

РОЗДІЛ «ПРОКАТНЕ ВИРОБНИЦТВО»

УДК 621.771.01

МАКСИМЕНКО О.П., д. т. н., професор
ЛОБОЙКО Д.И., аспірантка

Днепродзержинский государственный технический университет

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ
ОСТАТОЧНОГО ОБЪЕМА МЕТАЛЛА

Введение. До последнего времени существовало устойчивое мнение о том, что объем металла, который находится в очаге деформации при установившемся процессе за время смыкания линии АО (рис.1) угла захвата α с линией ОБ, полностью выходит из очага деформации, т.е. за время t смыкания угла захвата весь объем металла V_e из очага деформации успевает выйти. Однако, как показывают экспериментальные исследования [1], это утверждение не всегда выполняется. Результаты опытов, приведенных в этой работе, показали, что часть металла спустя время t остается в межвалковом пространстве, этот объем металла авторы [1] назвали остаточным.

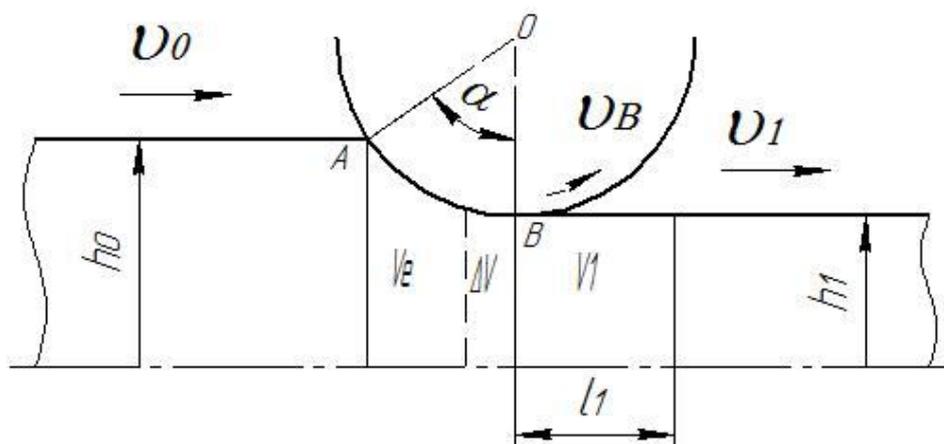
Постановка задачи. Исследования преследовали цель теоретическим путём проанализировать возможность появления остаточного объема металла в очаге деформации, оценки его величины, а также изучить, какие факторы и как влияют на величину этого объема металла.

Результаты работы. Рассмотрим схему очага деформации (рис.1) и определим время, за которое валок проходит путь, равный длине контактной зоны АВ. Оно равно:

$$R\alpha = \mathcal{G}_e \cdot t, \quad (1)$$

где t – время смыкания угла α , т.е. совмещения стороны АО со стороной ОБ;

\mathcal{G}_e – линейная скорость вращения валков.



V_e – объем металла в очаге деформации;

V_1 – объем металла, вышедший из очага деформации за время t ;

ΔV – объем металла, который остается в очаге деформации

Рисунок 1 – К определению остаточного объема в очаге деформации

Из (1) находим время смыкания угла α :

$$t = \frac{R\alpha}{\mathcal{G}_e}. \quad (2)$$

Определим длину раската (рис.1), который успевает выйти из очага деформации за время t :

$$l_1 = \mathcal{G}_1 \cdot t, \quad (3)$$

где \mathcal{G}_1 – скорость полосы при её выходе из очага деформации.

С учетом (2) выражение (3) примет вид:

$$l_1 = \mathcal{G}_1 \frac{R\alpha}{\mathcal{G}_e}. \quad (4)$$

Для определения факторов, влияющих на величину остаточного объема в очаге деформации, на основе выше приведенных формул приведем неравенство, в котором правая часть соответствует объему металла в очаге деформации, а левая – объему металла, вышедшему из контактной зоны за время t :

$$R\alpha \cdot \frac{h_0 + h_1}{2} b_{cp} > l_1 b_1 h_1,$$

где $R\alpha$ – длина очага деформации;

h_0 – начальная высота, прокатываемой заготовки;

h_1 – конечная высота, прокатываемой заготовки;

b_{cp} – средняя ширина раската;

b_1 – конечная ширина прокатанной полосы.

Подставив значение (4) в вышеприведенное неравенство, получим:

$$R\alpha \cdot \frac{h_0 + h_1}{2} b_{cp} > \mathcal{G}_1 \frac{R\alpha}{\mathcal{G}_e} b_1 h_1,$$

или

$$\frac{h_0 + h_1}{2h_1} \cdot \frac{b_{cp}}{b_1} > \frac{\mathcal{G}_1}{\mathcal{G}_e}.$$

Учитывая, что $\frac{\mathcal{G}_1}{\mathcal{G}_e} = 1 + S$ (S – опережение полосы), окончательно имеет:

$$A = \left(\frac{h_0 + h_1}{2h_1} \cdot \frac{b_{cp}}{b_1} - 1 - S \right) > 0, \quad (5)$$

Таким образом, при выполнении неравенства (5) в очаге деформации должен возникать остаточный объем металла ΔV .

Анализируя неравенство (5), можно утверждать, что остаточный объем металла в очаге деформации зависит от уширения и опережения полосы, обжатия её и начальной толщины. Кроме этого, через опережение на этот объем металла могут влиять зона опережения, коэффициент трения и диаметр валков. На графиках рис.2 показано, при каких параметрах процесса прокатки возникает остаточный объем металла ΔV в очаге деформации. Как видно, область, где критерий A является положительным, соответ-

вует случаям, когда в зоне контакта полосы с валками возникает остаточный объем металла. При отрицательных значениях этого критерия за время t весь объем металла успевает выйти из очага деформации, и остаточный объем в нём не возникает. Следует заметить, что графики, приведенные на рис.2, соответствуют случаям прокатки широких полос, когда $\frac{b_1}{b_0} = 1$. С увеличением обжатия, толщины полосы, уширения металла и уменьшением коэффициента трения, радиуса валков, опережения, угла нейтрального сечения остаточный объем металла ΔV возрастает.

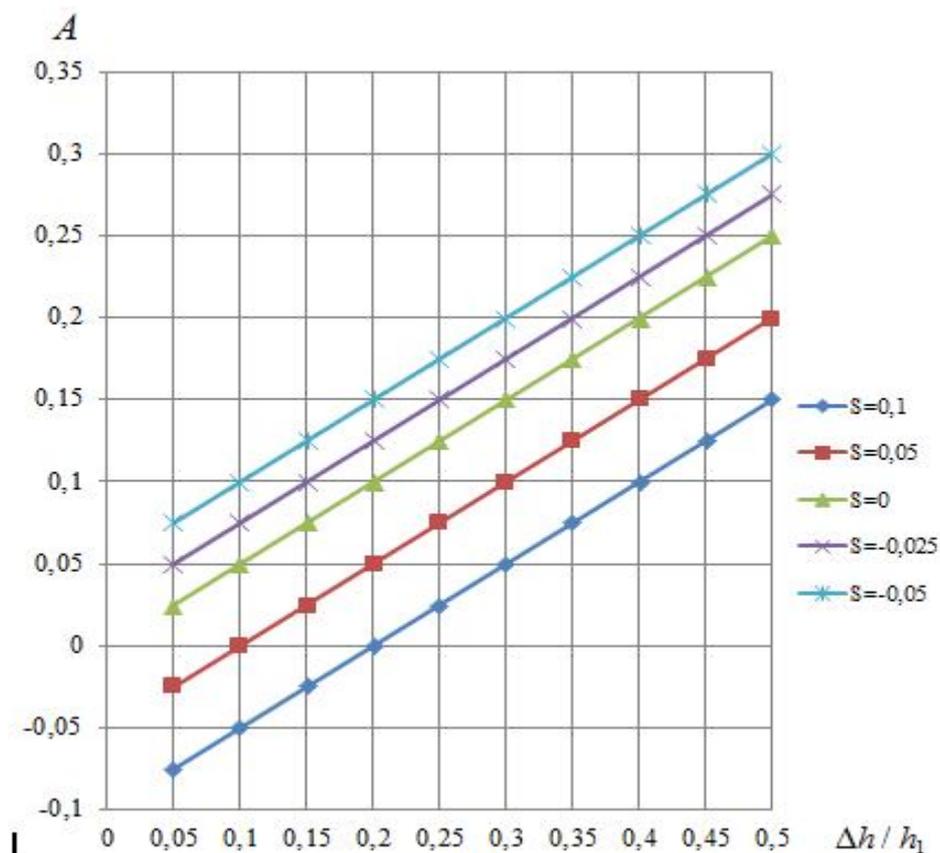


Рисунок 2 – Графики зависимости A от $\Delta h/h_1$ и опережения при $b_1/b_0 = 1$

Количественные соотношения между остаточным объемом металла и параметрами прокатки можно получить, анализируя следующее выражение:

$$\frac{\Delta V}{V_e} = 1 - \frac{V_1}{V_e}. \quad (6)$$

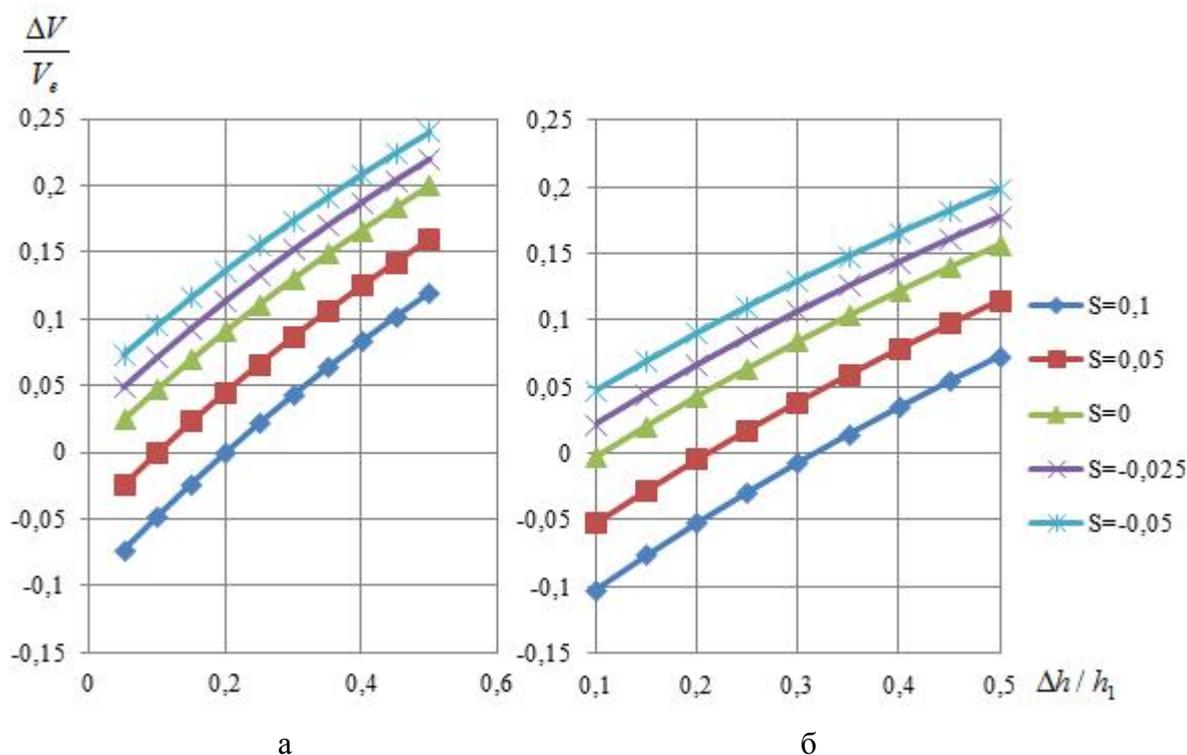
С учетом выше приведенных зависимостей можно записать:

$$\frac{\Delta V}{V_e} = 1 - (S+1) \frac{b_1 h_1}{b_{cp} h_{cp}}$$

или

$$\frac{\Delta V}{V_e} = 1 - (S+1) \frac{4}{\left(2 + \frac{\Delta h}{h_1}\right) \left(\frac{b_0}{b_1} + 1\right)}. \quad (7)$$

Выражение (7) позволяет определить относительный остаточный объем металла в очаге деформации. На графиках рис.3 показано изменение этого объема в зависимости от параметра $\frac{\Delta h}{h_1}$ при различных значениях опережения и коэффициента поперечной деформации $\frac{b_1}{b_0}$. Как видно, относительный остаточный объем металла в очаге деформации при определенных параметрах может достигать более двадцати процентов.



$$a - b_1 / b_0 = 1; b - b_1 / b_0 = 1,1$$

Рисунок 3 – Графики зависимости остаточного объема в очаге деформации от относительного обжатия

Выводы. Проведенный теоретический анализ показывает, что при смыкании сторон угла захвата в очаге деформации может находиться значительный остаточный объем металла. Этот объем металла зависит от геометрических, кинематических условий, а также от режима трения в очаге деформации.

ЛИТЕРАТУРА

1. Процессы деформации металла на основе многовалковых калибров: монография / И.К.Огинский, В.Н.Данченко, А.А.Самсоненко, В.В.Бояркин. – Днепропетровск: Пороги, 2011. – 355с.

Поступила в редколлегию 19.12.2012.

Дніпродзержинський державний технічний університет

МОДЕЛЮВАННЯ РОЗПОДІЛУ КОНТАКТНИХ НАПРУЖЕНЬ ПРИ ТОНКОЛИСТОВІЙ ПРОКАТЦІ

Вступ. При теоретичному прогнозуванні контактних напружень p_x та t_x в процесі прокатки використовується диференційне рівняння рівноваги Т.Кармана [1,2]. Для його розв'язання необхідно мати залежність між нормальними контактними напруженнями та напруженнями тертя.

З цією метою в [1, 2] наведено кулонівську та зібелівську моделі тертя, а також формули, за якими можна побудувати розподіл контактних напружень по довжині зони контакту, використовуючи ці залежності.

Однак, як показують різні дослідження, зокрема, наведені в [3], отримані епюри кількісно не відповідають експериментальним, а є завищеними. Це пояснюється утворенням піку на графіку p_x , оскільки напруження t_x різко змінюють знак в нейтральному перетині осередку деформації γ (рис.1).

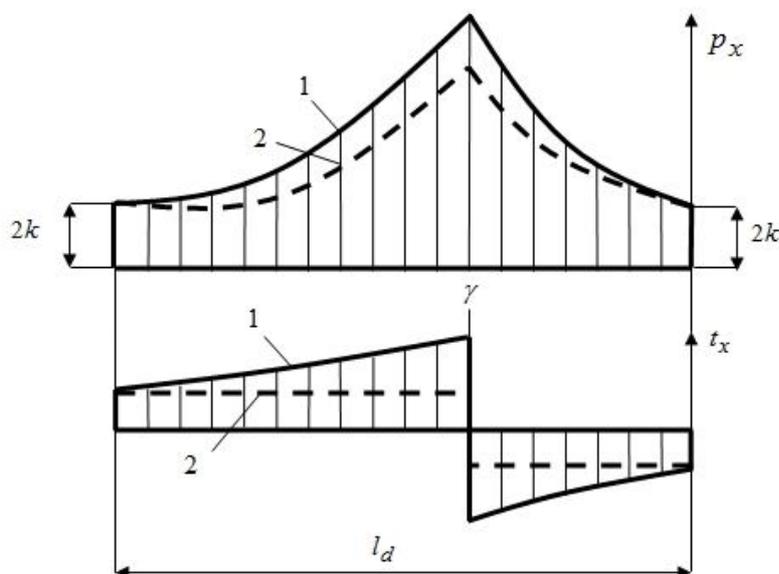


Рисунок 1 – Епюри розподілу контактних напружень при моделях тертя Кулона (1) та Зібеля (2)

В роботах [3, 4] пропонується уточнена модель тертя, яка по суті є законом Ньютона, що в свою чергу застосовується при холодній тонколистовій прокатці зі змащенням.

В дослідженнях [5, 6] розроблено залежність між контактними напруженнями, що може використовуватися у всіх випадках тонколистової прокатки, коли справедливе рівняння Т.Кармана. Вона є складовою частиною нової методики оцінки поздовжньої сталості процесу прокатки.

Постановка задачі. Метою роботи є моделювання епюр розподілу контактних напружень, використовуючи модель тертя, що розроблена в роботах [5, 6], та обґрунтування її використання для прогнозування розподілу напружень p_x та t_x при тонколистовій прокатці.

Результати роботи. Вищезгадана залежність включає 3 ділянки (рис.2): на двох з них виконується кулонівська закономірність між p_x та t_x , а третя ділянка описується наступною лінійною функцією:

$$\frac{t_x}{2k} = f_y \frac{p_x}{2k} \frac{\varphi - \gamma}{\varphi^* - \gamma}, \quad (1)$$

де f_y – коефіцієнт тертя в зонах ковзання осередку деформації;

φ^* – кут, що відповідає перетину переходу від моделі $\frac{t_x}{2k} = f_y \frac{P_x}{2k}$, яка діє в зоні відставання, до кривої, яка описує зону прилипання (1);

$\frac{P_x^*}{2k}$ – безрозмірний тиск в перетині φ^* .

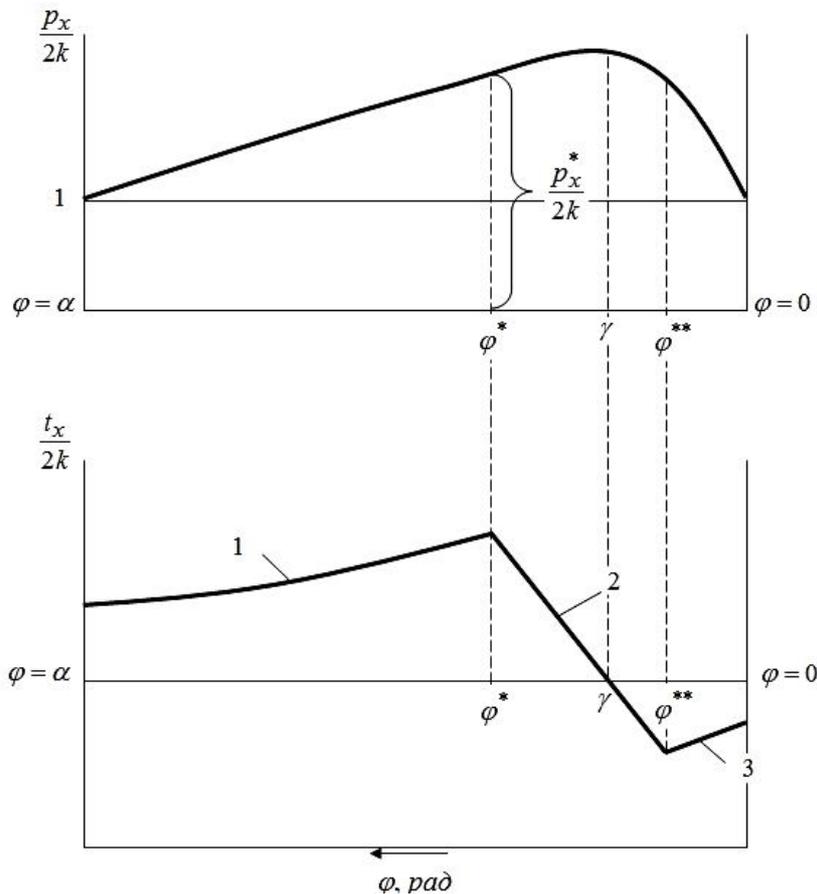


Рисунок 2 – Модель тертя з урахуванням плавного переходу від максимальних значень напружень тертя до мінімальних

Коефіцієнт тертя f_y попередньо приймається, а потім при ітерації його значення уточнюються.

В загальному випадку запропонована модель тертя має наступний вигляд:

$$\frac{t_x}{2k} = \begin{cases} f_y \frac{P_x}{2k}, & \text{при } \alpha_y > \varphi > \varphi^*; \\ f_y \frac{P_x^*}{2k} \frac{\varphi - \gamma}{\varphi^* - \gamma}, & \text{при } \varphi^* > \varphi > \varphi^{**}; \\ -f_y \frac{P_x}{2k}, & \text{при } \varphi^{**} > \varphi > 0, \end{cases} \quad (2)$$

де φ^{**} – кут, що відповідає перетину переходу від моделі $\frac{t_x}{2k} = f_y \frac{P_x}{2k}$, яка діє в зоні випередження, до кривої, яка описує зону прилипання (1).

Вираз (2) дозволяє забезпечити плавний перехід від позитивних значень напружень тертя до негативних.

Перетини φ^* та φ^{**} обираються ітераційним шляхом за допомогою ЕОМ при виконанні наступних умов:

- величина напружень тертя в безрозмірній формі не повинна перевищувати 0,5, тобто:

$$-0,5 \leq \frac{t_x}{2k} \leq 0,5.$$

- середній коефіцієнт тертя, визначений по епюрах контактних напружень за формулою

$$f_{cp} = \frac{\int_0^{\alpha_y} \frac{t_x}{2k} d\varphi}{\int_0^{\alpha_y} \frac{p_x}{2k} d\varphi}, \quad (3)$$

повинен дорівнювати коефіцієнту тертя f_y , який прийнятий в осередку деформації або визначений за відомими емпіричними формулами [1, 2, 3].

Дослідження Я.Д.Василева показують, що при тонколистовій прокатці, коли $\frac{l_d}{h_{cp}} > 3-4$, доцільно використовувати для розрахунку середнього коефіцієнту тертя наступну формулу [3]:

$$f_{cp} = \frac{t_{cp}}{p_{cp}} \frac{\left(\frac{h_\gamma}{h_1} - \frac{h_\gamma}{h_0} \right)}{\left[\left(1 - \frac{h_\gamma}{h_0} \right) \left(1 - \frac{l_{on}}{l} \right) + S \frac{l_{on}}{l} \right]}. \quad (4)$$

Побудова епюр напружень тертя (рис.2).

За формулою (2) визначаємо розподіл напружень тертя.

Кут нейтрального перетину визначається за формулою, наведеною нижче.

Побудова епюр нормального контактного напруження (рис.2).

1. Підставляємо вираз $\frac{t_x}{2k} = f_y \frac{p_x}{2k}$ у диференціальне рівняння рівноваги

Т.Кармана та, розв'язуючи його методом послідовних наближень Рунге-Кутта для зон відставання та випередження, отримуємо криві розподілу нормального напруження (зони 1 та 3).

2. Підставляючи вираз (1) в рівняння рівноваги, маємо:

$$\frac{dp_x}{2k} = \left(1 - \frac{f_y \frac{p_x^*}{2k} \frac{\varphi - \gamma}{\varphi^* - \gamma}}{\operatorname{tg} \varphi} \right) \frac{dh_x}{h_x}.$$

Попередньо визначимо dh_x :

$$h_x = h_1 + R\varphi^2;$$

$$dh_x = 2R\varphi d\varphi.$$

Приймаємо $tg\varphi \approx \varphi$, тоді:

$$\frac{dp_x}{2k} = \left(1 - \frac{f_y \frac{p_x^*}{2k} \frac{\varphi - \gamma}{\varphi^* - \gamma}}{\varphi} \right) \frac{dh_x}{h_x}. \quad (5)$$

Проінтегруємо обидві частини виразу (5):

$$\frac{p_x}{2k} = \int \left(1 - \frac{f_y \frac{p_x^*}{2k} \frac{\varphi - \gamma}{\varphi^* - \gamma}}{\varphi} \right) \frac{dh_x}{h_x} d\varphi = \int \frac{dh_x}{h_x} d\varphi - \int \frac{f_y \frac{p_x^*}{2k} \frac{\varphi}{\varphi^* - \gamma}}{\varphi} \frac{dh_x}{h_x} d\varphi + \int \frac{f_y \frac{p_x^*}{2k} \frac{\gamma}{\varphi^* - \gamma}}{\varphi} \frac{dh_x}{h_x} d\varphi.$$

Отримуємо остаточно:

$$\frac{p_x}{2k} = \ln|h_x| - f_y \frac{p_x^*}{2k} \frac{1}{\varphi^* - \gamma} \ln|h_x| + 2f_y \frac{p_x^*}{2k} \frac{\gamma}{\varphi^* - \gamma} \frac{1}{\sqrt{\frac{h_1}{R}}} \arctg \frac{\varphi}{\sqrt{\frac{h_1}{R}}} + c_1. \quad (6)$$

Постійну c_1 знайдемо з відомої граничної умови в перетині φ^* .

При $\varphi = \varphi^*$, $p_x = p_x^*$ та $h_x = h_x^*$

$$c_1 = -\ln|h_x^*| + f_y \frac{p_x^*}{2k} \frac{1}{\varphi^* - \gamma} \ln|h_x^*| - 2f_y \frac{p_x^*}{2k} \frac{\gamma}{\varphi^* - \gamma} \frac{1}{\sqrt{\frac{h_1}{R}}} \arctg \frac{\varphi^*}{\sqrt{\frac{h_1}{R}}} + \frac{p_x^*}{2k}.$$

Підставляючи c_1 в (6), остаточно отримуємо:

$$\frac{p_x}{2k} = \ln \left| \frac{h_x}{h_x^*} \right| \left(1 - f_y \frac{p_x^*}{2k} \frac{1}{\varphi^* - \gamma} \right) + 2f_y \frac{p_x^*}{2k} \frac{\gamma}{\varphi^* - \gamma} \sqrt{\frac{R}{h_1}} \left(\arctg \frac{\varphi}{\sqrt{\frac{h_1}{R}}} - \arctg \frac{\varphi^*}{\sqrt{\frac{h_1}{R}}} \right) + \frac{p_x^*}{2k}.$$

Значення кута нейтрального перетину отримуємо з відомої граничної умови в перетині φ^{**} .

При $\varphi = \varphi^{**}$, $p_x = p_x^{**}$ та $h_x = h_x^{**}$

$$\gamma = \frac{\varphi^* \left(\frac{p_x^{**}}{2k} - \frac{p_x^*}{2k} - \ln \left| \frac{h_x^{**}}{h_x^*} \right| \right) + f_y \frac{p_x^*}{2k} \ln \left| \frac{h_x^{**}}{h_x^*} \right|}{2f_y \frac{p_x^*}{2k} \sqrt{\frac{R}{h_1}} \left(\arctg \frac{\varphi^{**}}{\sqrt{\frac{h_1}{R}}} - \arctg \frac{\varphi^*}{\sqrt{\frac{h_1}{R}}} \right) + \frac{p_x^{**}}{2k} - \frac{p_x^*}{2k} - \ln \left| \frac{h_x^{**}}{h_x^*} \right|}. \quad (7)$$

Таким чином, при вихідних умовах h_1 , R , f_y та α_y , задаючи попередньо перетини φ^* та φ^{**} , отримуємо епюри нормального контактного напруження та напруження тертя.

Далі визначаємо значення середнього коефіцієнта тертя по епюрах за формулами (3) або (4). Якщо отриманий коефіцієнт тертя не відповідає необхідному значенню, змінюємо перетини φ^* та φ^{**} .

Використовуючи ЕОМ, побудова епюр контактних напружень за наведеним алгоритмом є нескладною і проводиться, як правило, за 6-10 ітерацій.

Для визначення доцільності використання моделі тертя (2) для прогнозування розподілу контактних напружень, проведемо порівняння експериментальних епюр з теоретичними, побудованими з використанням запропонованої залежності (рис.3).

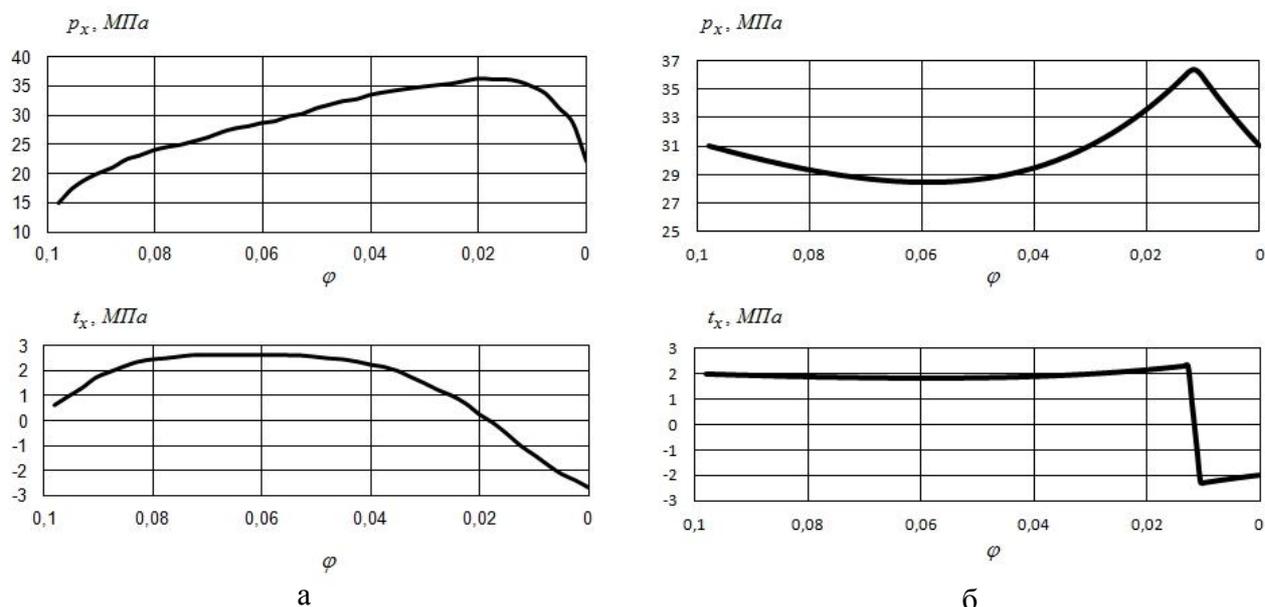


Рисунок 3 – Порівняння експериментальних (а) епюр контактних напружень з теоретичними (б)

Умови, за якими були отримані експериментальні епюри контактних напружень, наступні [7]:

Товщина зразків, мм		Ширина b , мм	Діаметр валків D , мм	Кут захвату α_y , рад	Параметр форми $\frac{l_d}{h_{cp}}$	f_{cp}	Матеріал зразків
h_0	h_1						
2	1	50	208	0,098	7	0,064	свинець

З наведених графіків випливає, що якісно вони відрізняються, оскільки при теоретичній побудові приймаються припущення: усереднюється напруження текучості по дузі контакту та на границях осередку деформації нормальне контактне напруження дорівнює примусовій межі текучості. Але кількісно теоретичний розподіл p_x та t_x є задовільним і різниця при визначенні середнього нормального контактного напруження у порівнянні з експериментальною епюрою не перевищує 5%. Тому можна зробити ви-

сновок, що запропонована модель може використовуватися для прогнозування розподілу контактних напружень при тонколистовій прокатці.

Висновки. Відомі в теорії моделі тертя Кулона і Зібеля не дають достатньої точності при прогнозуванні розподілу контактних напружень при тонколистовій прокатці.

Розроблено модель тертя, яка дозволяє із задовільною точністю визначити теоретичні епюри нормального контактного напруження та напруження тертя, а також розрахувати середнє нормальне контактне напруження.

Описана залежність використовується як складова частина нової методики оцінки поздовжньої сталості процесу прокатки.

ЛІТЕРАТУРА

1. Грудев А.П. Теория прокатки: [учебник для вузов] / А.П.Грудев. – М.: Металлургия, 1988. – 240с.
2. Целиков А.И. Теория продольной прокатки / А.И.Целиков, Г.С.Никитин, С.Е.Рокотян. – М.: Металлургия, 1980. – 320с.
3. Василев Я.Д. Теория поздовжньої прокатки / Я.Д.Василев, О.А.Мінаєв. – Донецьк: УНІТЕХ, 2009. – 488с.
4. Василев Я.Д. Определение контактных напряжений при тонколистовой прокатке / Я.Д.Василев, Д.В.Коноводов, А.В.Дементенко // Удосконалення процесів і обладнання обробки тиском в металургії і машинобудуванні: тематичн. зб. наук. праць. – Краматорськ: ДДМА. – 2002. – С.277-283.
5. Максименко О.П. Оценка устойчивости процесса прокатки по эпюрам контактных напряжений / О.П.Максименко, Р.Я.Романюк // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 2010. – №2. – С.110-114.
6. Максименко О.П. Анализ устойчивости процесса прокатки с учётом продольных сил / О.П.Максименко, Р.Я.Романюк, К.В.Романюк // Обработка материалов давлением: сб. науч. трудов. – Краматорськ: ДГМА. – 2011. – №1 (26). – С.154-159.
7. Клименко П.Л. Контактные напряжения при прокатке с технологической смазкой / П.Л.Клименко // Сучасні проблеми металургії. Наукові вісті. Т. 8. Пластична деформація металів. – Дніпропетровськ: “Системні технології”. – 2005. – С.44-49.

Поступила в редколлегию 15.01.2013.

УДК 621.771.0

МАКСИМЕНКО О.П., д.т.н., профессор
ИЗМАЙЛОВА М.К., к.т.н., доцент
ПИКУШ Р.В., магистр

Днепродзержинский государственный технический университет

ИССЛЕДОВАНИЕ КОНТАКТНОГО ДАВЛЕНИЯ ПРИ ПРОКАТКЕ С ОДНИМ ПРИВОДНЫМ ВАЛКОМ

Введение. Известно, что при прокатке с одним холостым валком в очаге деформации, наряду с зонами отставания и опережения, имеет место и смешанная зона [1], где удельные силы трения со стороны верхнего и нижнего валков направлены в разные стороны. Кроме того, опыты показывают, что углы захвата со стороны приводного и холостого валков неодинаковые. На приводном валке угол захвата несколько больше

по сравнению с холостым [2]. Необходимо также отметить, что схема напряженного состояния металла в рассматриваемом несимметричном процессе менее жесткая, чем при обычной прокатке. Поэтому усилие деформации в одинаковых геометрических условиях на 20...30% ниже [3]. Исследований по изучению контактных напряжений при прокатке с одним холостым валком недостаточно. Перечень работ, относящихся к анализу контактных напряжений, ограничивается сравнительно небольшим количеством [1, 3...5]. Пока не в полной мере изучено влияние различных факторов на распределение контактных напряжений и усилие деформации. В частности, не исследовано влияние условий трения в паре холостой валок – прокатываемый металл на распределение давления и силу прокатки. Не всегда принятые модели трения отражают реальные контактные условия.

Постановка задачи. Целью работы является получение модели распределения контактных напряжений при прокатке с одним холостым валком, учитывающей влияние условий трения в паре холостой валок – прокатываемый металл.

При выборе подходящей функции для описания распределения удельных сил трения в контакте металла с холостым валком исходили из работы [4], в которой предложена формула, основанная на принципе суперпозиции. Для этого авторы мысленно представили процесс пластической деформации полосы неприводным валком как осадку цилиндрическим бойком с одновременным фрикционным взаимодействием этой пары как упругих тел.

В конечном виде эта модель имеет вид:

$$t_{xx} = nk \sin \left[2 \left(\varphi - \frac{\alpha}{2} \right) \right] - f_{ш} \frac{r_{ш}}{R} p_{xx}, \quad (1)$$

где n – численный коэффициент, учитывающий условия трения на контакте холостого вала с металлом (наличие окалины, шероховатость, температуру, скорость скольжения и др.);

k – сопротивление деформации деформируемого металла чистому сдвигу;

φ – текущий угол захвата;

$f_{ш}$ – коэффициент трения между шейкой холостого вала и вкладышем подшипника;

$r_{ш}$ – радиус шейки холостого вала;

R – радиус вала;

p_{xx} – нормальное давление на контакте холостого вала с металлом.

Модель трения между приводным валком и полосой приняты в виде закона Амонтона-Кулона

$$t_{xn} = f \cdot p_{xn}. \quad (2)$$

При решении задачи о распределении нормальных давлений в случае прокатки с одним неприводным валком исходили из того, что деформация является плоской. Продольные нормальные напряжения σ_x изменяются по длине очага деформации, а также по высоте выделенных сечений. Удельные силы трения на холостом валке t_{xx} распределяются в соответствии с (1), а на приводном – с (2). Пусть оси координат направлены так, как показано на рис.1.

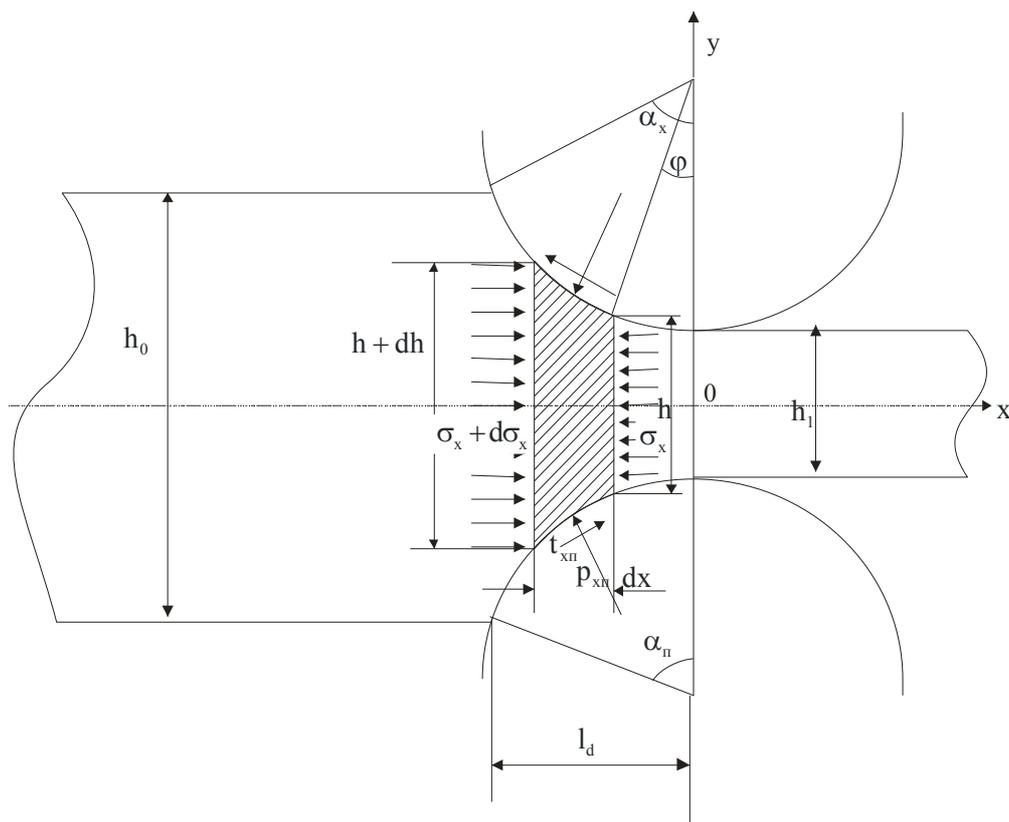


Рисунок 1 – Схема очага деформации и напряженное состояние выделенного элемента

Составим условие равновесия выделенного элемента металла:

$$\begin{aligned}
 & - p_{xx} \sin \varphi \frac{dx}{\cos \varphi} b - p_{xn} \sin \varphi \frac{dx}{\cos \varphi} b \pm t_{xn} \cos \varphi \frac{dx}{\cos \varphi} + \\
 & + \int_{\frac{h+dh}{2}}^{\frac{h}{2}} (\sigma_x + d\sigma_x) dy - \int_{\frac{h+dh}{2}}^{\frac{h}{2}} \sigma_x dy = 0.
 \end{aligned} \tag{3}$$

Примем, что $\sigma_x = z_x + bxy$, причем z_x является только функцией оси x , а b – постоянный коэффициент. Тогда

$$d\sigma_x = dz_x + bxdy + bydx.$$

Можно показать, что разность интегралов в выражении (3) с достаточной точностью равна:

$$z_x dh + dz_x h.$$

Подставляя это значение в (3) и группируя члены этого уравнения, имеем:

$$-(p_{xx} + p_{xn}) \operatorname{tg} \varphi dx + (t_{xx} + t_{xn}) dx + z_x dh + h dz_x = 0. \tag{4}$$

С учетом уравнений пластичности

$$p_{xx} = z_{xx} + bx \frac{h}{2} - 2\sqrt{k^2 - t_{xx}^2};$$

$$p_{xn} = z_{xn} + bx \frac{h}{2} - 2\sqrt{k^2 - t_{xn}^2}$$

и переходя к единому аргументу φ , выражение (4) принимает вид:

$$dz = \frac{2R\varphi d\varphi \left[\sqrt{k^2 - t_{xx}^2} + \sqrt{k^2 - t_{xn}^2} - (t_{xx} \pm t_{xn}) \frac{1}{2\varphi} \right]}{h_1 + R\varphi^2}. \quad (5)$$

Последнее уравнение решали методом Рунге-Кутты. При этом принимали, что в сечении выхода из очага деформации напряжение $\sigma_x = 0$. Кроме того, принимали, что на входе в очаг деформации сумма продольных напряжений σ_x также равна нулю. В этом же сечении давление на приводном валке $p_{xn} = \beta \cdot 2k$ (β – постоянный коэффициент для данных условий прокатки), что позволило получить начальное значение b_1 :

$$b_1 = -2 \left[\beta - \sqrt{1 - (2f\beta)^2} \right] \frac{2k}{l_d h_0}.$$

Угол нейтрального сечения на приводном валке рассчитывали в соответствии с [5]

$$\gamma_n = \frac{\alpha}{2} \left(1 - \frac{\alpha + f_{iu} \frac{r_{iu}}{R}}{f_y} \right).$$

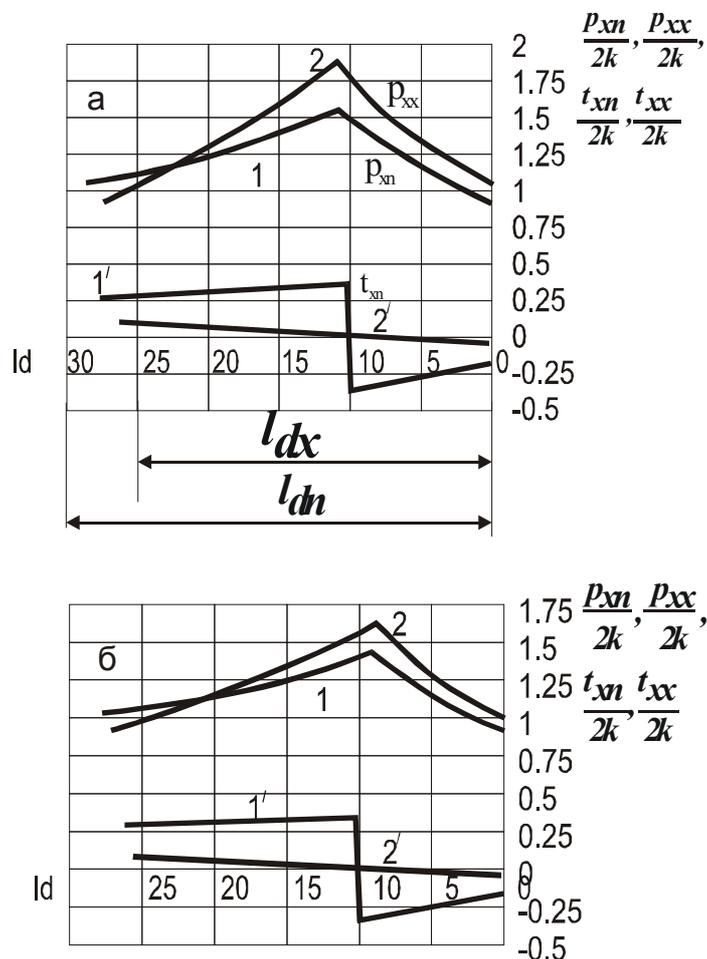
Варьируя значениями β , α_x , α_n и n , добивались того, чтобы сумма горизонтальных проекций контактных сил равнялась нулю, а полные силы прокатки со стороны приводного и холостого валков были равны между собой. При определении углов захвата α_x и α_n учитывали, что

$$\frac{R\alpha_x^2}{2} + \frac{R\alpha_n^2}{2} = \Delta h.$$

Расчет контактных напряжений начинали от сечения выхода металла из валков. При определении функции z в данном сечении в формулу (5) подставляли значения t_{xx} и t_{xn} , полученные для предыдущего сечения.

Результаты работы. Расчет контактных напряжений выполняли для условий, приближенных к практическим случаям прокатки. Так, начальная толщина полосы была равной 5,8 мм, обжатие $\Delta h = 1,8$ мм, радиус валков $R = 420$ мм. Коэффициент трения на приводном валке при установившемся процессе прокатки принимали равным $f_y = 0,25$. При изучении влияния условий трения в этом контакте на характер распределения нормального давления он принимался равным 0,3; 0,2; 0,15. Трение в паре шейка холостого валка – вкладыш подшипника принимали $f_{iu} = 0,01$ и $f_{iu} = 0,015$.

На графиках рис.2 показано влияние коэффициента трения f_y на распределение контактных напряжений. Как видно, коэффициент трения f_y оказывает существенное влияние на распределение нормального давления как на приводном, так и на холостом валках.



1 и 2 – распределение давлений на приводном и холостом валках;
 1' и 2' – распределение удельных сил трения на приводном и холостом валках;

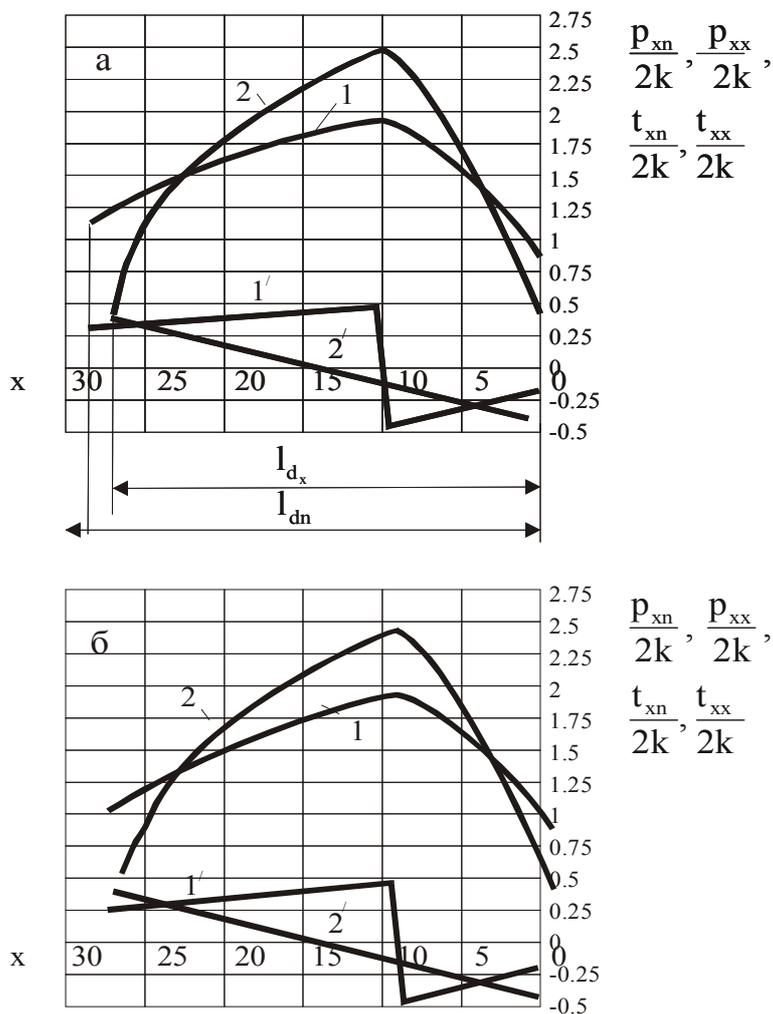
$$а - f_y = 0,25; \quad б - f_y = 0,2$$

Рисунок 2 – Влияние условий трения на приводном валке на распределение нормальных давлений

При $f_y = 0,25$ радиальное давление в контакте металла с холостым валком вблизи входа в очаг деформации меньше сопротивления деформации, следовательно, на указанном участке очага деформации действуют продольные нормальные растягивающие напряжения σ_x . Такая же картина наблюдается и на приводном валке, но со стороны выхода металла из клетки. При уменьшении f_y снижаются значения как $\frac{P_{xn}}{2k}$, так и $\frac{P_{xx}}{2k}$, причем уменьшается различие в распределении этих давлений в очаге деформации, а также исчезает зона действия растягивающих напряжений σ_x . Угол захвата

на приводном валке несколько больше, чем на холостом. Коэффициент трения f_y также влияет и на соотношение этих углов. Следует также отметить, что в указанных условиях прокатки удельные силы трения на холостом валке слабо развиты и вся контактная область представляет собой зону прилипания. Максимум нормальных давлений на обоих валках практически совпадает.

На графиках рис.3 приведена эпюра распределения контактных напряжений при разных условиях трения в шейке холостого валка. С увеличением коэффициента трения f_{ui} слабо возрастает давление p_{xx} , что ведет к некоторому увеличению угла захвата на приводном валке. Как видно из приведенных графиков, увеличение коэффициента трения f_{ui} в 2 раза увеличивает среднее давление на холостом валке в 1,0074 раза, на приводном – в 1,008 раз при $f_y = 0,25$.



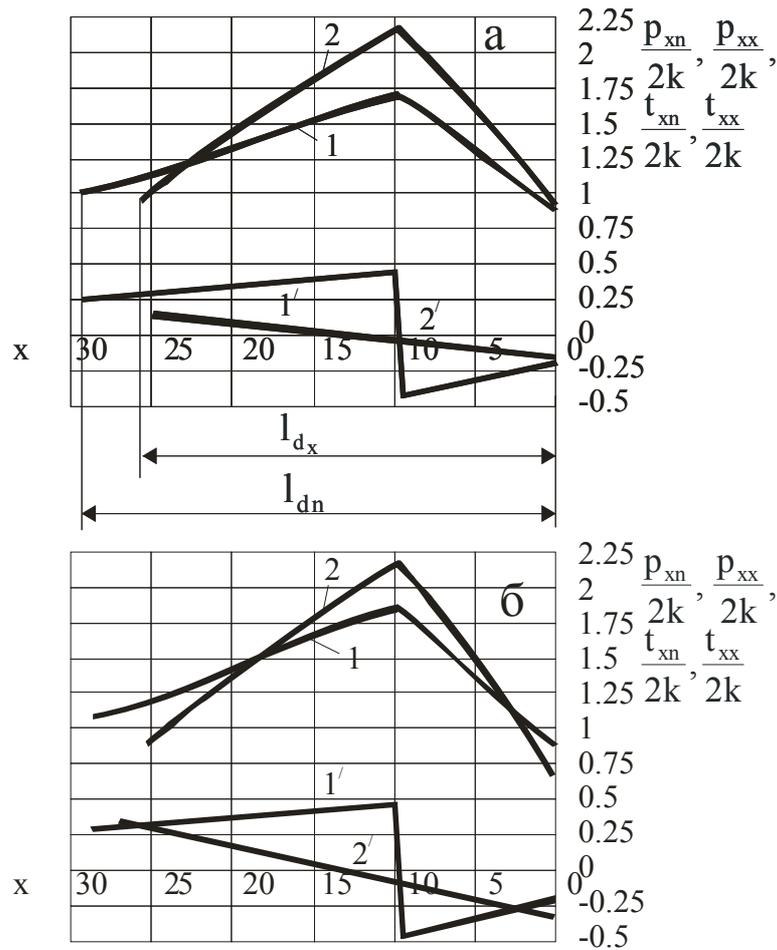
1 и 2 – нормальное давление на приводном и холостом валках;
 1' и 2' – удельные силы трения на приводном и холостом валках;

а – $f_{ui} = 0,01$; б – $f_{ui} = 0,02$

Рисунок 3 – Влияние условий трения в шейке холостого валка на контактные напряжения при $f_y = 0,25$

Как видно, существенное изменение условий трения в контактной паре холостого валка и вкладыша подшипника вряд ли приведет к большому изменению энергосиловых параметров прокатки, тем более, что уровень изменения $f_{и}$ на порядок ниже по сравнению с $f_{у}$ при установившемся процессе прокатки.

Напомним, что в выражении (1) коэффициент n определяет условия трения на контакте холостого валка с металлом. С увеличением n условия трения в этом контакте становятся более жесткими, например, с увеличением шероховатости поверхности холостого валка коэффициент n возрастает. На графиках рис.4 показано влияние коэффициента n на распределение давления на холостом и приводном валках.



1 и 2 – распределение нормального давления на приводном и холостом валках;
1' и 2' – распределение удельных сил трения на приводном и холостом валках;

$$а - n = 6; \quad б - n = 10,79$$

Рисунок 4 – Влияние условий трения в контакте холостого валка с металлом на распределение нормальных давлений

Как видно, при ужесточении условий трения на контакте холостого валка с металлом давление в очаге деформации существенно возрастает.

Выводы. Таким образом, разработана методика исследования контактных напряжений при прокатке с одним неприводным валком. Она позволяет прогнозировать влияние сил трения и других параметров на энергосиловые параметры. В частности, эта

методика позволяет оценить целесообразность применения технологической смазки в контакте холостого валка с металлом. Анализ графиков рис.4 показывает, что уменьшение трения в этом контакте способствует снижению энергозатрат при ведении прокатки. Поэтому с точки зрения экономии энергоресурсов при прокатке с одним приводным валком необходимо использовать любые средства, обеспечивающие максимально возможное уменьшение трения при контакте холостого валка с металлом. Тем более, что силы трения в этом контакте отрицательно влияют на захватывающую способность валков.

ЛИТЕРАТУРА

1. Королев А.А. Новые исследования деформации металла при прокатке /А.А.Королев. – М.: Машгиз, 1953. – 267с.
2. Нефедов А.А. Особенности захвата и установившегося процесса прокатки на станах с одним приводным валком / А.А.Нефедов, Н.Ф.Калюжный, В.В.Байдуж // Теория прокатки: материалы Всесоюзной научно-технической конференции «Теоретические проблемы прокатного производства». – М.: Металлургия. – 1975. – С.213-216.
3. Королев А.А. О холодной прокатке с рассогласованием скорости валков / А.А.Королев // Сталь. – 1973. – № 10. – С.906-910.
4. Максименко О.П. Анализ контактных напряжений при прокатке с одним холостым валком /О.П.Максименко, В.В.Пыхтин // Сучасні проблеми металургії. Наукові вісті. Том 5. Пластична деформація металів. – Дніпропетровськ: Системні технології. – 2002. – С.147-151.
5. Чекмарев А.П. Теория продольной прокатки / А.П.Чекмарев, А.А.Нефедов, В.А.Николаев. – Харьков: Изд. Харьковского университета, 1965. – 212с.

Поступила в редколлегию 21.01.2013.