

УДК 628.16:621.981.3

# РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ТЕПЛООВОГО СТАНУ ВАЛКА ПРИ ГАРЯЧІЙ ПРОКАТЦІ ЛИСТА

**О.І. Тришевський**

Доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри  
Кафедра „Технологія конструкційних матеріалів”\*  
Контактний тел.: 7 16-41-53, 8-050-407-26-11

**М.В. Салтавець**

Аспірант\*  
Контактний тел. 7 16-41-53, 8-050-528-10-81  
\*Харківський національний технічний університет  
сільського господарства ім. П.Василенко  
вул. Артема, 44, м. Харків, Україна, 61002

**О.А. Юрченко**

Кандидат технічних наук, доцент, старший науковий  
співробітник  
Кафедра обробки металів тиском  
Національний технічний університет ”Харківський  
політехнічний інститут”  
вул. Фрунзе, 21, м. Харків, Україна, 61002  
Контактний тел.: 8 (057)707-60-40, 707-66-35  
E-mail: ayurch@kpi.kharkov.ua

*Викладені результати теоретичних досліджень теплового стану сучасного двохшарового валка при гарячій прокатці листа. Побудовано математичну модель теплового стану валка, яка дає можливість розробляти ефективні системи водяного охолодження валків*

*Изложены результаты теоретических исследований теплового состояния современного двухслойного валка при горячей прокатке листа. Построена математическая модель теплового состояния валка, которая дает возможность разрабатывать эффективные системы водного охлаждения валков*

*Theoretical research results of the up-to-date double-layer roll thermal state by hot sheet rolling presented in this article. Mathematical model of roll thermal state is proposed. This allow to design effective water-cooling systems of rolls*

## Постановка проблеми

В сучасних ринкових економічних умовах, а тим більше – в умовах економічної кризи, металургійні підприємства вимушені швидко змінювати сортамент продукції, що випускається, і, відповідно, розробляти технології її виготовлення.

Внаслідок браку часу і коштів для проведення експериментальних досліджень теплового стану матеріалу заготовки та інструменту при гарячій прокатці, з одного боку, та науково-обґрунтованих достовірних методів розрахунку цих параметрів, з другого боку, погіршились умови експлуатації обладнання та збільшилось число аварій.

Аналіз технічної літератури [1 - 4] показав, що при розробці нових технологічних процесів і реконструкції існуючого обладнання для реалізації на ньому нових технологій виникає необхідність створення математичних моделей елементів технологічного процесу. Подібна технологія розробки нової техніки і нових технологій дозволяє уникнути розширених і трудомістких досліджень процесу прокатки на ранніх стадіях планування роботи, значно зменшити тривалість таких досліджень.

Крім того, з'являється можливість проводити дослідження будь-яких режимів роботи технологічного обладнання, включаючи аварійні, без ризику його поломки і зупинок виробництва. Особливо це стосується

систем водяного охолодження валків, без ефективного функціонування яких неможлива робота станів гарячої прокатки листа.

У попередній роботі [5] автори розглядали полосу, як напівобмежене тіло. Це не вносило ніяких погрешностей у визначення теплового стану поверхневих шарів валка.

Внаслідок малого часу контакту елемента його поверхні з металом в зоні деформації глибина проникнення теплової хвилі у середину валка незначна. Однак для проектування систем охолодження валків необхідно перейти до іншої форми запису основних рівнянь так, щоб була врахована циліндрична форма валка.

Приймаючи до уваги різноманітність типів прокатних станів, розташування валків у клітках (горизонтальне або вертикальне), необхідність кантувань, тобто поворотів полоси у процесі прокатки, практично неможливо ув'язати вісі координат полоси і валка. Тому при проектуванні конкретних систем на ці особливості необхідно звертати особливу увагу. У цих дослідженнях прийнято поєднувати вісь валка і вісь у (горизонтальний валок).

Відомо [6], що стійкість валка значною мірою залежить від твердості його поверхні. Чим вища твердість поверхні валка, тим вища його стійкість. Твердість може бути забезпечена використанням заевтектоїдної сталі з вмістом вуглецю 1,6 - 1,8 %. При навантаженнях, які мають місце на листових станах, використання суцільного валка з заевтектоїдної сталі проблематичне, бо є ризик його поломки. Розгляд двошарового валка зв'язаний з необхідністю описання теплового стану сучасного інструменту. Тому при теоретичних дослідженнях розглядається схема сучасного двошарового валка (рис. 1).

### Постановка задач

Дано двошаровий циліндр кінцевих розмірів з радіусом першого шару  $r_1$ , внутрішнім радіусом другого шару  $r_2$  та зовнішнім радіусом  $R$ .

Матеріали шарів циліндру різні і мають такі теплофізичні характеристики: перший шар –  $\lambda_1, c_1, \rho_1, a_1$ , другий шар –  $\lambda_2, c_2, \rho_2, a_2$ .

У разі суцільного валка маємо  $\lambda_1 = \lambda_2, c_1 = c_2, \rho_1 = \rho_2$ .

Коефіцієнти теплопровідності і теплоємності матеріалів шарів змінюються з температурою за лінійним законом, а питома вага при нагріванні залишається незмінною.

Початкова температура обох шарів однакова і дорівнює  $T_n$ .

Між шарами циліндру є надійний тепловий контакт, який не змінюється у процесі теплопередачі. Довжина першого циліндру дорівнює  $L$ , а довжина бандажа дорівнює  $L_2 + L_3 + L_4$ , де  $L_3$  - довжина зони контакту валка з металом.

У початковий момент часу зовнішня поверхня циліндру  $r_1$  починає контактувати з охолоджуючою середою у підшипнику, яка має температуру  $T_{w2}$ . Передача тепла від середи до поверхні визначається коефіцієнтом тепловіддачі  $\alpha$ . Бічні поверхні циліндру та його зовнішня поверхня контактують із середою з температурою  $T_a$ .

Передача тепла на цих поверхнях циліндру визначається коефіцієнтом тепловіддачі  $\alpha_a$ . Коефіцієнти тепловіддачі  $\alpha_a$  та  $\alpha_{w2}$  і температури  $T_a$  та  $T_{w2}$  залишаються постійними у процесі теплообміну і дорівнюють середнім значенням для усього процесу теплообміну.

В початковий момент часу прокатки на зовнішній поверхні циліндру радіусом  $R$  з'являються рухоме джерело тепла і стік тепла, що слідує за ним (рис. 2).

Зона теплового впливу (кути  $\gamma$  і  $\beta$ ) обертаються відносно циліндру з кутовою швидкістю  $\phi$ . Зовнішня поверхня циліндру довжиною  $L_3$  (рис. 1) нагрівається середовищем з постійною температурою  $T_m$ . Інтенсивність теплообміну при цьому визначається значенням коефіцієнту теплопередачі  $\alpha_y$  (кут  $\gamma$ ). У зоні, де має місце стік тепла (кут  $\beta$ ), поверхня циліндра охолоджується середовищем з температурою  $T_w$ . Інтенсивність теплообміну визначається значенням коефіцієнту тепловіддачі  $\alpha_{w3}$ . Коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha_{w3}$  змінний. Довжина зони теплового впливу для кутів  $\gamma$  і  $\beta$  дорівнює  $L_3$ .

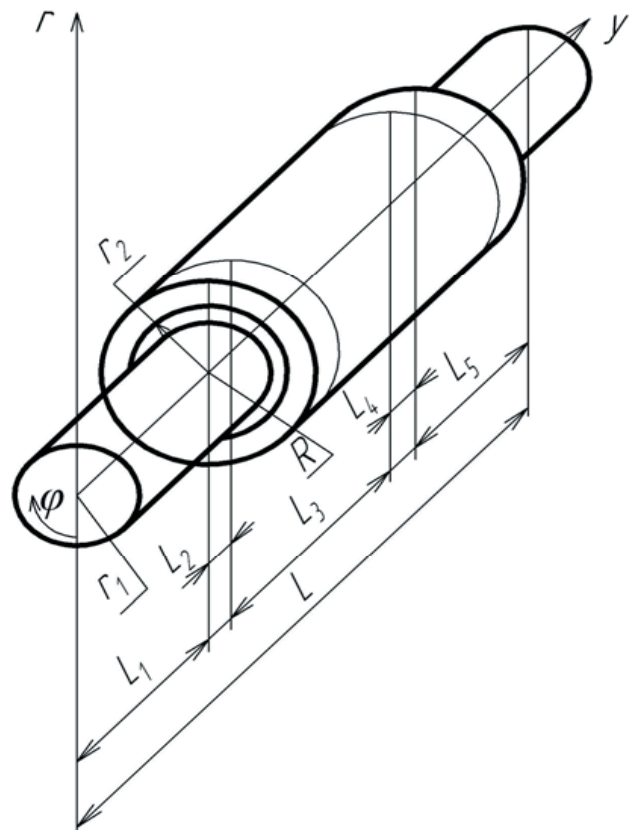


Рис. 1. Листопрокатний валок:  
 $r, u$  – вісі координат;  $r_1$  – радіус опорних шийок;  
 $r_2$  – внутрішній радіус бандажа;  
 $R$  – зовнішній радіус валка;  $L$  – довжина валка;  
 $L_1$  – довжина лівої шийки валка;  
 $L_2 + L_3 + L_4$  – довжина робочої частини валка;  
 $L_2, L_4$  – довжина частин бочки валка, що не контактують з металом;  $L_3$  – ширина полоси, що прокатується;  
 $L_5$  – довжина правої шийки валка

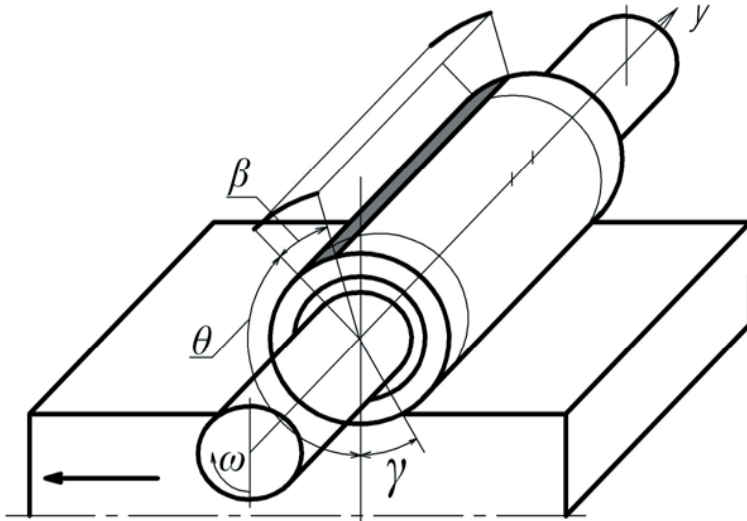


Рис. 2. Розрахункова схема робочого валка:  $\gamma$  - кут захвату;  $\theta$  - кут від виходу полоси із зони деформації до зони примусового охолодження;  $\beta$  - кут зони примусового охолодження;  $\leftarrow$  - напрямок прокатки

Процес теплопередачі у циліндрі описується системою рівнянь. Диференціальні рівняння з відповідними початковими та граничними умовами для шарів валка:

- внутрішній шар  
при  $0 < r < r_2$ ;  $0 < \varphi < 2\pi$ ;  $0 < y < L$  та  $\tau > 0$

$$c_1 \rho_1 \frac{\partial T_1}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial r} \left( \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left( \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial y} \right), (1)$$

- бандаж

при  $r_2 < r < R$ ;  $0 < \varphi < 2\pi$ ;  $L_1 < y < L - L_5$  та  $\tau > 0$

$$c_2 \rho_2 \frac{\partial T_2}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial r} \left( \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left( \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial y} \right), (2)$$

з початковими умовами

$$\text{при } \tau = 0 \quad T_1 = T_2 = T_n = \text{const}; (3)$$

та граничними умовами

$$\text{при } y = 0 \quad \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial y} - \alpha_{w2} (T_{w2} - T_1) = 0; (4)$$

$$\text{при } r = r_1 \quad \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial r} - \alpha_{w2} (T_{w2} - T_1) = 0; (5)$$

$$\text{при } y = L_1; r_1 < r < r_2 \quad \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial y} - \alpha_{w2} (T_{w2} - T_1) = 0; (6)$$

$$\text{при } r = r_2 \quad \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial r} = \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial r}; T_1(\tau) = T_2(\tau); (7)$$

$$\text{при } y = L_1; r_2 < r < R \quad \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial y} - \alpha_a (T_a - T_2) = 0; (8)$$

$$\text{при } L_1 < y < L_1 + L_2; r = R \quad \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial r} - \alpha_a (T_a - T_2) = 0; (9)$$

при  $L_1 + L_2 + L_3 < y < L - L_5$ ;

$$r = R \quad \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial r} - \alpha_a (T_a - T_2) = 0 (10)$$

При  $y = L - L_5; r_2 < r < R$

$$\lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial y} - \alpha_a (T_a - T_2) = 0 (11)$$

При  $y = L - L_5; r_1 < r < r_2$

$$\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial y} - \alpha_a (T_a - T_1) = 0 (12)$$

$$\text{При } y = L \quad \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial y} - \alpha_{w2} (T_{w2} - T_1) = 0 (13)$$

При

$L_1 + L_2 < y < L_1 + L_2 + L_3; r = R$

$$\lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial r} = A(\varphi), (14)$$

де функція

$$A(\varphi) = A(\varphi) - a_y (T_m - T_1) \quad \text{при } 0 \leq \varphi \leq \gamma;$$

$$A(\varphi) = 0 \quad \text{при } \gamma \leq \varphi \leq (\gamma + \theta);$$

$$A(\varphi) = A(\varphi) - a_{w3} (T_1 - T_w) \quad \text{при } (\gamma + \theta) \leq \varphi \leq (\gamma + \theta + \beta);$$

$$A(\varphi) = 0 \quad \text{при } (\gamma + \theta + \beta) \leq \varphi \leq 2\pi;$$

де у рівняннях (1 - 14)

$T_1, T_2$  - температура внутрішнього і зовнішнього шарів валка, відповідно;

$T_{w2}$  - температура охолоджуючого середовища у підшипнику;

$T_m$  - температура полоси;

$T_w, T_a$  - температура води і навколишнього середовища, відповідно.

$\alpha_{w2}$  - коефіцієнт тепловіддачі у підшипнику;

$\alpha_{w3}$  - коефіцієнт тепловіддачі на ділянці примусового охолодження;

$$\alpha_a = \alpha_{conv} + \alpha_{air}$$

$\alpha_{conv}$  - коефіцієнт тепловіддачі конвекцією;

$\alpha_{air}$  - коефіцієнт тепловіддачі до навколишнього середовища;

$\alpha_y$  - коефіцієнт теплопередачі від полоси до валка.

Теплообміном з навколишнім середовищем поверхонь, які не контактують з металом, що прокатується, і охолоджувачем, нехтуємо.

Аналізуючи наведені рівняння (1 - 4), необхідно відзначити, що вони можуть бути використані для розрахунків охолодження валків листопрокатного стану, який має різні теплофізичні характеристики основної маси валка і бандажу. У разі, якщо теплофізичні характеристики шарів валка однакові, задача спрощується. У цьому випадку рівняння енергії мають вигляд:

при  $0 < r < R$ ;  $0 < \varphi < 2\pi$ ;  $0 < y < L$  та  $\tau > 0$

$$c_1 \rho_1 \frac{\partial T_1}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial r} \left( \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left( \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial y} \right), \quad (15)$$

Початкові умови

$$\text{при } \tau = 0 \quad T_1 = T_- = \text{const}. \quad (16)$$

Граничні умови

$$\text{при } y = 0 \quad \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial y} - \alpha_{w2} (T_{w2} - T_1) = 0; \quad (17)$$

$$\text{при } r = r_1 \quad \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial r} - \alpha_{w2} (T_{w2} - T_1) = 0; \quad (18)$$

$$\text{при } y = L \quad \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial y} - \alpha_{w2} (T_{w2} - T_1) = 0; \quad (19)$$

$$\text{при } y = L_1; r_1 < r < R \quad \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial y} - \alpha_a (T_a - T_1) = 0; \quad (20)$$

$$\text{при } y = L - L_5; r_1 < r < R \quad \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial y} - \alpha_a (T_a - T_1) = 0; \quad (21)$$

$$\text{при } L_1 < y < L_1 + L_2; r = R \quad \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial r} - \alpha_a (T_a - T_1) = 0; \quad (22)$$

$$\text{при } L_1 + L_2 + L_3 < y < L - L_5; r = R \quad \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial r} - \alpha_a (T_a - T_1) = 0; \quad (23)$$

$$\text{при } L_1 + L_2 < y < L_1 + L_2 + L_3; r = R \quad \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial r} = A(\varphi), \quad (24)$$

де функція

$$A(\varphi) = A(\varphi) - a_y (T_m - T_1) \quad \text{при } 0 \leq \varphi \leq \gamma;$$

$$A(\varphi) = 0 \quad \text{при } \gamma \leq \varphi \leq (\gamma + \theta);$$

$$A(\varphi) = A(\varphi) - a_{w3} (T_1 - T_w) \quad \text{при } (\gamma + \theta) \leq \varphi \leq (\gamma + \theta + \beta);$$

$$A(\varphi) = 0 \quad \text{при } (\gamma + \theta + \beta) \leq \varphi \leq 2\pi.$$

Теплообміном з опорним валком навмисно нехтуємо, враховуючи наступні міркування. При нормально працюючій системі охолодження температура елемента поверхні робочого валка у зоні його контакту з опорним валком повинна знизитися до температури 60 – 80 °С. Час контакту (теплообміну) елементів поверхні робочого і опірного валків незначний. Тепловідлення від тертя, а точніше, зрізу мікронерівностей, яке має місце при ковзанні опірного валка по поверхні

робочого у момент захвату полоси і реверсу, має більший вплив на фізичне зношення валків, аніж на їх тепловий стан. Хоч температура при цьому і може перевищувати температуру плавлення на поверхні мікронерівностей валків, нехтування цими процесами не дає суттєвої похибки при визначенні теплового стану валків і розрахунку систем охолодження.

---

### Висновок

---

Таким чином, розроблено математичну модель, яка описує тепловий стан валка під час гарячої прокатки та включає усі можливі варіанти, які мають місце під час гарячої прокатки. Враховано теплообмін валка з гарячою половою, а також з водою, що використовується для охолодження валка, геометричні розміри зон деформації і примусового охолодження, а також їх взаємне розташування.

---

### Література

1. Shigeki Y. Application of autonomous decentralized process computer system [Text] / Y. Shigeki, Y. Hiroyuki, J. Mori // Iron and Steel Eng./ – 1993. – 70, №6. – P.25-31.
2. Brune E. Computer simulation in a bar and wire rod mill [Text] / E. Brune, F. Koller, M. Kruse, P. Mauk, U. Plociennik // Stahl und Eisen./ – 1994. – 114, №11. – P.5-9.
3. Чернов П.П. Повышение эффективности листопрокатного производства при ускоренном охлаждении горячекатаных рулонов [Текст] / П.П.Чернов, Ю.И.Ларин, В.В.Чащин, В.П. Сосулин // Производство проката. – 2001. – №5. – С.3-4.
4. Saltavets W. Increase in Hot Mill Roll Life [Text] / W. Saltavets, N. Kirjukhin, W. Luke, W. Lidder // 43 Mechanical Working and Steel Processing Conf., Charlotte, North Carolina, USA / – 28-31 Oct., 2001. – P.437-449.
5. Тришевский О. И., Салтавец Н. В. Разработка математической модели теплового состояния полосы при прокатке // Сталь. - 2009, № 2. - с. 42 - 44.
6. Трейгер Е.И., Приходько В.П. Повышение качества и эксплуатационной стойкости валков листовых станов. - М.: Металлургия, 1988. - 192 с.