

УДК 621.771.014:519.6

В. Г. Раздобреєв¹, к.т.н., с.н.с., ORCID 0000-0001-7402-7992

М. В. Куваєв², к.т.н., н.с., ORCID 0000-0002-8560-5433

¹Інститут чорної металургії ім. З.І. Некрасова НАН України

²Інститут транспортних систем і технологій НАН України

* Автор для листування: v_razdobreev@ukr.net

РОЗРАХУНОК КОЕФІЦІЄНТУ ТЕПЛОВІДДАЧІ ПРИ МОДЕЛЮВАННІ ПРОЦЕСУ ПРИМУСОВОГО ОХОЛОДЖЕННЯ СОРТОВОГО ПРОКАТУ В ПОТОЦІ ВОДИ

Анотація. В сучасних умовах світової жорсткої конкуренції між виробниками готового металопрокату все більшої уваги приділяється питанням економії енергії та матеріалів для його виробництва, підвищення якості кінцевого продукту. Одним з найбільш ефективних шляхів покращення якості масових видів прокату з вуглецевих та економнолегованих сталей, що істотно підвищують механічні властивості та експлуатаційні характеристики виробів з нього та забезпечують значну економію металу у різних галузях споживання, є термічна обробка та її різновиди, наприклад, термомеханічна обробка. Завдяки високій техніко-економічній ефективності використання термомеханічного зміцнення прокату з використанням тепла прокатного нагріву та одержуваної при цьому суттєвої економії енергетичних ресурсів поряд з підвищенням комплексу службових властивостей сталі порівняно з класичною термічною обробкою з окремого нагріву. Тому сучасні нові і реконструйовані прокатні стани обладнають охолоджувальними пристроями для проведення термомеханічної обробки прокату в потоці прокатних станів. Охолоджувальним середовищем є технічна вода. Найбільш економічним і достатньо ефективним засобом дослідження процесу примусового охолодження сортового прокату є математичне моделювання такого процесу. Разом з цим математичний опис взаємодії між гарячим прокатом, який має температуру вище ніж $+1000^{\circ}\text{C}$ та водою, яка має температуру не вище $+40^{\circ}\text{C}$ і входять до складу математичної моделі процесу примусового охолодження сортового прокату має складний характер. Теплообмін між гарячим прокатом і охолоджувачем на границі цих речовин фізично характеризується коефіцієнтом тепловіддачі α . Метою досліджень є уточнення розрахунку коефіцієнту тепловіддачі при математичному моделюванні процесу примусового охолодження прокату. Встановлено, що зростання коефіцієнта тепловіддачі відбувається зі збільшенням температури охолоджувальної води

© В.Г. Раздобреєв, М.В. Куваєв, 2025



Це стаття відкритого доступу за ліцензією CC BY-NC-ND 4.0
<https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/legalcode.uk>

та зміщенням температури прокату, при якій спостерігається максимум коефіцієнта тепловіддачі – перехід від бульбашкового до плівкового кипіння, в область нижчих температур поверхні прокату. Це, в свою чергу, дає можливість додатково використовувати знання про величину температури води на вході і виході з охолоджувального пристрою для налаштування і контролю процесу примусового охолодження прокату в лінії сортового стану.

Ключові слова: коефіцієнт тепловіддачі, примусове охолодження сортового прокату, математичне моделювання, режим кипіння води, плівкове кипіння, бульбашкове кипіння.

Посилання для цитування: Раздобреєв В. Г., Куваєв М. В. Розрахунок коефіцієнту тепловіддачі при моделюванні процесу примусового охолодження сортового прокату в потоці води. *Фундаментальні та прикладні проблеми чорної металургії*. 2025. Вип. 39. С. 135-147. <https://doi.org/10.52150/2522-9117-2025-39-07>

Вступ. В сучасних умовах світової жорсткої конкуренції між виробниками готового металопродукату все більшої уваги приділяється питанням економії енергії та матеріалів для його виробництва, підвищення якості кінцевого продукту. Одним з найбільш ефективних шляхів покращення якості масових видів прокату з вуглецевих та економнолегованих сталей, що істотно підвищують механічні властивості та експлуатаційні характеристики виробів з нього та забезпечують значну економію металу у різних галузях споживання, є термічна обробка та її різновиди, наприклад, термомеханічна обробка в потоці прокатних станів [1-4]. Завдяки високій техніко-економічній ефективності використання термомеханічного зміцнення прокату з використанням тепла прокатного нагріву та одержуваної при цьому суттєвої економії енергетичних ресурсів поряд з підвищенням комплексу службових властивостей сталі порівняно з класичною термічною обробкою з окремого нагріву. Тому сучасні нові і реконструйовані прокатні стани обладнають охолоджувальними пристроями для проведення термомеханічної обробки прокату в потоці прокатних станів. Охолоджувальним середовищем є технічна вода. Відомо, що основним засобом впливу на структуру і властивості масових видів прокату з вуглецевих й низьколегованих сталей при термічній обробці є зміна температурно-кінетичних умов перетворення аустеніту. В залежності від умов охолодження від температури кінця прокатки у виробі може формуватися як однорідна за перерізом, так і гетерофазна структура. В останньому випадку вона може змінюватися від мартенситної на поверхні до ферито-перлитної у центральних зонах прокату, а агрегатна міцність виробу буде пропорційна об'ємної частки структурних складових й їх міцності.

Знаючи температурні інтервали утворення і властивості різних структурних складових та визначення (задаючи за допомогою регулювання інтенсивності і часу охолодження) їх кількості, можна прогнозувати властивості прокату, який піддавали тому чи іншому виду термічної обробки. Найбільш економічним і достатньо ефективним засобом дослідження процесу примусового охолодження сортового прокату є математичне моделювання цього процесу. Разом з цим математичний опис взаємодії між гарячим прокатом і водою, які мають температури на вході в установку примусового охолодження вище ніж $+1000^{\circ}\text{C}$ та не вище $+40^{\circ}\text{C}$ відповідно і суттєво змінюються в процесі охолодження, має складний і фрагментарний характер. Теплообмін між гарячим прокатом і охолоджувачем на границі цих речовин фізично характеризується коефіцієнтом тепловіддачі α , залежності для розрахунку якого є багато параметричними і залежать від режиму теплообміну.

Метою роботи є уточнення розрахунку коефіцієнту тепловіддачі при математичному моделюванні процесу примусового охолодження прокату.

Сучасний стан розробки. В даний час високопродуктивні сортопрокатні стани обладнані секціями примусового прискореного охолодження, де гарячий прокат охолоджується проточною водою. Наявність такого технологічного обладнання дозволяє керувати температурним режимом прокатки та властивостями готового прокату за рахунок спрямованого впливу на процеси структуроутворення в ньому безпосередньо на виході з прокатного стану.

Розрахунок температури прокату при використанні примусового охолодження проточною водою є складним завданням через нерівномірність температури як по перерізу прокату, так і між перерізами по його довжині. Так само змінюється температура і тиск охолоджувача – води, по довжині встановленого обладнання для примусового охолодження. Для найбільш точного попереднього відпрацювання технологічного режиму примусового охолодження сортового прокату використовують спеціалізовані моделі даної технологічної операції.

Температура прокату на виході з останньої робочої кліті сортопрокатного стану зазвичай становить $1000-1100^{\circ}\text{C}$, а безпосередньо після охолодження водою в установці примусового охолодження температура поверхні прокату може знижуватися до $200-300^{\circ}\text{C}$. У такому діапазоні температур теплопровідність сталі може змінюватись у 2-2,5 рази [5].

Дана проблема при моделюванні вирішується з використанням чисельних методів, наприклад, методу кінцевих різниць або методу

кінцевих елементів для розв'язання задачі теплообміну в мономатеріальних середовищах, у нашому випадку – у сталевому прокаті та у воді, а от теплообмін між цими середовищами характеризується коефіцієнтом тепловіддачі на границі прокат-вода, який залежить від поєднання багатьох факторів і може в процесі охолодження прокату змінюватися на порядок (див., наприклад, [6, 7]). Тому точність та адекватність моделі примусового охолодження сортового прокату істотно залежить від адекватності розрахунку коефіцієнта тепловіддачі α , який визначає весь процес охолодження прокату.

Результати досліджень. Розрізняють три основні режими теплообміну води з твердим тілом: вільна конвекція, бульбашкове кипіння та плівкове кипіння [8]. Вільна конвекція відбувається за температури поверхні твердого тіла, у нашому випадку – металу, яка не перевищує температуру кипіння води. У цьому режимі теплообміну коефіцієнт теплопередачі практично не залежить від температури поверхні твердого тіла. В інтервалі температур на поверхні металу вище за температуру кипіння води до температури близько 500 °C відбувається бульбашкове кипіння. Для цього режиму кипіння характерно збільшення величини коефіцієнту тепловіддачі зі зростанням значень температури. При температурі поверхні металу вище 500 °C відбувається плівкове кипіння – між його поверхнею і водою утворюється стійка плівка водяної пари, товщина якої зростає зі збільшенням температури. Наслідком цього є те, що за плівкового кипіння з підвищенням температури поверхні металу значення коефіцієнту тепловіддачі зменшується.

Точки переходу від одного механізму теплообміну на границі прокат-вода відомі та є функцією надлишкового тиску води. Так температура кипіння води – $t_{\text{кв}}$, може бути розрахована для поточного надлишкового тиску води – p_e , за довідковими даними наведеними, наприклад, у [8].

Температура прокату, що відповідає границі переходу режиму бульбашкового кипіння води на його поверхні до плівкового при нульовому надлишковому тиску – $t_{\text{кпв}}$, можна розрахувати за формулою [9]:

$$t_{\text{кпв}} = 560 - 3,9 \cdot t_e, \quad (1)$$

де t_e – температура охолоджувальної води.

Температуру поверхні прокату, що відповідає границі переходу режиму бульбашкового кипіння води на його поверхні до плівкового при ненульовому надлишковому тиску визначимо з виразу,

отриманого апроксимацією графіка залежності критичного теплового навантаження від тиску, при якій відбувається перехід від бульбашкового кипіння до плівкового (див. с.18 в [8]).

$$t_{\text{кнв}}(p_{\text{с}}) = \begin{cases} (1 + 0,5 \cdot p_{\text{с}}) \cdot t_{\text{кнв}}(p_{\text{с}} = 0) \text{ при } 0 \leq p_{\text{с}} \leq 2 \text{ МПа} \\ (2 + 0,2 \cdot (p_{\text{с}} - 2)) \cdot t_{\text{кнв}}(p_{\text{с}} = 0) \text{ при } 2 \leq p_{\text{с}} \leq 4 \text{ МПа} \end{cases} \quad (2)$$

Коефіцієнт тепловіддачі на границі прокат-вода при конвекційному теплообміні – $\alpha_{\text{к}}$, може бути розрахований за залежністю, наведеною в [8], для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі при $Re > 5 \cdot 10^2$. Зокрема, в області $0,6 \leq Pr \leq 100$ та $7 \cdot 10^2 \leq Re \leq 2 \cdot 10^6$ задовільні результати дає формула Дейтуса-Бойтера:

$$Nu = 0,023 \cdot Pr^{0,4} \cdot Re^{0,8}, \quad (3)$$

де Nu – критерій Нуссельта; Pr – критерій Прандтля; Re – критерій Рейнольдса.

Критерій Нуссельта Nu являє собою безрозмірний коефіцієнт тепловіддачі та характеризує зв'язок між інтенсивністю тепловіддачі та температурним полем у приграничному шарі потоку:

$$Nu = \frac{\alpha_{\text{к}} \cdot d_{\text{п}}}{\lambda_{\text{в}}}, \quad (4)$$

де $\alpha_{\text{к}}$ – коефіцієнт тепловіддачі; $d_{\text{п}}$ – діаметр прокату; $\lambda_{\text{в}}$ – коефіцієнт теплопровідності води (залежить від температури – див. [8]).

Критерій Прандтля Pr є критерієм подібності температурного та швидкісних полів у потоках:

$$Pr = \frac{\nu_{\text{в}}}{a_{\text{в}}}, \quad (5)$$

де $\nu_{\text{в}}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості води; $a_{\text{в}}$ – коефіцієнт температуропровідності води:

$$a_{\text{в}} = \frac{\lambda_{\text{в}}}{c_{\text{в}} \cdot \rho_{\text{в}}}, \quad (6)$$

де $c_{\text{в}}$ – теплоємність води; $\rho_{\text{в}}$ – густина води.

Критерій Рейнольдса Re є критерієм режиму течії води і розраховується за тією самою формулою, як і класичному кільцевому зазорі з гідравлічним діаметром $D_{\text{с}}$:

$$D_{\text{с}} = D_{\text{к}} - d_{\text{н}}, \quad (7)$$

де D_k – діаметр камери охолодження; d_n – діаметр прокату, що охолоджується.

Для випадку коаксіального руху прокату в [7] розрізняють абсолютне – Re_{abc} і відносне Re_{eid} числа Рейнольдса:

$$Re_{abc} = \frac{D_c \cdot V_g}{\nu_g} = \frac{(D_k - d_n) \cdot V_g}{\nu_g} \quad (8)$$

$$Re_{eid} = \frac{d_n \cdot |V_g - V_n|}{\nu_g} \quad (9)$$

У формулі Дейтуса-Бойтера використовують відносне число Рейнольдса.

Таким чином, для конвекційного теплообміну маємо наступну залежність для визначення коефіцієнта тепловіддачі:

$$\alpha_k = 0,023 \cdot Pr^{0,4} \cdot Re_{eid}^{0,8} \cdot \frac{\lambda_g}{d_n} \quad (10)$$

Значення коефіцієнта тепловіддачі при конвенції обмежено знизу значенням тепловіддачі за вільної конвекції. Відповідно до [10] коефіцієнт при вільній конвекції лежить в інтервалі 300 – 3000 $Bm/(m^2 \cdot ^\circ K)$. У нашому випадку в якості нижнього обмеження коефіцієнта, розрахованого по (10), доцільно прийняти 3000 $Bm/(m^2 \cdot ^\circ K)$.

Коефіцієнт тепловіддачі для випадку плівкового кипіння на границі прокат-вода – $\alpha_{пл}$ в [9] запропонована залежність:

$$\alpha_{пл} = \frac{k_m \cdot \left(\frac{D_k}{d_n}\right)^{1,5} \cdot \lambda_g \cdot Re_{abc}^{0,333}}{D_k - d_n} \cdot \frac{t_{кв} - t_g}{t_n - t_g} \quad (11)$$

де t_n – температура поверхні прокату; k_m – масштабний коефіцієнт.

Слід враховувати, що у разі плівкового кипіння води поверхня прокату не є поверхнею, що змочується, тобто $D_c = D_k$ і тому абсолютне число Рейнольдса Re_{abc} слід розраховувати за такою формулою:

$$Re_{abc} = \frac{D_c \cdot V_g}{\nu_g} = \frac{D_k \cdot V_g}{\nu_g} \quad (12)$$

Режим бульбашкового кипіння слід розглядати як проміжний режим між конвекційним кипінням і плівковим кипінням, тобто нижньою температурною границею є температура кипіння води – $t_{кв}$,

а верхньою границею – $t_{кнв}$, при якій відбувається перехід від бульбашкового кипіння до плівкового. Зрозуміло, що $t_{кв}$, $t_{кнв}$ перераховується для поточного тиску води за методикою, наведеною в цій статті. Таким чином, для коефіцієнта тепловіддачі при бульбашковому кипінні – $\alpha_{пз}$ справедливі дві рівності:

$$\alpha_{пз}(t_{кв}) = \alpha_{к}(t_{кв}) \quad (13)$$

$$\alpha_{пз}(t_{кнв}) = \alpha_{пл}(t_{кнв}) \quad (14)$$

Шукатимемо параметри апроксимуючої залежності $\alpha_{пз} = f(t_n)$ у вигляді, запропонованому в [9]:

$$\alpha_{пз}(t_n) = (\alpha_{пл}(t_n) - c_1) \cdot \exp \left\{ -c_2 \cdot \left(\frac{t_n - t_{кнв}}{t_{кнв}} \right)^2 \right\} + c_1 \quad (15)$$

При $t_n = t_{кнв}$ маємо:

$$\alpha_{пз}(t_{кнв}) = (\alpha_{пл}(t_{кнв}) - c_1) \cdot \exp \left\{ -c_2 \cdot \left(\frac{t_{кнв} - t_{кнв}}{t_{кнв}} \right)^2 \right\} + c_1, \quad (16)$$

а при $\alpha_{пз}(t_{кв}) = \alpha_{к}(t_{кв})$:

$$\alpha_{к}(t_{кв}) = (\alpha_{пл}(t_{кв}) - c_1) \cdot \exp \left\{ -c_2 \cdot \left(\frac{t_{кв} - t_{кнв}}{t_{кнв}} \right)^2 \right\} + c_1 \quad (17)$$

З виразу (16) очевидно, що при будь-яких значеннях c_1 і c_2 маємо $\alpha_{пз}(t_{кпв}) = \alpha_{пл}(t_{кпв})$, тобто функції $\alpha_{пз}(t_{п})$ і $\alpha_{пл}(t_{п})$ сполучаються в точці $t_{п} = t_{кпв}$.

Розглянемо тепер рівняння (17) у точці $t_{п} = t_{кв}$.

В роботі [9] пропонується прийняти $c_1 = \alpha_{пл}(t_{п} = 1300)$ так як за експериментальними даними при даній температурі коефіцієнт тепловіддачі близький до $\alpha_{кв}(t_{кв})$. Виходячи з цього можна визначити масштабний коефіцієнт (11):

$$k_M = \frac{0,023 \cdot Pr^{0,4} \cdot Re_{отн}^{0,8} \cdot \frac{\lambda_B}{d_{п}} (D_K - d_{п})}{k_M \cdot \left(\frac{D_K}{d_{п}} \right)^{1,5} \cdot \lambda_B \cdot Re_{абс}^{0,333}} \cdot \frac{1300 - t_B}{t_{кв} - t_B}. \quad (18)$$

Похибка апроксимації δ максимальна при $t_{п} = t_{кв}$. Вона – $\delta_{кв}$, може бути розрахована за формулою:

$$\begin{aligned} \delta_{кв} &= \frac{(\alpha_{пл}(t_{кв}) - \alpha_{пл}(t_{п} = 1300))}{\alpha_{пл}(t_{п} = 1300)} \cdot \exp \left\{ -c_2 \cdot \left(\frac{t_{кв} - t_{кпв}}{t_{кпв}} \right)^2 \right\} = \\ &= \left(\frac{\alpha_{пл}(t_{кв})}{\alpha_{пл}(t_{п} = 1300)} - 1 \right) \cdot \exp \left\{ -c_2 \cdot \left(\frac{t_{кв} - t_{кпв}}{t_{кпв}} \right)^2 \right\} \end{aligned} \quad (19)$$

Після підстановки та перетворення отримуємо:

$$\delta_{\text{KB}} = \left(\frac{1300 - t_{\text{B}}}{t_{\text{KB}} - t_{\text{B}}} - 1 \right) \cdot \exp \left\{ -c_2 \cdot \left(\frac{t_{\text{KB}} - t_{\text{КПВ}}}{t_{\text{КПВ}}} \right)^2 \right\} \quad (20)$$

Очевидна залежність похибки як від поточної температури води, температур початку її бульбашкового та плівкового кипіння, так і від вибору коефіцієнта c_2 апроксимуючої залежності (15). Проведені розрахунки показали, що найбільша похибка має місце при надмірному нульовому тиску води і збільшується зі зростанням температури води. Беручи за максимально допустиму похибку 10 %, при розрахунку режимів з переходом від конвекційного теплообміну до бульбашкового кипіння при температурі води, що охолоджує, до 45 °C достатньо прийняти $c_2=10$, а при температурі до 70 °C – $c_2=15$, до 80 °C – $c_2=20$, до 90 °C – $c_2=30$.

На рис.1 наведені результати моделювання коефіцієнта тепловіддачі на границі прокат-вода круглого профілю діаметром 25 мм, що рухається коаксіально зі швидкістю 13 м/с в прямоточній циліндричній камері охолодження з внутрішнім діаметром 70 мм, і омивається потоком води, що рухається через камеру зі швидкістю 20 м/с при нульовому надлишковому тиску.

Отримані результати добре узгоджуються з довідковими даними. Так запит на сайті ChatGPT видає наступні порядки значень для круглого прокату, що рухається коаксіально в трубі: при конвекційному теплообміні $\alpha \sim 1 \cdot 10^3 - 2 \cdot 10^4$ Вт/(м²·K), при бульбашковому (ядерному) кипінні на поверхні прокату коефіцієнт тепловіддачі має порядок $\alpha \sim 1 \cdot 10^4 - 1 \cdot 10^5$ Вт/(м²·K), а при розвиненому плівковому кипінні знову зменшується до $\alpha \sim 2 \cdot 10^3 - 2 \cdot 10^4$ Вт/(м²·K).

Як видно з даних рис. 1 спостерігається зростання коефіцієнта тепловіддачі зі збільшенням температури охолоджувальної води та зміщення температури прокату, при якій спостерігається максимум значень коефіцієнта тепловіддачі – перехід від бульбашкового до плівкового кипіння, область нижчих температур прокату. З цього можна зробити висновок, що температура охолоджуючої води на вході та виході камери охолодження можна використовувати для налаштування та контролю режиму охолодження як індикативний параметр.

Іншим контрольованим параметром під час налаштування режиму охолодження є тиск води на вході в камеру охолодження. На рис.2 наведені результати моделювання залежності коефіцієнта тепловіддачі від тиску води та температури поверхні прокату у

перетині прокату, що моделюється, при тих же вихідних даних, наведених вище, і температурі води, що охолоджує 70°C.

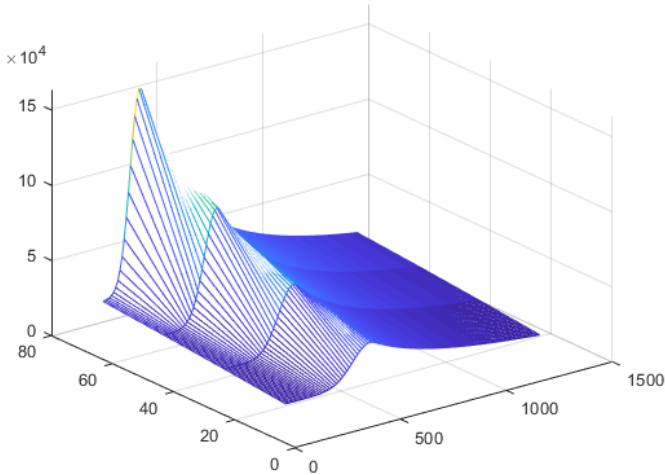


Рисунок 1 – Залежність коефіцієнту тепловіддачі прокат-вода (Вт/м²·К) від температури поверхні прокату (°C) і температури води (°C).

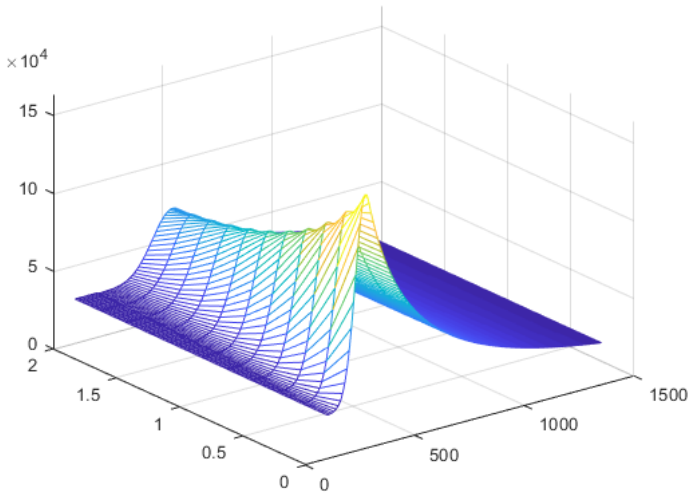


Рисунок 2 – Залежність коефіцієнту тепловіддачі прокат-вода (Вт/м²·К) від температури поверхні прокату (°C) і тиску води (МПа).

У цілому можна відмітити, що при підвищенні величини тиску води спостерігається тенденція зменшення, приблизно в півтора рази, максимального значення коефіцієнта тепловіддачі у точці екстремуму – у точці переходу від бульбашкового режиму кипіння до плівкового, та її зміщення у бік вищих температур поверхні прокату. Однак можна констатувати, що це усунення не компенсує падіння величини коефіцієнта тепловіддачі через підвищення значення тиску води. Очевидною є актуальність завдання оптимізації гідравлічного режиму примусового охолодження сортового прокату в потоці води, зокрема, ефективності перетворення статичного напору на вході в камеру охолодження на швидкісний напір потоку води безпосередньо в камері.

Висновки

1. Визначено, що розрахунок температури прокату при використанні примусового охолодження проточною водою є складним завданням через нерівномірність температури як перерізу прокату, так і між перерізами по його довжині. Змінюється також температура і тиск охолоджувача – води, по довжині камер для примусового охолодження.

2. Перевірка коректності розрахунку коефіцієнта тепловіддачі, яка відбувалась через співставлення отриманих значень з діапазоном їх характерних значень, наданих ChatGPT для умов за якими здійснювалося моделювання процесу примусового охолодження сортового прокату, і показала їх добру узгодженість.

3. За допомогою запропонованої методики уточнення розрахунку коефіцієнта тепловіддачі при моделюванні процесу примусового охолодження сортового прокату встановлено зростання значень коефіцієнта тепловіддачі зі збільшенням величини температури охолоджувальної води та зміщення значень температури прокату, при якій спостерігається максимум коефіцієнта тепловіддачі – перехід від бульбашкового до плівкового кипіння, в область нижчих значень температур прокату.

4. Запропоновано в якості індикативного параметру використовувати температуру охолоджуючої води на вході та виході камери охолодження з метою налаштування та контролю режиму охолодження готового сортового прокату.

5. Розрахунками показана тенденція зменшення, приблизно у півтора рази, максимального значення коефіцієнта тепловіддачі у точці екстремуму – у точці переходу від бульбашкового режиму кипіння до плівкового, та її зміщення у бік вищих величин температур поверхні прокату при підвищенні величини тиску води. Встановлено,

що це усунення не компенсує падіння значень коефіцієнта тепловіддачі через підвищення величини тиску води.

Перелік посилань

1. *Термическое упрочнение проката* / Стародубов К. Ф., Узлов И. Г., Савенков В. Я. и др. М.: Металлургия, 1970. 146 с.
2. *Высокопрочная арматурная сталь* / Кугушин А. А., Узлов И. Г., Калмыков В. В. и др. М.: Металлургия, 1986. 272 с.
3. *Управляемое термическое упрочнение проката* / Узлов И. Г., Парусов В. В., Гвоздев Р. В., Филонов О. В. К.: Техніка, 1989. 118 с.
4. *Металловедение и термическая обработка стали*. Справочник в 3-х т. Под ред. М. Л. Бернштейна. М.: Металлургия, 1983.
5. *Теплофизические свойства металлов при высоких температурах*. Справ. изд. Под ред. В. Е. Зинovieва. М.: Металлургия, 1989. 384 с.
6. *Уменьшение окиснообразования при производстве проката* / Губинский В. И., Минаев А. Н., Гончаров Ю. В. К.: Техніка, 1981. 135 с.
7. Рыбалов А. А., Губинский В. И. К расчету коэффициента теплоотдачи в процессе ускоренного охлаждения арматурного проката. *Металлургическая теплотехника*. 2002. С.178-183.
8. Кутателадзе С. С., Боришанский В. М. Справочник по теплопередаче. Л.М.: Госэнергоиздат, 1955. 414 с.
9. Кабузенко С. Н., Трухина Н. В. Математическая модель ускоренного охлаждения на мелкосортном стане. *Современные способы получения проката с покрытиями*. 1989. №2. С.45-54.
10. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1977. 344с.

References

1. Starodubov, K. F., Uzlov, I. G., Savenkov, V. Ya et al. (1970). *Termicheskoye uprochneniye prokata*. Metallurgiya
2. Kugushin, A. A., Uzlov, I. G., Kalmykov, V. V. et al. (1986). *Vysokoprochnaya armaturnaya stal'*. Metallurgiya
3. Uzlov, I. G., Parusov, V. V., Gvozdev, R. V., & Filonov, O. V. (1989). *Upravlyayemoye termicheskoye uprochneniye prokata*. Tekhnika
4. Bernshteyn, M. L. (1983). *Metallovedeniye i termicheskaya obrabotka stali*. Metallurgiya
5. Zinov'yev, V. Ye. (1989). *Teplofizicheskiye svoystva metallov pri vysokikh temperaturakh*. Metallurgiya
6. Gubinskiy, V. I., Minaev, A. N., & Goncharov, Yu. V. (1981). *Umen'sheniye okalinoobrazovaniya pri proizvodstve prokata*. Tekhnika
7. Rybalov, A. A., Gubinskiy, V. I. (2002). К расчету коэффициента теплоотдачи в процессе ускоренного охлаждения арматурного проката. *Металлургическая теплотехника*, 178-183
8. Kutateladze, S. S., & Borishansky, V. M. (1955). *Spravochnik po teplotperedache*. Gosenergoizdat

9. Kabuzenko, S. N., Trukhina, N. V. (1989). Matematicheskaya model' uskorenogo okhlazhdeniya na melkosortnom stane. *Sovremennyye sposoby polucheniya prokata s pokrytiyami*, (2), 45-54

10. Mikheyev, M. A., & Mikheyeva, I. M. (1977). *Osnovy teploperedachi. Energiya*

V. H. Razdobrieiev¹, Ph. D. (Tech.), Senior Researcher, ORCID 0000-0001-7402-7992

M. V. Kuvaiev², Ph. D. (Tech.), Researcher, ORCID 0000-0002-8560-5433

¹ *Iron and Steel Institute of Z. I. Nekrasov National Academy of Sciences of Ukraine*

² *Institute of Transport Systems and Technologies National Academy of Sciences of Ukraine*

* Corresponding author: v_razdobreev@ukr.net

CALCULATION OF THE HEAT TRANSFER COEFFICIENT WHEN SIMULATING THE PROCESS OF FORCED COOLING OF ROLLED ROLLS IN A WATER FLOW

Abstract. In today's world of fierce competition between manufacturers of finished rolled metal, more and more attention is paid to saving energy and materials for its production, and improving the quality of the final product. One of the most effective ways to improve the quality of mass-produced rolled products made of carbon and low-alloy steels, which significantly increases the mechanical properties and performance characteristics of products made from it and provides significant metal savings in various industries, is heat treatment and its varieties, for example, thermomechanical treatment. Due to the high technical and economic efficiency of using thermomechanical strengthening of rolled steel using the heat of rolling heating and the resulting significant savings in energy resources along with an increase in the complex of service properties of steel compared to classical heat treatment with separate heating. Therefore, modern new and reconstructed rolling mills are equipped with cooling devices for thermomechanical processing of rolled products in the rolling mill stream. The cooling medium is process water. The most economical and sufficiently effective means of studying the process of forced cooling of long-rolled products is mathematical modeling of such a process. At the same time, the mathematical description of the interaction between hot rolled steel, which has a temperature higher than +1000 °C, and water, which has a temperature not higher than +40 °C and is part of the mathematical model of the forced cooling process of long rolled steel, is complex. Heat exchange between hot rolled steel and coolant at the interface of these substances is physically characterized by the heat transfer coefficient α . The purpose of the research is to refine the calculation of the heat transfer coefficient in mathematical modeling of the process of forced cooling of rolled steel. It has been established that the increase in the heat transfer coefficient occurs with an increase in the temperature of the cooling water and a shift in the temperature of the rolled metal, at which the maximum of the heat transfer coefficient is observed - the transition from bubble to film boiling, to the

region of lower temperatures of the rolled metal surface. This, in turn, makes it possible to additionally use knowledge of the water temperature at the inlet and outlet of the cooling device to adjust and control the process of forced cooling of rolled metal in the long-rolling mill line.

Key words: heat transfer coefficient, forced cooling of long rolled steel, mathematical modeling, water boiling mode, film boiling, bubble boiling.

For citation: Razdobrieiev V. H., Kuvaiev M. V. Calculation of the heat transfer coefficient when simulating the process of forced cooling of rolled rolls in a water flow. *Fundamental and applied problems of ferrous metallurgy*, 39, 135-147. <https://doi.org/10.52150/2522-9117-2025-39-07>

Рукопис надійшов до редакції / Received 20.07.2025

Рекомендовано до друку / Accepted 21.10.2025