

Днепропетровский государственный технический университет, г. Каменское

## ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ТРЕНИЯ НА СИЛОВЫЕ ПАРАМЕТРЫ ПРОКАТКИ С ОДНИМ ПРИВОДНЫМ ВАЛКОМ

**Введение.** Прокатка с одним приводным валком находит применение в чистовых клетях проволочных станов, при производстве тонких листов на реверсивных станах, на некоторых дрессировочных станах [1, 2]. Несмотря на сравнительно небольшое количество станов, на которых используется такой способ прокатки, и определенную специфику этого способа, он обеспечивает ряд технико-экономических преимуществ. Например, известно, что прокатка с одним приводным валком способствует повышению качества поверхности листового проката [3].

Вопросы теории прокатки с одним приводным валком проанализированы в работах отечественных [4, 5] и зарубежных [6, 7] исследователей. В частности, в работе [8] рассмотрено распределение контактных напряжений при несимметричной прокатке. Однако, в известных работах на рассматриваемую тему не затронуты вопросы влияния трения между неприводным валком и прокатываемым металлом, а также трения в подшипниках неприводного валка, на нормальные давления и силу прокатки. Кроме этого, остается неизученным влияние особенностей распределения сил трения в очаге деформации со стороны приводного и неприводного валков.

**Постановка задачи.** Целью данной работы является исследование влияния условий трения в очаге деформации с учетом отличий распределения контактных напряжений на приводном и неприводном валках, на нормальное давление и силу прокатки.

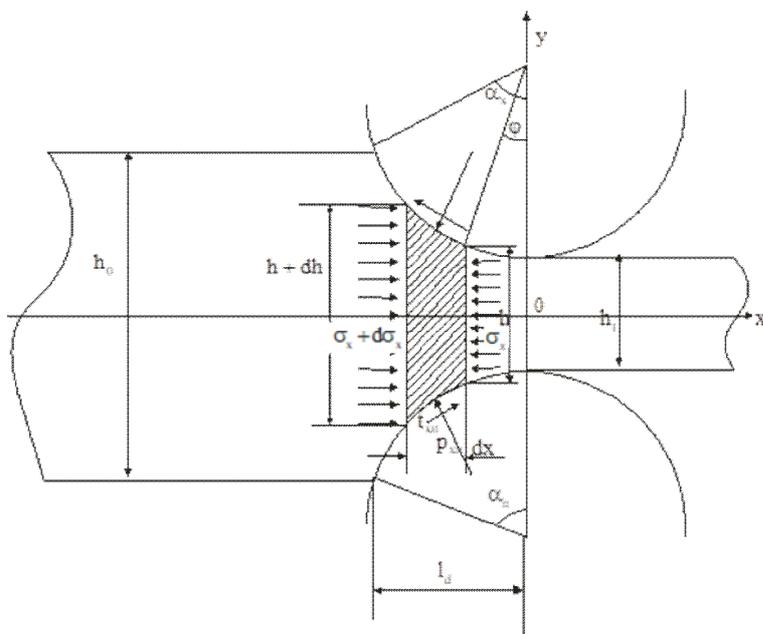


Рисунок 1 – Схема очага деформации и напряженное состояние выделенного элемента

Результаты работы. Для решения поставленной задачи разработана математическая модель прокатки с одним приводным валком. В модели использовали двумерную постановку задачи, т. е. исходили из того, что деформация является плоской. Для вывода основных зависимостей математической модели использовали условия равновесия элемента металла в очаге деформации, показанного на рис. 1:

$$\begin{aligned}
& - p_{xx} \sin \varphi \frac{dx}{\cos \varphi} b - p_{xn} \sin \varphi \frac{dx}{\cos \varphi} b \pm t_{xn} \cos \varphi \frac{dx}{\cos \varphi} b + \\
& + t_{xx} \cos \varphi \frac{dx}{\cos \varphi} b + \int_{\frac{h+dh}{2}}^{\frac{h}{2}} (\sigma_x + d\sigma_x) dy b - \int_{\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} \sigma_x dy b = 0.
\end{aligned} \quad (1)$$

где  $p_{xx}$ ,  $p_{xn}$  – нормальные давления по поверхности контакта металла с неприводным и приводным валком соответственно;

$\varphi$  – текущий угол контакта;

$b$  – ширина рассматриваемого элемента;

$t_{xx}$ ,  $t_{xn}$  – напряжения трения по поверхности контакта металла с неприводным и приводным валком соответственно;

$\sigma_x$  – продольные напряжения;

$h$  – высота выделенного элемента в плоскости, соответствующей углу  $\varphi$ .

Продольные нормальные напряжения  $\sigma_x$  принимали изменяющимися по длине очага деформации и по высоте выделенных сечений согласно линейной зависимости

$$\sigma_x = z_x + b_1 xy, \quad (2)$$

где  $b_1$  – постоянный коэффициент.

Соответственно

$$d\sigma_x = dz_x + b_1 x dy + b_1 y dx. \quad (3)$$

Исходя из полученных соотношений (2) и (3), нетрудно показать, что разность интегралов в выражении (1) будет равна  $z_x dh + dz_x h$  и его можно представить в виде

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

Учитывая соотношения

$$\frac{dh}{2dx} = \operatorname{tg} \varphi; \quad h = h_1 + R\varphi^2; \quad 2R\varphi d\varphi = dh; \quad R\varphi = x; \quad Rd\varphi = dx,$$

после преобразований получим

$$-(p_{xx} + p_{xn}) R\varphi d\varphi + (t_{xx} \pm t_{xn}) R d\varphi + z_x 2R\varphi d\varphi + (h_1 + R\varphi^2) dz_x = 0. \quad (5)$$

В модели использованы уравнения пластичности в виде:

- для неприводного валка

$$p_{xx} = \sigma_{xx} + 2\sqrt{k^2 - t_{xx}^2} \quad \text{или} \quad p_{xx} = z_{xx} + b_1 x \frac{h}{2} - 2\sqrt{k^2 - t_{xx}^2};$$

- для приводного валка

$$p_{xn} = \sigma_{xn} + 2\sqrt{k^2 - t_{xn}^2} \quad \text{или} \quad p_{xn} = z_{xn} - b_1 x \frac{h}{2} - 2\sqrt{k^2 - t_{xn}^2}.$$

В соответствии с принятым характером распределения напряжения  $\sigma_x$ , составляющая  $z_x$  по высоте сечения не изменяется. Отсюда следует, что в данном сечении  $z_x = z_{xn} = z_{xx}$ . Тогда, суммируя полученные выражения для  $p_{xx}$  и  $p_{xn}$ , получим

$$p_{xx} + p_{xn} = 2z_x + 2\sqrt{k^2 - t_{xx}^2} + 2\sqrt{k^2 - t_{xn}^2}. \quad (6)$$

Подставляя значение этой суммы в уравнение (5), после преобразований получаем соотношение

$$dz_x = \frac{2R\varphi d\varphi \left[ \sqrt{k^2 - t_{xx}^2} + \sqrt{k^2 - t_{xn}^2} - (t_{xx} \pm t_{xn}) \frac{1}{2\varphi} \right]}{h_1 + R\varphi^2}. \quad (7)$$

Из решения уравнения (7) методом Рунге-Кутты можем определить напряжения  $\sigma_x$ ,  $p_{xx}$ ,  $p_{xn}$  в любом сечении очага деформации для принятого распределения удельных сил трения.

В разработанной модели распределение удельных сил трения по поверхности контакта неприводного валка с металлом задавали согласно зависимости, представленной в работе [9]:

$$t_{xx} = n \cdot k_{cp} \cdot \sin \left[ 2 \left( \varphi - \frac{\alpha}{2} \right) \right] - f_{uu} p_{xx} \frac{r_{uu}}{R}, \quad (8)$$

а для приводного валка – согласно закону Кулона

$$t_{xn} = \pm f_y p_{xn} \quad (9)$$

где  $n$  – постоянный коэффициент;

$k_{cp}$  – среднее сопротивление сдвигу;

$r_{uu}$ ,  $R$  – соответственно радиус шейки и бочки неприводного валка;

$f_{uu}$  – коэффициент трения в подшипниках неприводного валка;

$f_y$  – коэффициент трения между приводным валком и металлом для установившегося процесса прокатки.

В модели использованы граничные условия:

- продольные нормальные напряжения в плоскости выхода из очага деформации равны нулю  $\sigma_{x\varphi=0} = 0$ ;

- давление на приводном валке в плоскости входа в очаг деформации  $p_{x\varphi=0} = 2k$ .

Из первого граничного условия получаем

$$p_{xx\varphi=0} = 2\sqrt{k^2 - t_{xx}^2}; \quad p_{xn\varphi=0} = 2\sqrt{k^2 - t_{xn\varphi=0}^2},$$

где  $t_{xx\varphi=0} = -n \cdot k \cdot \sin \alpha - f_{uu} p_{xx\varphi=0} \frac{r_{uu}}{R}$ , а  $t_{xn} = \pm f_y p_{xn}$ .

Используя второе граничное условие, определяли коэффициент  $b_1$  в зависимостях (2) и (3):

$$b_1 = - \left[ \beta - \sqrt{1 - (2f_y \beta)^2} \right] \frac{2k \cdot 2}{l_d \cdot h_0}. \quad (10)$$

Угол нейтрального сечения на приводном валке рассчитывали по известной зависимости [8]

$$\gamma_n = \frac{\alpha}{2} \left( 1 - \frac{\alpha + f_{uu} \frac{r_{uu}}{R}}{f_y} \right). \quad (11)$$

В модели реализован алгоритм, предусматривающий варьирование значений  $\alpha_x$ ,  $\alpha_n$  и  $n$  до совпадения значений силы прокатки на приводном и неприводном валках, т. е. до выполнения условия

$$P_x = P_n \quad (12)$$

На каждом шаге вычислений при определении углов  $\alpha_x$  и  $\alpha_n$  принимали во внимание, что

$$\frac{R\alpha_x^2}{2} + \frac{R\alpha_n^2}{2} = \Delta h. \quad (13)$$

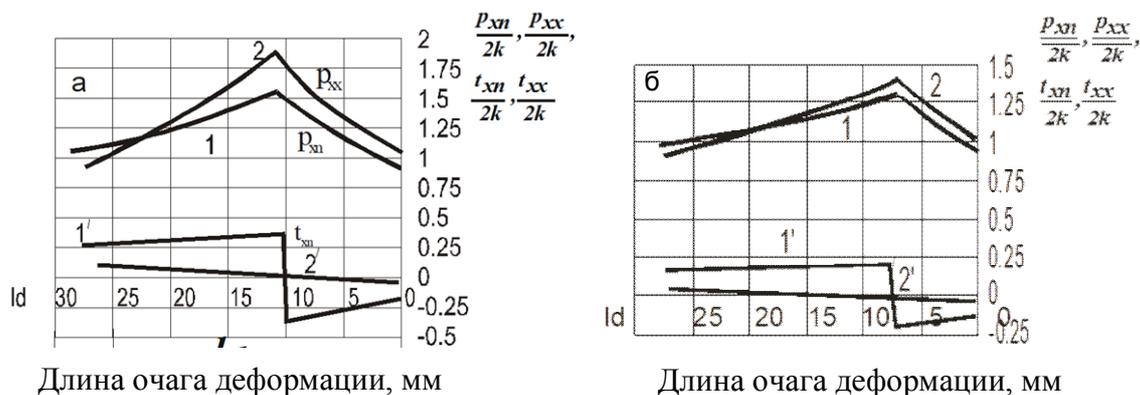
В результате расчетов по достижении выполнения условия (12) получаем распределение нормального давления и удельных сил трения на контакте металла с приводным и не приводным валками и значение силы прокатки. Описанная модель реализована в системе электронных таблиц Excel.

Используя эту модель, выполнили исследование влияния условий трения на распределение контактных напряжений и силу прокатки на стане с одним приводным валком. Условия трения задавали изменением коэффициента трения на приводном валке и коэффициента трения в опорах не приводного валка.

Значения коэффициента трения на приводном валке варьировали на четырех уровнях:  $f_y = 0,30; 0,25; 0,20; 0,15$ . Коэффициент трения в опорах не приводного валка между текстолитовым вкладышем и шейкой назначали равными  $f_{un} = 0,010; 0,015; 0,020$ .

Расчеты выполнили для случая прокатки плоского раската с начальной толщиной  $h_0 = 5,8\text{мм}$  при обжатии  $\Delta h = 1,8\text{мм}$ . Радиусы приводного и не приводного валков были одинаковыми, равными  $R = 420\text{мм}$ .

Результаты расчетов для  $f_y = 0,25$  и  $f_y = 0,15$  при постоянном  $f_{un} = 0,015$  представлены на рис.2. Из полученных данных выявлены особенности влияния коэффициента трения  $f_y$  на распределение нормального давления как на приводном, так и на не приводном валках. При  $f_y = 0,25$  радиальные давления в контакте металла с не приводным валком вблизи входа в очаг деформации меньше сопротивления деформации металла (рис.2, а). Это свидетельствует о том, что на этом участке действуют продольные нормальные растягивающие напряжения  $\sigma_x$ .



а – при  $f_y = 0,25$ ; б – при  $f_y = 0,15$

1 и 2 – нормальные давления на приводном и холостом валках соответственно;  
1' и 2' – удельные силы трения на приводном и холостом валках соответственно

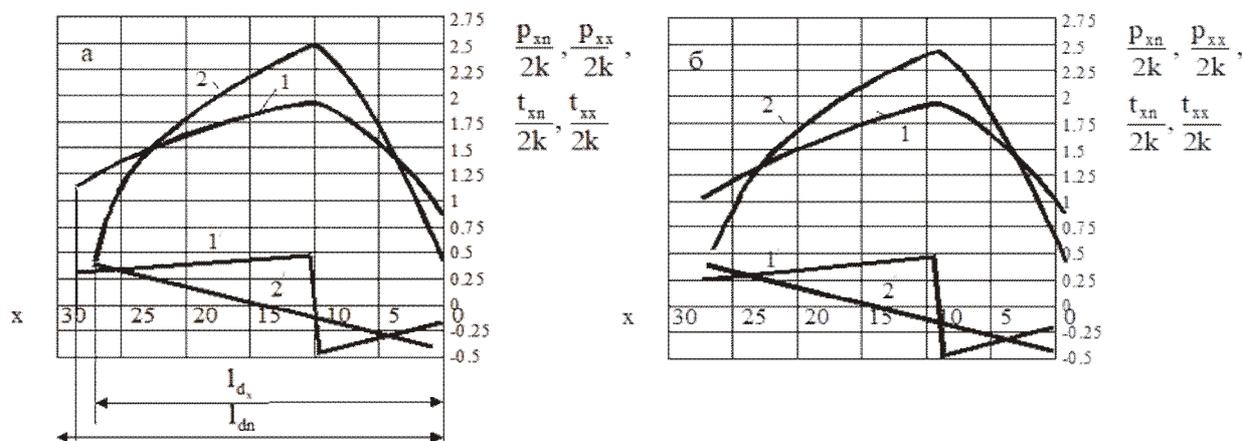
Рисунок 2 – Распределение контактных напряжений

Аналогичные растягивающие напряжения действуют и на приводном валке, но вблизи плоскости выхода из очага деформации. При уменьшении  $f_y$  пропорционально

уменьшаются значения как  $\frac{P_{xn}}{2k}$ , так и  $\frac{P_{xx}}{2k}$ . При этом отмечено уменьшение различий

в распределении этих давлений на приводном и не приводном валках, отсутствие зоны растягивающих напряжений  $\sigma_x$ , а также увеличение угла захвата по не приводному валку. Следует также отметить, что в указанных условиях прокатки удельные силы трения на не приводном валке развиты слабо, и вся область контакта представляет собой зону прилипания. Плоскости действия максимальных давлений на обоих валках практически совпадают.

Влияние условий трения в опорах не приводного валка при постоянном коэффициенте трения  $f_y = 0,25$  показано на рис.3. Как видно из графиков, увеличение значений  $f_{un}$  в два раза практически не влияет на распределение давлений  $p_{xx}$  и  $p_{xn}$ . Следовательно, согласно разработанной модели прокатки с одним приводным валком условия трения в опорах не приводного валка не оказывают существенного влияния на силовые параметры.



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

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

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

Используя разработанную модель, выполнили анализ силовых параметров прокатки в сравнении с обычным симметричным процессом (с двумя приводными валками). Анализ параметров, приведенных в табл.1, показывает, что для симметричного процесса прокатки характерны более высокие значения среднего давления. Это связано с отсутствием зон с растягивающими напряжениями  $\sigma_x$ , которые имеют место при прокатке с одним приводным валком. Следовательно, прокатка с одним приводным валком более эффективна по показателям энергозатрат и обеспечивает уменьшение силы прокатки на 8-10%.

Таблица 1 – Сравнение среднего давления для симметричного и несимметричного процессов прокатки

Симметричный процесс				Прокатка с одним приводным валком								Отклонение
$f_y$	$\alpha$	$h_H/h_I$	$p_{cp}/2K$	$l_d$	$f_{yn}$	$f_{un}$	$\alpha_n$	$\alpha_x$	$p_{cp\ n}/2K$	$p_{cp\ x}/2K$	$l_{dn}$	$\delta=(P_c-P_n)/P_n$
0,08	0,065	1,131	1,22	27,51	0,08	0,01	0,068	0,063	1,04	1,13	28,56	0,08 – 0,1

Примечания:  $R=420$  мм;  $\Delta h=1,8$  мм;  $h_0=5,8$  мм;

$P_c$  и  $P_n$  – сила прокатки для симметричного и несимметричного процессов прокатки, соответственно.

**Выводы.** Разработанная методика расчета контактных напряжений при прокатке с одним приводным валком позволяет оценить влияние сил трения и других факторов на энергосиловые параметры прокатки. Методика реализована в виде математической модели процесса прокатки с одним приводным валком.

С использованием математической модели выполнен анализ влияния условий трения на силовые параметры прокатки. Установлено, что с уменьшением коэффициента трения в очаге деформации нормальные давления пропорционально уменьшаются так же, как и разность давлений по приводному и неприводному валкам.

Для значений коэффициента трения в очаге деформации 0,25 и более отмечено наличие продольных растягивающих напряжений. Для приводного валка растягивающие напряжения возникают вблизи плоскости входа, а для неприводного – вблизи плоскости выхода из очага. Для коэффициентов трения менее 0,25 продольные растягивающие напряжения отсутствуют.

Коэффициент трения в подшипниковых опорах неприводного валка для принятого диапазона значений не оказывает существенного влияния на контактные напряжения, давление и силу прокатки.

Наличие растягивающих напряжений при прокатке с одним приводным валком приводит к уменьшению среднего давления и силы прокатки в пределах 8-10%. Поэтому прокатка с одним приводным валком может быть использована для обеспечения снижения затрат энергии на прокатку. Кроме этого, наличие растягивающих напряжений при определенных значениях коэффициента трения в очаге деформации соответствующим образом влияет на механические и технологические свойства проката, но эта особенность процесса требует дополнительного изучения.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Синицын В.Г. Несимметричная прокатка листов и плит. М.: Металлургия, 1984. 161с.
2. Королев А.А. Новые исследования деформации металла при прокатке. М.: Машгиз, 1953. 267с.
3. Чекмарев А.П., Нефедов А.А., Николаев В.А. Теория продольной прокатки. Харьков: ХГУ, 1965. 206с.
4. Целиков А.И., Никитин Г.С., Рокотян С.Е. Теория продольной прокатки. М.: Металлургия, 1980. 320с.
5. Целиков А.И. Теория расчета усилий в прокатных станах. М.: Металлургиздат, 1962. 494с.
6. Вусатовский З. Основы теории прокатки. М.: Металлургия, 1967. 582с.
7. Peter Fajfar, Alenka ŠalejLah, Jakob Kraner, Goran Kugler. Asymmetric rolling process. RMZ Materials and Geoenvironment: (University of Ljubljana, Slovenija). 2017. Volume 64. Issue 3. P.151-160. <https://content.sciendo.com/view/journals/rmzmag/rmzmag-overview.xml>. -(<https://doi.org/10.1515/rmzmag-2017-0014>).
8. Василев Я.Д., Минаев А.А. Теория продольной прокатки: учебник для вузов. Донецк: Унитех, 2010. 456с.
9. Максименко О.П., Измайлова М.К., Лобойко Д.И. Продольная устойчивость процесса прокатки с натяжением полосы при двухзвенной модели трения в очаге деформации. *Металлургическая и горнорудная промышленность*, 2015. №4. С.73-76.

Поступила в редколлегию 21.01.2020.