

УДК621.771.07

Бобух И. А.  
Бобух А. И.  
Григорьев К. А.  
Шрайдер А. В.

## ИССЛЕДОВАНИЕ СОСТАВНЫХ ОПОРНЫХ ВАЛКОВ НА ОСНОВЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ГЛАВНОЙ ЛИНИИ ПРОКАТНОГО СТАНА

В мировой практике на толстолистовых станах используются как моноблочные, так и составные особо крупные опорные валки – массой свыше 90 тонн.

Моноблочные опорные валки изготавливаются в цельнокованом и литом вариантах. Составные особо крупные валки включают насадной бандаж, гильзу, цельнокованую или составную ось, сочлененные по посадке с натягом [1–6].

Все варианты используемых особо крупных составных опорных валков имеют и свои преимущества, и свои недостатки.

Составные опорные валки для рабочих клетей толстолистовых и широкополосных листовых станов имеют существенные преимущества по сравнению с цельнолитыми и цельноковаными валками: равномерное распределение твердости по глубине рабочего слоя, возможность многократного использования оси, выбор материала оси, воспринимающего циклические, знакопеременные нагрузки и др. [1–6].

Известно много конструктивных решений по сочленению бандажа с осью, но для крупных опорных валков наибольшее распространение получило решение по фиксации бандажа на оси за счет посадки с натягом [5–7].

Анализ реальных относительных толщин стенок бандажа  $2t/d$  показал [1], что применение тонкостенных бандажей с жесткостью, равной жесткости оси, исключает остаточный прогиб опорных валков, а величина допустимых напряжений от натяга повышается до уровня  $(0,5 \sigma^{02})$ , где  $\sigma^{02}$  – предел текучести материала бандажа. В работе [6] численно исследовано влияние относительной толщины стенки бандажа  $t/R$ , где  $R$  – радиус бочки опорного валка, на распределение изгибающих моментов и моментов сопротивления изгибу оси и бандажа составного валка. Показано, что оптимальный диапазон относительной толщины стенки бандажа  $t/R$  лежит в пределах  $0,16 \leq t/R \leq 0,23$ .

В работах [6, 7] рассмотрены последствия процессов фреттинг-коррозии по торцам бочек составных валков.

Целью данной работы является исследование работоспособности бандажированных опорных валков на основе динамической модели главной линии прокатного стана.

На примерах трехэлементного опорного валка рис. 1 рассмотрены процессы на посадочных поверхностях составного валка, влияющие на его эксплуатационную надежность [7].

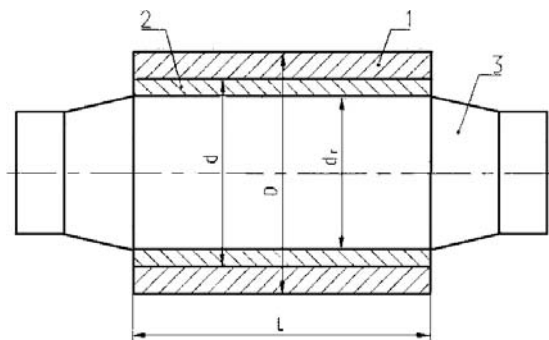


Рис. 1. Схема трехэлементного составного валка:  
1 – бандаж; 2 – гильза; 3 – ось

Составной валок включает бандаж 1 с цилиндрической посадочной поверхностью, охватываемую им гильзу 2 с наружной криволинейной поверхностью. Гильза 2 соединена с бандажом с натягом  $0,0009d$  на цилиндрическом участке длиной не менее  $0,7L$  и натягом меньшей величины на криволинейных участках.

Благодаря тому, что длины цилиндрических посадочных участков в соединении бандаж-гильза имеют протяженность не менее  $0,7L$ , а в соединении гильза-ось не менее  $0,5L$ , где  $L$  – длина бандажа, стало возможным повысить коэффициент надежности посадочной поверхности по сдвигу  $K_c$  между бандажом и гильзой до величины  $0,8$ , а длины участков фреттинг-коррозии по торцам бандажа уменьшить до  $0,2L$ . При этом суммарные давления  $Sq$  в соединении гильза-ось на центральном участке длиной  $0,8L$  равно сумме давлений между бандажом и гильзой  $q$  и давлению между гильзой и осью  $q_r$ , что обеспечивает на посадочной поверхности гильза-ось коэффициент надежности посадочной поверхности по сдвигу  $K_c$  близкий к 1.

Условие сплошности соединения бандажа и гильзы вблизи торцов бандажа имеет вид  $f \cdot q_H > r_{2MAX}$ , где  $f = 0,17$  – принятый коэффициент трения из условий сборки и чистоты механической обработки контактирующих поверхностей (шлифование). Условие равенства  $f \cdot q_H = r_{2X}$  определяет границу относительного сдвига, где  $f \cdot q_H$  и  $r_{2X}$  равны по абсолютной величине, но противоположны по знаку.

Касательные напряжения на посадочной поверхности бандажа и гильзы вдоль образующей, ответственные за их относительный циклический сдвиг и остаточный прогиб, равны по известной формуле:

$$t_{2max} = \frac{P}{r^2} \frac{2}{3p} \left[ 1 - \left( \frac{r}{R} \right)^2 \right], \text{ кг/мм}^2. \quad (1)$$

В случае опорного вала 3000 касательные напряжения на торце бандажа и гильзы равны  $t_{2max} = 9,25 \text{ МПа}$ .

По известной формуле Ляме давления от натяга на контактной поверхности равны:

$$q_H = \frac{x_x E}{2r} \left[ 1 - \left( \frac{r}{R} \right)^2 \right], \text{ кг/мм}^2. \quad (2)$$

Так как по величине  $q_H \cdot f$  меньше  $t_{2max}$ , вблизи торцов бандажа, имеет место фреттинг-коррозия, что обусловлено высокими касательными напряжениями, направленными вдоль оси вала  $\tau_{2i}$ , величина которых превышает силу трения, равную произведению  $(f \cdot q_H)$ .

На участках, примыкающих к торцам бандажей длиной 420...450 мм, происходит циклический относительный сдвиг бандажа и гильзы, что является причиной фреттинг-коррозии и связанных с ней недостатков, ухудшающих показатели надежности работы составных валков, особенно включающих кроме бандажа и оси еще и гильзу.

На посадочной поверхности гильзы и оси силы трения превышают по абсолютной величине продольные касательные напряжения, что свидетельствует об отсутствии сдвига гильзы относительно оси. Ось и гильза работают как одна целая деталь, что обеспечивает повышение надежности и работоспособности составного вала.

Надежность крупных опорных валков подтверждается результатами их эксплуатации на ТЛС Польши, Украины, Румынии и отражает уровень технических решений при их создании и уровень технологии их эксплуатации.

Обобщенным показателем эксплуатационной надежности для крупных опорных валков является наработка до списания или ресурс до списания в конкретных условиях эксплуатации.

Ее составляющие: наработка между переточками и количество переточек или перевалок. Средняя наработка на единицу толщины рабочего слоя ( $\Delta T$ ) определяет при прогнозируемой толщине рабочего слоя ( $h$ ) теоретический ресурс ( $R_m$ ) по формуле:

$$R_m = \Delta T h. \quad (3)$$

В процессе эксплуатации бочка опорных валков изнашивается при контакте с рабочими валками и их необходимо перетачивать для восстановления геометрии бочки и удаления наклепанного рабочего слоя бочки.

Ресурс многократно используемых в течение длительного времени опорных валков равен:

$$R_k = \sum_{k=1}^N \Delta h_k \Delta T_k, \quad (4)$$

где  $k = 1, 2, \dots, N$  – порядковый номер использования одного и того же валка в стане;

$\Delta h_k$  – потери рабочего слоя при переточках;

$\Delta T_k$  – наработка между переточками.

Отношение  $R_k/R_m$  представляет собой коэффициент эксплуатационной надежности ( $K_s$ ).

Коэффициент эксплуатационной надежности крупных опорных валков отражает работоспособность, заложенную на этапах их конструирования, выбора материала, технологии изготовления, разработки эксплуатационных инструкций и овеществленную при изготовлении на всех стадиях надежность, начиная с получения жидкого металла, его металлургического передела, термообработки, механообработки и эксплуатации при реальных режимах прокатки, в реальном времени и при реальных нагрузках.

Обобщенных данных по  $K_s$  толстолистовых станов, где эксплуатируются крупные и особо крупные, в литературе не имеется, так как каждый толстолистовой стан уникален, как уникален каждый крупный опорный валок. Эффективность эксплуатации и затраты потребителя крупных прокатных валков зависят от их эксплуатационной надежности.

По крупным опорным валкам выполнен ряд численных исследований и конструктивных разработок, направленных на повышение их эксплуатационной надежности.

На основе научного задела, рассматриваемого в этой работе, спрогнозируем эксплуатационную надежность опорных валков конкретного толстолистого стана 2800. Согласно технической документации, одобренной заказчиком, опорный валок выполнен в моноблочном варианте весом 62605 кг из стали 75X2МФ по ОСТ 24.013.04-90 с диаметром и длиной бочки  $\varnothing 1650 \times 2800$  мм и смонтированный на подшипниках качения с посадочным диамет-

ром  $\varnothing 950^{+0,32}_{+0,42}$ . При этом согласно техническим требованиям твердость поверхности бочки должна быть в пределах 55...62 HSD, твердость поверхностей шеек соответственно 35...45 HSD. Рабочий валок – чугунный, изготовленный центробежным литьем весом 20000 кг с диаметром и длиной бочки  $\varnothing 900 \times 3000$  мм, смонтирован на подшипниках качения. Согласно техническим требованиям твердость бочки 72...80 HSD, шеек – 35...45 HSD.

Как было сказано выше, износ бочки опорных валков зависит от твердости контактных поверхностей опорных и рабочих валков, или точнее от соотношения или перепада твердостей их рабочих поверхностей. Видим, что перепад твердостей бочки рабочих и опорных валков в рассматриваемом варианте равен 10...25 единиц HSD. Реальные твердости бочки опорного валка будут находиться на нижнем пределе технических требований, а при планируемой переточке бочки до диаметра 1500 мм, т. е. на глубину до 75 мм твердость бочки будет падать еще на 5...10 единиц HSD, в лучшем случае. Как результат, снижение наработки между переточками и общей наработки опорного валка. При этом вес опорного валка снижается с 62605 кг до 54615 кг. Опыт восстановления опорных валков толстолистого стана 3000, широкополосных станов 2000 г. п. и 1700 г. п. показывает, что отработанный валок с весом 54,6 т не рационально отправлять в скрап, его можно восстановить бандажированием. Восстановление бандажированием опорных валков требует специальных расчетов

[7, 8] и опыта поиска оптимальных решений. Так, например, опорные составные валки, работающие на двух толстолистовых станах 3600 с диаметром бочки  $\varnothing 1800$  мм и номинальным диаметром посадочной поверхности бандажа  $\varnothing 1270$  мм, имели несколько случаев тангенциального и осевого смещения бандажей.

Расчеты показывают, что относительная толщина бандажа этих валков  $t/R$  (где  $t$  – толщина бандажа,  $R$  – радиус бочки, мм) находится за пределами оптимального диапазона ( $0,16 \leq t/R \leq 0,23$ ), а именно  $t/R = 0,294$ , при этом величина натяга по середине посадочной поверхности равна 1,22 мм, а вблизи торцев бандажа равна 0,88 мм, при этом эквивалентные напряжения равны  $\sigma_{эке} = 210$  МПа в средней части бандажа и 150 МПа по торцам бандажа. Такая величина эквивалентных напряжений ( $\sigma_{эке}$ ) обеспечила длительную работу бандажей без разрушений.

В бандаже с меньшей толщиной и увеличенным посадочным диаметром в средней части бандажа эквивалентные напряжения, равные 215 МПа, обеспечиваются натягом, равным 1,36 мм, при толщине бандажа 220 мм, при том же диаметре бочки опорного валка  $\varnothing 1800$  мм, а относительная толщина бандажа  $t/R$  при этом равна 0,244, что близко к верхнему пределу оптимального диапазона относительных толщин.

Расчеты по альтернативному опорному валку подтверждают его преимущества по сравнению с базовым вариантом. Зона неразрушаемого контакта увеличивается на 28 %. Причем, момент сопротивления изгибу оси увеличивается по сравнению с базовым вариантом в  $(1,360/1,270)^3 = 1,228$  раза.

Конструктивное решение по (5) позволяет исключить осевое смещение бандажа относительно оси [2, 3].

Для рассматриваемого опорного валка ТЛС 2800 с величиной силы прокатки 4600 тс или 46 МН, что является средним показателем по силе прокатки для толстолистовых станов, восстановление валка предлагается выполнить бандажированием с насадкой бандажа с внутренним диаметром  $\varnothing 1260$  мм и переточкой отработанного опорного валка со скрапного диаметра  $\varnothing 1500$  мм на минимальный посадочный диаметр 1260 мм с расчетной величиной натяга. При этом основной геометрический параметр толщины бандажа  $t/R$  равен: 0,236, что ниже аналогичного показателя в альтернативном варианте стана 3600 ( $t/R = 0,244$ ) и несколько выше показателя бандажа ТЛС 3000 меткомбината им. Ильича ( $t/R = 0,21$ ). Тангенциальный проворот бандажа относительно оси может иметь место, когда на контактной поверхности останется минимальная зона неразрушенного контакта. Второе допущение состоит в том, что величина натяга будет выбрана таким образом, что она обеспечит среднее значение  $q_{cp} = 35,5$  МПа.

Тогда момент трения на контактной поверхности равен:

$$M_{mpd} = q_{cp} f \pi d^2 l, \text{ МН}\cdot\text{м}, \quad (5)$$

где  $d = 1,26$  м;

$q_{cp} = 35,5$  МПа;  $f = 0,1$ ;

$l = 1,12$ ,

$M_{mpd} = 15,8$  МН·м.

Такая величина момента трения превышает в 10 раз момент прокатки наиболее нагруженного пропуска (1,53 МН·м).

Динамическая модель [14] главной линии четырехвалковой клетки толстолистового стана с учетом [5, 6], представленная совокупностью взаимодействующих инерционных недеформируемых и упругих безинерционных звеньев, включает нижнюю и верхнюю линии нагружения соответственно с шестью и семью сосредоточенными инерционными массами  $I_i$ , а так же податливыми безинерционными звеньями  $C_i$ , значения которых представлены в табл. 1.

Таблица 1

Значения верхней и нижней линии нагружения сосредоточенными инерционными массами

№ звеньев	Нижняя линия		Верхняя линия	
	$I_1$ , кг·м <sup>2</sup> ·сек <sup>2</sup>	$C_i$ , кН·м/рад	$I_2$ , кг·м <sup>2</sup> ·сек <sup>2</sup>	$C_i$ , кН·м/рад
1	696	$0,366 \cdot 10^6$	696	$0,366 \cdot 10^6$
2	32,7	$0,549 \cdot 10^6$	32,7	$0,549 \cdot 10^6$
3	65,9	$0,0640 \cdot 10^6$	65,9	$0,0640 \cdot 10^6$
4	105	$0,863 \cdot 10^6$	105	$0,863 \cdot 10^6$
5	267	$0,923 \cdot 10^6$	296	$0,177 \cdot 10^6$
6	5370		290	$0,923 \cdot 10^6$
7			5370	

Приведенные к валу двигателя моменты инерции равны соответственно:

нижнего  $I_{\text{ГР}}^I = 6536,6 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{сек}^2$ , верхнего  $I_{\text{ГР}}^{II} = 6855,6 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{сек}^2$ .

Обычно принимают время торможения равное времени разгона. В работе [15] экспериментально, а в работе [14] численно, по динамической модели определено, что максимальная величина момента сил упругости наступает через 0,1...0,2 сек от начала отсчета, т. е. от «0», а сам максимальный всплеск возрастает за  $T = 0,01 \dots 0,1$  сек не более.

Известно, что в динамике моменты сил упругости, действующие в валопроводах, записываются в общем виде [16]:

$$M_{yn} = M_{cm} + J \cdot \varepsilon, \quad (6)$$

где  $M_{cm}$  – крутящий момент, определяемый технологическим режимом нагружения;

$J$  – приведенный к валу двигателя момент инерции детали валопровода;

$\varepsilon$  – угловое ускорение валопровода.

В начале захвата металла валками технологический момент  $M_m$  близок к 0, а упругий момент валопровода практически мгновенно достигает максимальной величины, а зависимость (6) преобразовывается в зависимость:

$$M_{yn0} = J \cdot \varepsilon. \quad (7)$$

Величина углового ускорения при линейном росте угловой скорости для принятого к установке синхронного управляемого мощностью 4600 кВт с диапазоном скоростей 0–500/120 (1/мин), с диапазоном частоты 0–6,7/16 Гц и принятом времени разгона  $T = 0,15$  сек равна:

$$\varepsilon = \frac{2\pi \cdot n}{60T}, \quad (8)$$

где  $n = 50$  (1/мин);  $T = 0,15$  сек;  $\varepsilon = 34,89$  (1/сек<sup>2</sup>).

В нижней и верхней линиях привода моменты сил упругости равны  $M_{yn0}^I = 2,28 \text{ МН} \cdot \text{м}$ ,  $M_{yn0}^{II} = 2,392 \text{ МН} \cdot \text{м}$ .

Максимальное значение  $M_{yn}$  с учетом  $M_m$  от технологической нагрузки можно ожидать на уровне: в нижнем валопроводе  $M'_{yn0\max} = 3,045$  МН·м, в верхнем валопроводе  $M''_{yn0\max} = 3,157$  МН·м.

Видим на рис. 2, что опорные валки как нижний, так и верхний подвержены переменным моментам сил упругости посредством рабочих валков. В нижней линии (1) величина моментов сил упругости по первому всплеску  $M_{\max}$  достигает 1,8 МН·м, в верхней (2) линии, соответственно – 1,7 МН·м. С учетом кинематического передаточного отношения силовой цепи опорного и рабочего валков:  $U = \left| \frac{r_p}{R_0} \right|$ , первый всплеск ( $M^0_{yn}$ ) момент сил упругости на опорном валке, (при величине момента технологической нагрузки, равной 0) достигает величины:

$$M^0_{yn} = \frac{M_1}{U}. \quad (9)$$

Тогда, на опорном валке нижней линии  $M^{01}_{yn} = 3,27$  МН·м, при  $U = 0,55$ , на опорном валке верхней линии  $M^{02}_{yn} = 3,09$  МН·м. С учетом технологической нагрузки ( $1/2 M_m$ ) на опорный валок нижней линии действует момент упругости  $M^0_{yn0} = 4,15$  МН·м на верхний опорный валок соответственно  $M^0_{yn0} = 4,35$  МН·м. Как видим, опорные валки рассматриваемой главной линии с индивидуальным приводом подвержены крутильным переменным моментам в пределах 3,09...4,35 МН·м.

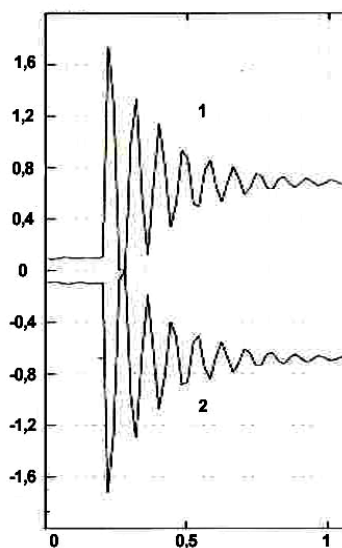


Рис. 2. Осциллограмма моментов сил упругости:  
1 – в нижнем валопроводе; 2 – в верхнем валопроводе

Рассмотрим, как распределяются крутильные переменные моменты между бандажом и осью опорных валков.

Момент инерции масс бандажа относительно оси вращения в нашем случае [8] равен:

$$I_2 = \frac{M}{2} (R^2 + r^2) = 1085,8 \text{ кг·м·сек}^2,$$

где  $M$  – масса бандажа.

Момент инерции масс оси относительно оси вращения в нашем случае [8] равен:

$$I_1 = \sum \frac{M_i r_i^2}{2} = 692,93 \text{ кг}\cdot\text{м}\cdot\text{сек}^2,$$

где  $M_i$  – масса участков оси.

Отношение моментов инерции масс банджа  $I_1$  и оси  $I_2$  равно 1,567. При этом крутильные переменные моменты, действующие на ось и бандаж, составят соответственно:  $M_{yn \max 1} = 1,2 \dots 1,695 \text{ МН}\cdot\text{м}$ ,  $M_{yn \max 2} = 1,88 \dots 2,656 \text{ МН}\cdot\text{м}$ .

Анализ полученных значений переменных крутильных моментов, действующих на ось и бандаж, позволяет сделать заключение о том, что при захвате металла валками между осью и банджом тангенциально сдвигающий крутильный момент может достигать величины, не превышающей 2,65 МН·м, а при торможении привода электродвигателем с учетом момента трения в подшипниках – 1,70 МН·м.

Таким образом, расчетный момент трения на посадочной поверхности оси и банджа с большим запасом обеспечивает совместную надежную работу оси и банджа.

Однако необходимо отметить, что кроме крутильных нагрузок опорные валки испытывают и переменные вертикальные нагрузки, а моделировать вертикальные перемещения элементов рабочей клетки и вертикальные усилия реакций клетки на нагружение валковой системы довольно сложно, а в случае наличия ГНУ сложно вдвойне [7].

Благодаря ГНУ можно предварительно сформировать детали клетки, исключая неконтролируемую деформацию клетки, что является весьма положительным моментом применения ГНУ в рабочих клетях.

Вместе с тем ГНУ, как саморегулирующее устройство, является источником колебаний силовых деталей. Согласно характеристике сервоклапана УП82, установленного, например, в клетях ТЛС 2800:

при давлении 315 bar наводится частота 75...185 Нс в зависимости от скорости срабатывания;

при давлении 210 bar соответственно 50...150 Нс;

при давлении 140 bar соответственно 35...135 Нс.

Так при максимальном перемещении ГНУ (принятого к установке) равном 40 мм реакция клетки при прокатке толщин меньше 40 мм в соответствии с характеристикой управляющей аппаратурой ГНУ при работе двух гидроцилиндров составляет:

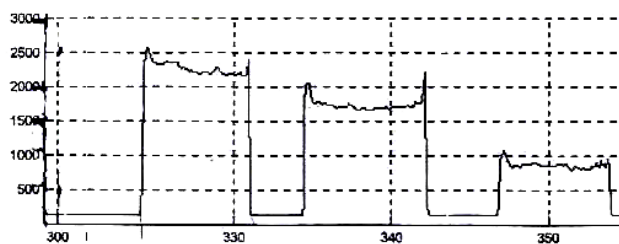
$$P_m = 2 \cdot q \cdot F \cdot \eta, \quad (10)$$

где  $q$  – давление в цилиндрах ГНУ;  $q = 315 \text{ bar}$ ;  $F$  – площадь штока цилиндра;  $F = 9498,5 \text{ мм}^2$ ;  $\eta$  – КПД.

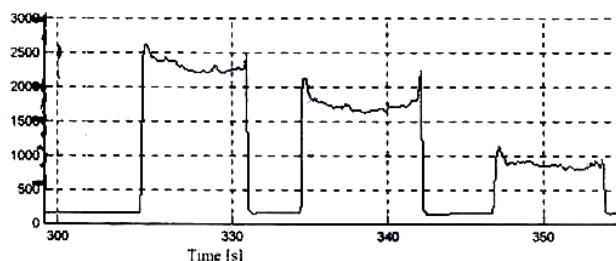
$$P_m = 2 \cdot \frac{315}{1,013} \cdot 9498,5 \cdot 0,98 = 5789115,4 \text{ кгс} = 5789 \text{ тс}.$$

В соответствии с системой автоматического управления при силе прокатки 4600 тс давление в управляющей аппаратуре будет равно  $\approx 250 \text{ bar}$ , при постоянном перемещении штока ГНУ вблизи расчетного положения штока. Для накопления данных о работе ГНУ приводим осциллограммы, снятые с контролирующих приборов четырехвалковой клетки ТЛС.

Согласно осциллограмм с чистовой клетки работающего ТЛС видно, что суммарная реакция двух станин на первом проходе согласно рис. 3 (фактически третий проход) составляет свыше 5000 тс (50 кН). В последнем пропуске суммарная сила составляет чуть больше 20 кН при захвате и 17...19 кН на протяжении пропуска. На рис. 4 вверху показана осциллограмма реакций правой станины, (увеличенной и растянутой по времени): также приведена средняя осциллограмма перемещений штоков левого ГНУ и нижняя – правого ГНУ во времени последнего пропуска (347...354) секунды.

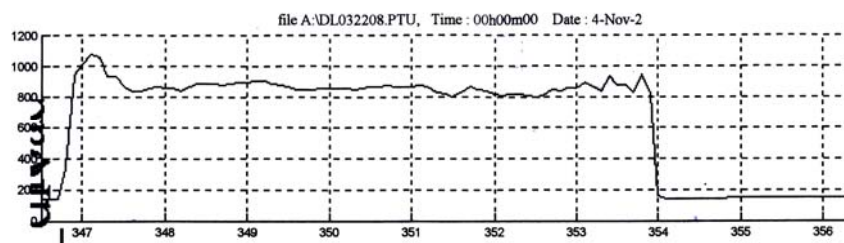


а

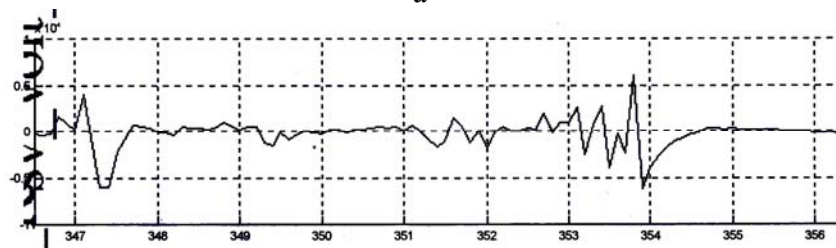


б

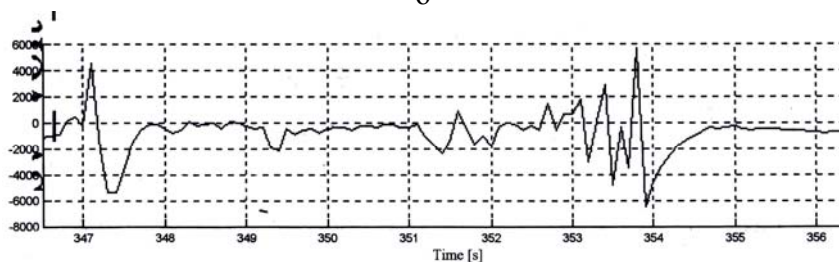
Рис. 3. Осциллограмма реакций в станинах от вертикальных сил:  
а – в левой станине; б – в правой станине



а



б



в

Рис. 4. Осциллограмма перемещения штоков ГНУ от расчетного положения:  
а – реакция левой станины; б – перемещение штока левого ГНУ; в – перемещение штока правого ГНУ

Из осциллограмм, рис. 4, видно, что шток ГНУ перемещается (пляшет) относительно расчетного «0» положения. Чтобы обеспечить усилие в 2000 тс (20 кН) необходимо в цилиндрах ГНУ создать давление  $\approx 110...112$  бар. Согласно характеристике управляющей аппаратуры при 140 бар частота находится в пределах 35...135 Нс, при 70 бар частота находится в пределах 25...85 Нс в зависимости от скорости срабатывания.



Согласно осциллограммам, рис. 4, частота перемещений штока только по видимым (длинным амплитудам) перемещениям составляет  $7 \dots 7,7$  Нс, что говорит о закруглении осциллограмм. Для накопления опыта необходимо в будущем планировать исследование влияния колебаний на надежность составных валков, как теоретически по динамическим моделям, так и экспериментально.

### ВЫВОДЫ

1. Установлено, что уменьшение относительной толщины бандажа составных валков ( $t/R$ ) до верхней границы оптимального диапазона ( $0,16 \leq t/R \leq 0,2$ ) увеличивает зону неразрушаемого контакта на 28 % по сравнению с базовым вариантом.

2. Исследованы условия связи: ось – бандаж, в силовой цепи: опорный валок – электродвигатель с помощью динамической модели с упругими связями с привязкой по конкретному скоростному режиму захвата и выброса металла валками и показано, что принятые контактные давления обеспечивают совместную работу бандажа и оси.

3. Установка в рабочей клети прокатного стана ГНУ, с точки зрения выравнивания и получения заданной толщины проката с меньшими отклонениями, является положительным моментом. С другой стороны, ГНУ, как саморегулирующее устройство с высокой собственной частотой, является источником колебаний, что требует определенных мер по защите силовых деталей от этих колебаний.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Полухин В. П. Составной рабочий инструмент прокатных валков / В. П. Полухин, П. И. Полухин, В. А. Николаев. – М. : Металлургия, 1971. – 87 с.
2. Бобух А. И. Повышение надежности составных валков путем совершенствования их конструкции / А. И. Бобух, И. А. Бобух // Удосконалення процесів і обладнання обробки тиском в металургії і машинобудуванні : тематичний збірник наукових праць ДДМА. – Краматорськ, 2005. – С. 504.
3. Антонюк Е. Я. Математическая модель динамической нагруженности главной линии четырехвалковой клети прокатного стана / Е. Я. Антонюк, В. И. Бобух, Л. Н. Федоренко // Удосконалення процесів і обладнання обробки тиском в металургії і машинобудуванні : тематичний збірник наукових праць ДДМА. – Краматорськ, 2007. – С. 516.
4. Бобух И. А. Снижение динамической нагруженности рабочих клеток / И. А. Бобух, В. И. Бобух // Удосконалення процесів і обладнання обробки тиском в металургії і машинобудуванні : тематичний збірник наукових праць ДДМА. – Краматорськ, 2007. – С. 439.
5. Кожевников С. Н. Динамический синтез главных линий обжимных прокатных станов / С. Н. Кожевников, В. К. Кулик, А. И. Ткачук // Прикладная механика. – 1985. – Т. 2. – № 4. – С. 75.
6. Динамическая модель вертикальных колебаний четырехвалковой клети прокатного стана / Е. Я. Антонюк, И. А. Бобух, В. И. Бобух и др. // Обработка металлов давлением : сборник научных трудов ДГМА. – 2008. – № 1 (19). – С. 295–299.
7. Справочник металлиста в пяти томах. Том 1 / Н. С. Ачеркан, В. С. Владиславлев, А. Н. Малов, С. А. Чернавский и др. // Н.Т.И. машиностроительной литературы. – М. : 1958. – 603 с.

Бобух И. А. – доц. кафедры АММ ДГМА;

Бобух А. И. – ведущий специалист ЗАО «НКМЗ»;

Григорьев К. А. – студент ДГМА;

Шрайдер А. В. – директор валкового производства ЗАО «НКМЗ».

ДГМА – Донбасская государственная машиностроительная академия, г. Краматорск;

ЗАО «НКМЗ» – ЗАО «Новокраматорский машиностроительный завод», г. Краматорск.

E-mail: amm@dgma.donetsk.ua