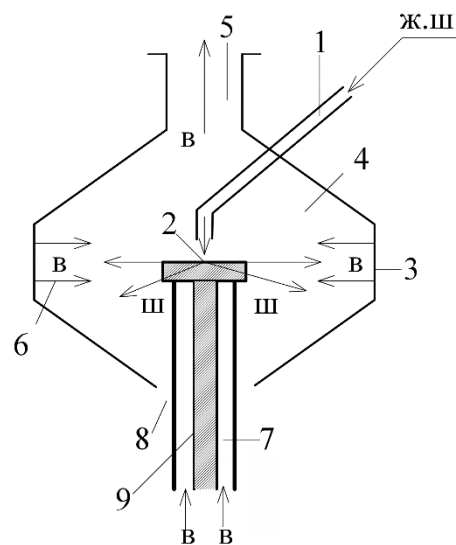


Рис. 1. Схема установки сухой грануляции жидкого доменного шлака: 1 – путь подачи жидкого шлака; 2 – вращающийся распыливающий диск; 3 – стенка грануляционной камеры; 4 – грануляционная камера; 5 – труба выхода горячего воздуха; 6 – направление подачи холодного воздуха; 7 – подача холодного воздуха на охлаждение диска 2 и вала 9; 8 – канал удаления затвердевшего шлака; 9 – вал; в. – воздух; ж. ш. – жидкий шлак; ш. – капли жидкого шлака

Примечание: составлено авторами на основании данных, полученных в исследовании.

вращающийся с большой скоростью диск 2. Образующиеся при этом капли попадают во встречный поток воздуха 6. При этом в грануляционной камере 4 до столкновения со стенкой 3 капли шлака должны охладиться до температуры ниже температуры плавления. Незначительная часть холодного воздуха по каналу 7 идет на охлаждение диска 2 и вала 9.

Схема для расчета температурного поля в двухступенчатом цилиндре (диск 2 и вал 9) представлена на рис. 2.

Так как в поперечных сечениях двухступенчатого цилиндра температурное поле является осесимметричным, то нестационарная смешанная краевая задача теплопроводности в осевом сечении имеет следующий вид [13]:

$$\frac{\partial T(r; z; \tau)}{\partial \tau} = a \left(\frac{\partial^2 T(r; z; \tau)}{\partial r^2} + \frac{1}{2} \frac{\partial T(r; z; \tau)}{\partial r} + \frac{\partial^2 T(r; z; \tau)}{\partial z^2} \right), \quad (1)$$

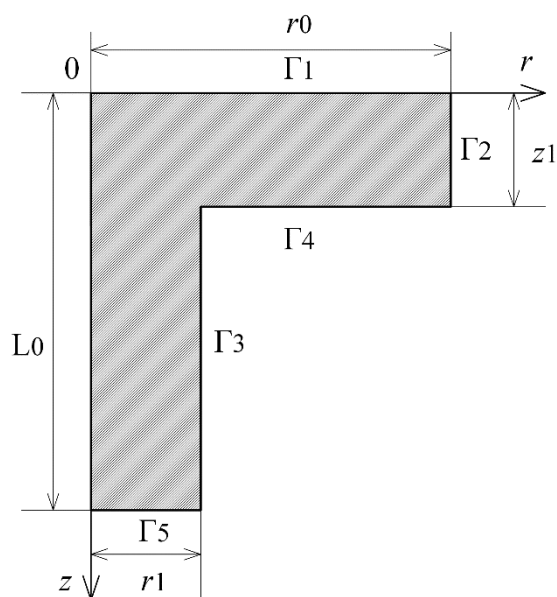


Рис. 2. Схема расчетной области:

Γ_1 – поверхность диска, контактирующая с жидким шлаком; Γ_2 – боковая поверхность диска; Γ_3 – боковая поверхность вала; Γ_4 – поверхность диска, охлаждаемая газом; Γ_5 – поверхность вала, охлаждаемая газом; ось O_z направлена по оси симметрии диска и вала

Примечание: составлено авторами на основании данных, полученных в исследовании.

$$0 \leq r \leq r_0; 0 \leq z \leq z_1; 0 \leq r \leq r_1; z_1 \leq z \leq L_0 - z_1; 0 \leq \tau \leq \tau_k;$$

$$T(r, z; 0) = T^0;$$

$$\lambda \frac{\partial T(r, z; \tau)}{\partial r} \Big|_{r=0} = 0;$$

$$-\lambda \frac{\partial T(r, z; \tau)}{\partial r} \Big|_{r=r_0} = \alpha_2 (T(r, z; \tau) - T_{\text{ж}}) \Big|_{r=r_0};$$

$$-\lambda \frac{\partial T(r, z; \tau)}{\partial r} \Big|_{r=r_1} = \alpha_3 (T(r, z; \tau) - T_{\text{ж}}) \Big|_{r=r_1};$$

$$\alpha_6 (T_4 - T(r, z; \tau)) \Big|_{z=0} = -\lambda \frac{\partial T(r, z; \tau)}{\partial z} \Big|_{z=0};$$

$$-\lambda \frac{\partial T(r, z; \tau)}{\partial z} \Big|_{z=z_1} =$$

$$= \alpha_4 (T(r, z; \tau) - T_{\text{ж}}) \Big|_{z=z_1}, r_1 \leq r \leq r_0;$$

$$-\lambda \frac{\partial T(r, z; \tau)}{\partial z} \Big|_{z=L_0} =$$

$$= \alpha_5 (T(r, z; \tau) - T_{\text{ж}}) \Big|_{z=L_0}, 0 \leq r \leq r_1,$$

где $a = \frac{\lambda}{c \cdot \rho}$ – коэффициент температуропроводности; λ – коэффициент теплопроводности; c – теплоемкость; ρ – плотность; r_0 – радиус диска; r_1 – радиус вала; z_1 – толщина диска; L_0 – длина двухступенчатого цилиндра; T^0 – начальная температура диска и вала; τ – время; τ_k – продолжительность охлаждения; α_6 – коэффициент теплоотдачи от жидкого шлака к диску; $\alpha_2, \alpha_3, \alpha_4, \alpha_5$ – коэффициенты теплоотдачи от поверхностей $\Gamma_2, \Gamma_3, \Gamma_4, \Gamma_5$ к газу.

Если пренебречь теплообменом излучением, то коэффициенты теплоотдачи конвекцией $\alpha_2, \alpha_3, \alpha_4, \alpha_5, \alpha_6$ на границах $\Gamma_1, \Gamma_4, \Gamma_5$ и Γ_1 , определяются по формуле для вращающегося диска [14]:

$$Nu = 0,62 Re^{0,9} Pr^{0,33},$$

где $Nu = \frac{\alpha r_0}{\lambda}$; $Re = \frac{\omega r_0^2}{\nu}$; $Pr = \frac{\nu}{a}$; α – средний по поверхности диска коэффициент теплоотдачи; r_0 – радиус диска; ω – угловая скорость вращения диска; ν – кинематический коэффициент вязкости жидкости; a^2 – коэффициент температуропроводности; λ – коэффициент теплопроводности.

Коэффициенты теплоотдачи конвекцией в зазоре между вращающимися цилиндрами на границах Γ_2 и Γ_3 с наличием вынужденного осевого течения в диапазоне $Ta_m = 6 \cdot 10^7 \dots 12 \cdot 10^{12}$ и осевых чисел Рейнольдса $Re_z = 1,7 \cdot 10^5 \dots 13,7 \cdot 10^5$ определяются по формуле [15]:

$$Nu^* = 0,023 Re_z^{0,8} Pr^{0,5},$$

где, Re_z , характеризующее вынужденное осевое течение, определяется следующим образом: $Re_z = V_{z0} \cdot 2h/\nu$, Ta_m – модифицированное число Тейлора. Здесь V_{z0} – среднерасходная скорость во входном сечении; $Nu^* = \alpha_3 \cdot 2h/\lambda$; h – ширина кольцевого зазора;

$$Ta_m = \frac{2\omega^2 R_1^2 h^3}{\nu^2 (R_1 + R_2)} \left(\frac{1697}{\pi^4} \cdot C \right)$$

– число Тейлора;

$$C = 0,0571 \left(1 - 0,652 \cdot \frac{h}{R_1} \right) + 0,00056 \left(1 - 0,652 \cdot \frac{h}{R_1} \right)^{-1}.$$

Расчет температурных полей в двухступенчатом цилиндре. Решение уравнения (1) с граничными условиями осуществляется методом дробных шагов по неявной устойчивой локально-одномерной схеме. На первом этапе расчетная область заменяется набором теплоизолированных между собой горизонтальных стержней, для каждого из которых методом баланса записывается соответствующая неявная конечно-разностная схема (2), учитывающая граничные условия на вертикальных границах $r = 0$, $r = r_1$ и $r = r_0$ как граничные условия для торцов стержня. При составлении уравнения баланса для нижнего и верхнего горизонтальных стержней их боковой теплообмен со средой учитывать не надо. На втором этапе аналогичным путем составляются конечно-разностные уравнения для вертикальных стержней (3):

$$\frac{T_{i,j}^{k+\frac{1}{2}} - T_{i,j}^k}{\Delta\tau} = \frac{1}{2} a \left(\frac{T_{i+1,j}^{k+\frac{1}{2}} - 2T_{i,j}^{k+\frac{1}{2}} + T_{i-1,j}^{k+\frac{1}{2}}}{\Delta r^2} + \frac{1}{(i-1)\Delta r} \cdot \frac{T_{i+1,j}^{k+\frac{1}{2}} - T_{i,j}^{k+\frac{1}{2}}}{\Delta r} \right); (2)$$

$$\frac{T_{i,j}^{k+1} - T_{i,j}^{k+\frac{1}{2}}}{\Delta\tau} = \frac{1}{2} a \left(\frac{T_{i,j+1}^{k+\frac{1}{2}} - 2T_{i,j}^{k+\frac{1}{2}} + T_{i,j-1}^{k+\frac{1}{2}}}{\Delta z^2} \right). (3)$$

Здесь $\Delta\tau$ – шаг по времени; Δr – приращение координаты по радиусу r ; Δz – приращение координаты по оси Oz ; $i = 1, \dots, n$ – точки лежат на оси Or ; $j = 1, \dots, m$ – точки лежат на оси Oz ; $T^k, T^{k+\frac{1}{2}}, T^{k+1}$ – значения температуры в моменты времени $\tau, \tau + \frac{1}{2}\Delta\tau, \tau + \Delta\tau$ соответственно.

Алгоритм расчета температурного поля в двухступенчатом цилиндре. Блок-схема алгоритма расчета температурного поля

в двухступенчатом цилиндре представлена на рис. 3:

В первом блоке задаются исходные данные: $r_0, r_1, L_0, z_1, \lambda, c, \rho, \lambda_{\Gamma}, \nu_{\Gamma}, \alpha_{\Gamma}, \rho_{\Gamma}, \lambda_{ж}, c_{ж}, \rho_{ж}, T^0, T_{\Gamma}, T_{ж}, \omega, N, M, \Delta\tau, d, \sigma, c_1, \tau_K$.

Во втором блоке проводится расчет угловой скорости $\omega = \frac{c}{d} \sqrt{\frac{\sigma}{R\rho_{ж}}}$.

В третьем блоке проводится расчет приращений по радиусу $\Delta r = \frac{r_0}{N-1}$ и по длине $\Delta z = \frac{L_0}{M-1}$ и присвоение начальных значений температуры по сечению двухступенчатого цилиндра (в узлах сетки).

В четвертом блоке вычисляются $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4, \alpha_5, \alpha_6$ – коэффициенты теплоотдачи от жидкого доменного шлака и от поверхности цилиндра к газу.

В пятом блоке рассчитываются коэффициенты неявного разностного уравнения для внутренних точек сетки при расчете температур в узлах сетки по радиусу: $A_r = 0,5 \cdot a \cdot \frac{\Delta\tau}{\Delta r^2}$,

$$A(i, j) = A_r \cdot \frac{i}{i-1}, B(i, j) = 1 + A_r \cdot \frac{2i-1}{i-1},$$

$$C(i, j) = A_r, D(i, j) = T_{ij}^k.$$

В шестом блоке проводится расчет коэффициентов разностного уравнения для граничных узлов сетки по радиусу: $A(i, j), B(i, j), C(i, j), D(i, j)$.

В седьмом блоке проводится расчет коэффициентов:

$$E(i, j) = \frac{A(i, j)}{B(i, j) - C(i, j) \cdot E(i-1, j)}$$

$$\text{и } F(i, j) = \frac{D(i, j) + C(i, j) \cdot F(i-1, j)}{B(i, j) - C(i, j) \cdot E(i-1, j)}$$

по радиусу для узлов $i = 1, \dots, n, j = 1, \dots, m$.

В восьмом блоке проводится расчет неизвестных температур за время $\frac{\Delta\tau}{2}$ по радиусу:

$$T_{i,j}^{k+\frac{1}{2}} = E(i, j) \cdot T_{i+1,j}^{k+\frac{1}{2}} + F(i, j),$$

начиная с $i = n$ и заканчивая $i = 1$.

В девятом блоке проводится расчет коэффициентов неявного разностного урав-

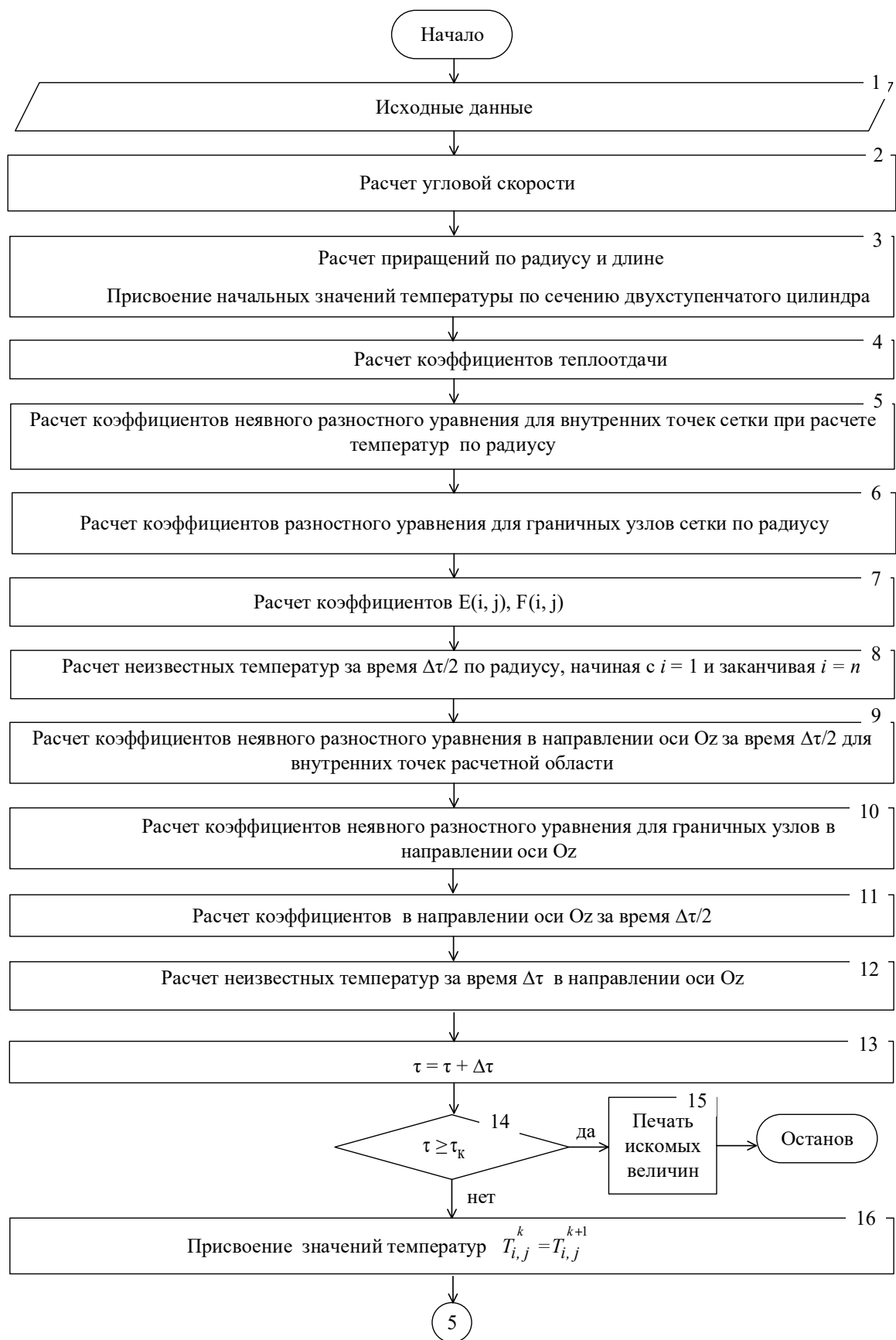


Рис. 3. Блок-схема алгоритма расчета температурного поля в двухступенчатом цилиндре
 Примечание: составлено авторами на основании данных, полученных в исследовании.

нения в направлении оси Oz за время $\frac{\Delta\tau}{2}$:
 $A_z = 0,5 \cdot a \cdot \frac{\Delta\tau}{\Delta z^2}$, $A(i, j) = A_z$, $B(i, j) = 1 + 2 \cdot A_z$, $C(i, j) = A_z$, $D(i, j) = T_{i,j}^{k+\frac{1}{2}}$ для внутренних точек расчетной области.

В десятом блоке проводится расчет коэффициентов неявного разностного уравнения для граничных узлов в направлении оси Oz .

В одиннадцатом блоке рассчитываются коэффициенты:

$$E(i, j) = \frac{A(i, j)}{B(i, j) - C(i, j) \cdot E(i, j-1)}$$

$$\text{и } F(i, j) = \frac{D(i, j) + C(i, j) \cdot F(i, j-1)}{B(i, j) - C(i, j) \cdot E(i, j-1)}$$

в направлении оси Oz для узлов, начиная с $j = 1, \dots, m$ за время $\frac{\Delta\tau}{2}$.

В двенадцатом блоке проводится расчет неизвестных температур $T_{i,j}^{k+1} = E(i, j) \cdot T_{i,j+1}^{k+1} + F(i, j)$ за время $\Delta\tau$ в направлении оси Oz , начиная с $j = m$ и заканчивая $j = 1$.

В тринадцатом блоке производится переход на следующий временной уровень $\tau = \tau + \Delta\tau$.

В четырнадцатом блоке выполняется сравнение расчетного времени с заданным значением τ_k .

Если $\tau < \tau_k$, то в шестнадцатом блоке проводится присвоение полученных значений температур начальным: $T_{i,j}^k = T_{i,j}^{k+1}$ и осуществляется переход к пятому шагу данного алгоритма. Продолжаем расчет до момента времени $\tau \geq \tau_k$. Если $\tau \geq \tau_k$, то в пятнадцатом блоке вычисления останавливаются.

РЕЗУЛЬТАТЫ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

Результаты расчета температурных полей во вращающемся двухступенчатом цилиндре при прогреве его жидким доменным шлаком и одновременном охлаждении воздухом боковых поверхностей представлены на рис. 4. На рис. 4а представлено распределение температуры в двухступенчатом цилиндре, выполненном из стали 20 (коэффициент теплопроводности равен 51,1 Вт/(м·К)) через 10 с прогрева (линия 6) при охлаждении боковых поверхностей холодным воздухом. Ко-

эффициент теплоотдачи от боковой поверхности цилиндра к воздуху равен 65 Вт/(м² · К). Температура резко изменяется в начальный момент прогрева диска и охлаждения вала. С увеличением продолжительности прогрева до 180 °С начинает прогреваться вал, при этом температура поверхности диска также увеличивается (линия 5). Дальнейшее прогревание поверхности диска и охлаждение боковых поверхностей двухступенчатого цилиндра приводит к росту температур поверхности диска и вала (линии 5, 4, 3, 2). При прогреве в течение 3 600 с устанавливается максимальная температура поверхности диска, а также увеличивается температура вала (линия 1). На рис. 4б представлено изменение температуры в центре диска двухступенчатого цилиндра и по оси Oz , выполненного из стали X18 (коэффициент теплопроводности равен 23,3 Вт/(м·К)). Распределение температуры в двухступенчатом цилиндре изменяется резко по толщине диска и по длине вала. Температурное поле через 10 с прогрева торца цилиндра и охлаждения вала холодным воздухом представлено линией 6. Увеличение продолжительности прогрева торца двухступенчатого цилиндра и охлаждение боковых поверхностей приводит к существенному увеличению температуры поверхности диска по сравнению с увеличением температуры по центру вала (линии 5, 4, 3, 2). Максимальная температура в центре поверхности диска достигается через 3 600 с и практически сравнивается с температурой греющей среды и жидким доменным шлаком.

Из рис. 4 видно, что материал изделия влияет на температурное поле по оси Oz , вал, на котором расположен вращающийся диск, прогревается больше с увеличением коэффициента теплопроводности материала. Торцевая поверхность диска имеет большую температуру при охлаждении воздухом боковой поверхности.

На рис. 5 представлены результаты расчета температурного поля во вращающемся двухступенчатом цилиндре при прогреве его жидким доменным шлаком и одновременном охлаждении вала водой. Коэффициент теплоотдачи от боковой поверхности цилиндра к воде равен 3 490 Вт/(м² К). На рис. 5а представлено

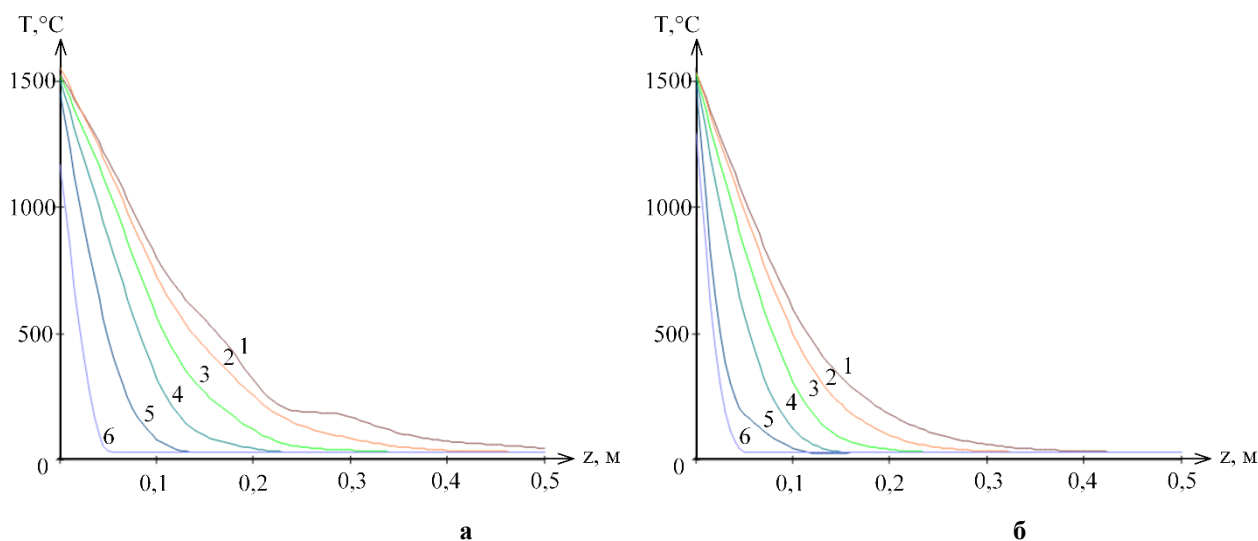


Рис. 4. Распределение температуры по оси Oz во времени при нагреве диска жидким доменным шлаком и охлаждении вала воздухом:

а) материал – сталь 20; б) материал – X18

1 – $\tau = 3600$ с; 2 – $\tau = 1800$ с; 3 – $\tau = 900$ с; 4 – $\tau = 450$ с; 5 – $\tau = 180$ с; 6 – $\tau = 10$ с

Примечание: составлено авторами на основании данных, полученных в исследовании.

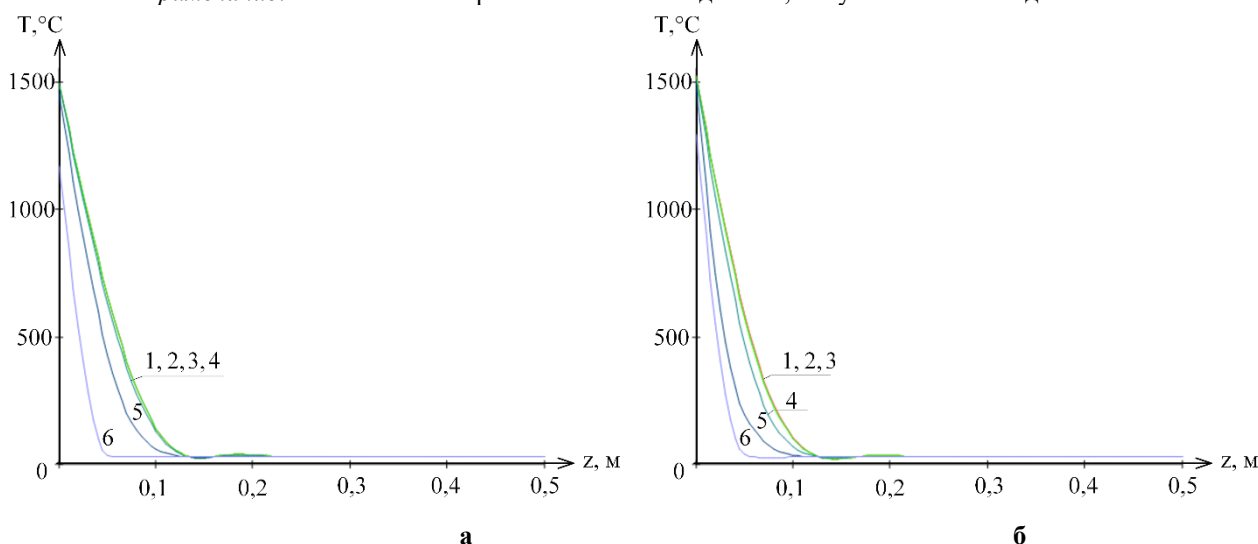


Рис. 5. Распределение температуры по оси Oz во времени при нагреве диска жидким доменным шлаком и охлаждении вала водой:

а) материал – сталь 20; б) материал – X18

1 – $\tau = 3600$ с; 2 – $\tau = 1800$ с; 3 – $\tau = 900$ с; 4 – $\tau = 450$ с; 5 – $\tau = 180$ с; 6 – $\tau = 10$ с

Примечание: составлено авторами на основании данных, полученных в исследовании.

распределение температуры при прогреве торца двухступенчатого цилиндра жидким доменным шлаком и охлаждении боковой поверхности холодной водой. Материал изделия – сталь 20 (коэффициент теплопроводности равен $51,1 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$). Температура по толщине диска резко изменяется. Линия 6 отображает температурное поле по оси вращения через 10 с прогрева торца двухступенчатого цилиндра и охлаждения водой боковой поверхности.

Дальнейший прогрев (линии 5, 4, 3, 2, 1) показывает, что температура поверхности диска растет, а температура вала практически не изменяется. При этом охлаждаемая часть двухступенчатого цилиндра имеет низкую температуру, а поверхность прогреваемого диска имеет очень высокую температуру. На рис. 5б представлены температурные поля при прогреве торца двухступенчатого цилиндра жидким доменным шлаком и охлаждении его боковых

поверхностей холодной водой через 10, 180, 450, 900, 1800 и 3600 с. Материал изделия – сталь X18 (коэффициент теплопроводности 23,3 Вт/(м·К)). Из рис. 5 видно, что температура поверхности диска растет почти до температуры жидкого доменного шлака, а температура вала практически не изменяется (линии 6, 5, 4, 3, 2, 1). Из рис. 4 и 5 видно, что температура обогреваемой поверхности распыливающего диска выше температур зоны фазового перехода доменного шлака и учет фазового перехода в модели не осуществляется.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Создана математическая модель теплообмена двухступенчатого вращающегося цилиндра при интенсивном обогреве торца цилиндра и охлаждении боковых поверхностей. Осуществлено численное решение двумерного по координате нестационарного уравнения теплопроводности в цилиндрической системе координат при граничных условиях третьего рода. Решение уравнения с граничными условиями третьего рода осуществлено методом дробных шагов по неявной устойчивой локально-одномерной схеме. Математи-

ческая модель позволяет прогнозировать температурные поля при изменении значений граничных условий третьего рода. Разработан алгоритм расчета температурного поля в двухступенчатом цилиндре при граничных условиях третьего рода. Полученные в результате расчета температурные поля в двухступенчатом цилиндре показывают, что при интенсивном обогреве торцевой поверхности двухступенчатого цилиндра и охлаждении боковых поверхностей невозможно охладить торцевую поверхность до приемлемых температур по условиям работоспособности. Поэтому для прогнозирования температурного поля в двухступенчатом цилиндре с интенсивным обогревом торцевой поверхности необходимо разработать математическую модель теплообмена двухступенчатого цилиндра с теплоизолирующей прослойкой на торцевой поверхности. Результаты моделирования можно применять для оптимизации технологических параметров процесса охлаждения при проектировании распыливающего диска установки сухой грануляции жидкого доменного шлака, использование которой приводит к уменьшению загрязнения окружающей среды.

Список источников

1. Zhang H., Wang H., Zhu X. et al. A review of waste heat recovery technologies towards molten slag in steel industry // *Applied Energy*. 2013. Vol. 112. P. 956–966.
2. Pickering S. J., Hay N., Roylance T. F. et al. New process for dry granulation and heat recovery from molten blast-furnace slag // *Ironmaking and Steelmaking*. 1985. Vol. 12, no. 1. P. 14–20.
3. Каппес Х., Мичелс Д. Сухая грануляция шлака с утилизацией энергии – от рождения идеи до пилотной установки // *Черные металлы*. 2015. № 5 (1001). С. 46–52.
4. Yu P., Wang S., Li Y. et al. A review of granulation process for blast furnace slag // *MATEC Web of Conferences*. 2016. Vol. 68.
5. Xie D., Jahanshahi S., Norgate T. Dry granulation to provide a sustainable solution for slag treatment // *Proceedings of the Conference “Sustainable Mining 2010”*, August 17–19, 2010, Kalgoorlie, Australia. Carlton, Vic.: AusIMMP, 2010. P. 22–28.
6. Barati M., Esfahani S., Utigard T. A. Energy recovery from high temperature slag // *Energy*. 2011. Vol. 36, no. 9. P. 5440–5449.

References

1. Zhang H., Wang H., Zhu X. et al. A review of waste heat recovery technologies towards molten slag in steel industry. *Applied Energy*. 2013;112:956–966.
2. Pickering S. J., Hay N., Roylance T. F. et al. New process for dry granulation and heat recovery from molten blast-furnace slag. *Ironmaking and Steelmaking*. 1985;12(1):14–20.
3. Kappes H., Michels D. Dry slag granulation with energy recovery – from inception to pilot plant. *Chernyye metally*. 2015;(5):46–52. (In Russ.).
4. Yu P., Wang S., Li Y. et al. A review of granulation process for blast furnace slag. *MATEC Web of Conferences*. 2016;68.
5. Xie D., Jahanshahi S., Norgate T. Dry granulation to provide a sustainable solution for slag treatment. In: *Proceedings of the Conference “Sustainable Mining 2010”*, August 17–19, 2010, Kalgoorlie, Australia. Carlton, Vic.: AusIMMP; 2010. p. 22–28.
6. Barati M., Esfahani S., Utigard T. A. Energy recovery from high temperature slag. *Energy*. 2011;36(9):5440–5449.
7. Galley A. I., Naumkin V. V., Sukinova N. V. et al. Skhemy pererabotki metallurgicheskikh shlakov. *Stal*. 2007;(2):144. (In Russ.).

7. Галлей А. И., Наумкин В. В., Сукинова Н. В. и др. Схемы переработки металлургических шлаков // *Сталь*. 2007. № 2. С. 144.
8. Филатов С. В., Лозович А. В., Титов В. Н. и др. Анализ работы доменных печей при высокой интенсивности плавки // *Металлург*. 2017. № 10. С. 18–21.
9. Филатов С. В., Курунов И. Ф., Титов В. Н. и др. Внедрение энергоэффективных решений при выплавке чугуна в ПАО «НЛМК» // *Металлург*. 2019. № 4. С. 25–28.
10. Онорин О. П., Полинов А. А., Павлов А. В. и др. О возможности использования теплового баланса доменной плавки для контроля тепловых потерь // *Металлург*. 2018. № 3. С. 30–34.
11. Урбанович Г. И., Урбанович Е. Г., Панов В. А. и др. Потери тепла с жидкими доменными шлаками и технические решения по их сокращению // *Черная металлургия. Бюллетень научно-технической и экономической информации*. 2008. № 7 (1303). С. 51–56.
12. Сеницын Н. Н., Запатрина Н. В., Донцова Ю. В. Математическая модель прогнозирования теплообмена одиночной капли доменного шлака при неустановившемся движении во встречном потоке газа // *Вестник Воронежского государственного технического университета*. 2022. Т. 18, № 3. С. 30–38.
13. Лыков А. В. Теория теплопроводности. М : Высшая школа, 1967. 599 с.
14. Дорфман Л. А. Гидродинамическое сопротивление и теплоотдача вращающихся тел. М. : Физматгиз, 1960. 260 с.
15. Мочалин Е. В., Юрьев С. А. Теплообмен и гидравлические потери в зазоре между вращающимися цилиндрами // *Технологический аудит и резервы производства*. 2013. Т. 3, № 1 (11). С. 45–49.
8. Filatov S. V., Lozovich A. V., Titov V. N. et al. Analysis of BF process at high intensivity smelting operation. *Metallurg*. 2017;(10):18–21. (In Russ.).
9. Filatov S. V., Kurunov I. F., Titov V. N. et al. Introduction of energy efficiency measures at ironmaking in JSC “NLMK”. *Metallurg*. 2019;(4):25–28. (In Russ.).
10. Onorin O. P., Polinov A. A., Pavlov A. V. et al. About possibility of using BF heat balance to control heat losses. *Metallurg*. 2018;(3):30–34. (In Russ.).
11. Urbanovich G. I., Urbanovich E. G., Panov V. A. et al. Poteri tepla s zhidkimi domennymi shlakami i tekhnicheskie resheniya po ikh sokrashcheniyu. *Ferrous Metallurgy. Bulletin of Scientific, Technical and Economic Information*. 2008;(7):51–56. (In Russ.).
12. Sinitsyn N. N., Zapatrina N. V., Dontsova Yu. V. Mathematical model for predicting heat exchange of a single blast of furnace slag droplet in unsteady motion in a counter gas flow. *Bulletin of Voronezh State Technical University*. 2022;18(3):30–38. (In Russ.).
13. Lykov A. V. Teoriya teploprovodnosti. Moscow: Vysshaya shkola; 1967. 599 p. (In Russ.).
14. Dorfman L. A. Gidrodinamicheskoe soprotivlenie i teplootdacha vrashchayushchikhsya tel. Moscow: Fizmatgiz; 1960. 260 p. (In Russ.).
15. Mochalin Ye. V., Yuriev S. A. Heat transfer and hydraulic losses in the gap between rotating cylinders. *Technology audit and production reserves*. 2013;3(1):45–49. (In Russ.).

Информация об авторах

Н. Н. Сеницын – доктор технических наук, профессор;

<https://orcid.org/0000-0001-8919-0573>,
nnsinitcyn@chsu.ru

Ю. В. Грибкова – кандидат технических наук, доцент;
<https://orcid.org/0000-0002-2370-1251>,
150475@mail.ru✉

И. А. Сарычева – кандидат технических наук, доцент;
<https://orcid.org/0000-0002-8925-209X>,
sariranat@gmail.com

Н. В. Запатрина – кандидат технических наук, доцент;
<https://orcid.org/0009-0001-5558-5291>,
z_natalia777@mail.ru

Е. В. Голицына – кандидат технических наук, доцент;
<https://orcid.org/0009-0007-9602-2114>,
e_golitsyna@mail.ru

О. С. Разинкова – аспирант;
<https://orcid.org/0009-0000-8733-1379>,
osmalakhova@chsu.ru

About the authors

N. N. Sinitsyn – Doctor of Sciences (Engineering), Professor;

<https://orcid.org/0000-0001-8919-0573>,
nnsinitcyn@chsu.ru

Yu. V. Gribkova – Candidate of Sciences (Engineering), Docent;
<https://orcid.org/0000-0002-2370-1251>,
150475@mail.ru✉

I. A. Sarycheva – Candidate of Sciences (Engineering), Docent;
<https://orcid.org/0000-0002-8925-209X>,
sariranat@gmail.com

N. V. Zapatrina – Candidate of Sciences (Engineering), Docent;
<https://orcid.org/0009-0001-5558-5291>,
z_natalia777@mail.ru

E. V. Golitsyna – Candidate of Sciences (Engineering), Docent;
<https://orcid.org/0009-0007-9602-2114>,
e_golitsyna@mail.ru

O. S. Razinkova – Postgraduate;
<https://orcid.org/0009-0000-8733-1379>,
osmalakhova@chsu.ru