

УДК 621.771

**К ВОПРОСУ ТЕОРЕТИЧЕСКОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ПЕРЕХОДНЫХ
ПРОЦЕССОВ В ЛИНИИ ПРИВОДА РАБОЧЕЙ КЛЕТКИ НЕПРЕРЫВНОГО
ШИРОКОПОЛОСНОГО СТАНА****Мальцев Андрей Анатольевич,**доцент кафедры ФН-7 МГТУ имени Н.Э. Баумана,
e-mail: a.a.mal@bmstu.ru**Филатов Александр Андреевич,**доктор технических наук, НИИ КМиТП МГТУ имени Н.Э. Баумана,
e-mail: faa47@list.ru**Аннотация**

Путем математического моделирования выявлены нагрузочные режимы верхнего и нижнего универсальных шпинделей при асимметричной прокатке полосы в черновой клетке непрерывного широкополосного стана 2000 Новоліпецкого металлургического комбината. Установлено, что упрощенная прямолинейная математическая зависимость достаточно точно описывает нарастание внешнего момента технологического сопротивления при асимметричной прокатке полосы.

Ключевые слова: динамические нагрузки, привод, колебания, прокатный стан.**ON THE THEORETICAL STUDY OF TRANSIENT PROCESSES IN THE
DRIVE LINE OF A CONTINUOUS BROAD-BAND MILL****Andrey A. Maltsev,**associate professor of BMSTU ФН-7 department,
e-mail: a.a.mal@bmstu.ru**Alexander A. Filatov,**doctor of technical sciences, Research Institute of SM and TP
e-mail: faa47@list.ru**ABSTRACT**

By means of mathematical modeling, the loading modes of the upper and lower universal spindles were identified during the asymmetric rolling of a strip in the roughing stand of the 2000 continuous broad-band mill at the Novolipetsk Metallurgical Plant. It was found that a simplified straight-line mathematical dependence accurately describes the increase in the external moment of technological resistance during the asymmetric rolling of a strip.

Keywords: dynamic loads, drive, oscillations, rolling mill.

Введение:

Одной из актуальных проблем прокатного производства в настоящее время является проблема, связанная с необходимостью учета негативных динамических эффектов, таких как резонансные вибрации (дребезжание с характерным звуком) и крутильные колебания, возникающие ввиду технологической нестационарности процесса прокатки, особенно на высоких скоростях [1, 2]. Интерес к проблеме обусловлен, в первую очередь, негативным влиянием динамических нагрузок на циклическую прочность деталей оборудования. Кроме того, механические колебания вызывают повышенный износ узлов трения, в некоторых случаях ухудшают качество выпускаемого проката и усложняют работу автоматических систем управления технологическим процессом.

Известно, что при скоростной прокатке именно в момент захвата полосы рабочими валками заметно проявляется динамическая составляющая нагрузки на элементы главного привода прокатного стана, которая может в разы превышать технологическую нагрузку и поиску путей снижения которой посвящено значительное число публикаций [3, 4, 5]. При этом огромную важность приобретают вопросы расчета энергосиловых параметров и анализа динамических нагрузок в очаге деформации: там происходит основной процесс нагружения электромеханической системы привода [6].

Р. А. Яковлев в учебном пособии по курсу «Основы динамики металлургических машин» (Ограничение динамических нагрузок в металлургических машинах. Москва. Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1990) привел примеры – привод пятой клетки НШС 2000 НЛМК, в редукторе которого по причине проявления негативных динамических эффектов неоднократно разрушались зубья вала-шестерни, и привод девятой клетки НЗС 900/700/500, где также ломались зубчатые передачи редуктора (коэффициент динамичности в приводе девятой клетки достигал значения 3,0). Эти поломки подчеркивают актуальность и практическую значимость метода компьютерного моделирования крутильных колебаний, разрабатываемого авторами применительно к приводам рабочих клеток разных прокатных станов [7, 8], показывают важность теоретического исследования нагружения отдельных деталей и узлов, особенно в период времени захвата заготовки рабочими валками.

Объект исследования и его математическая модель:

Механическая часть электропривода (МЧЭ) черновой клетки №5 НШС 2000 НЛМК состоит из следующих установленных в подшипниках вращающихся элементов: ротора электродвигателя 1, моторной 2 и коренной 5 соединительных муфт, вал-шестерни 3 и зубчатого колеса 4 одноступенчатого цилиндрического редуктора, верхнего 6 и нижнего 7 шестеренных валков шестеренной клетки, верхнего 8 и нижнего 9 универсальных шпинделей, а также верхнего рабочего 10, нижнего рабочего 11, верхнего опорного 12 и нижнего опорного 13 валков рабочей клетки кварто (рис. 1).

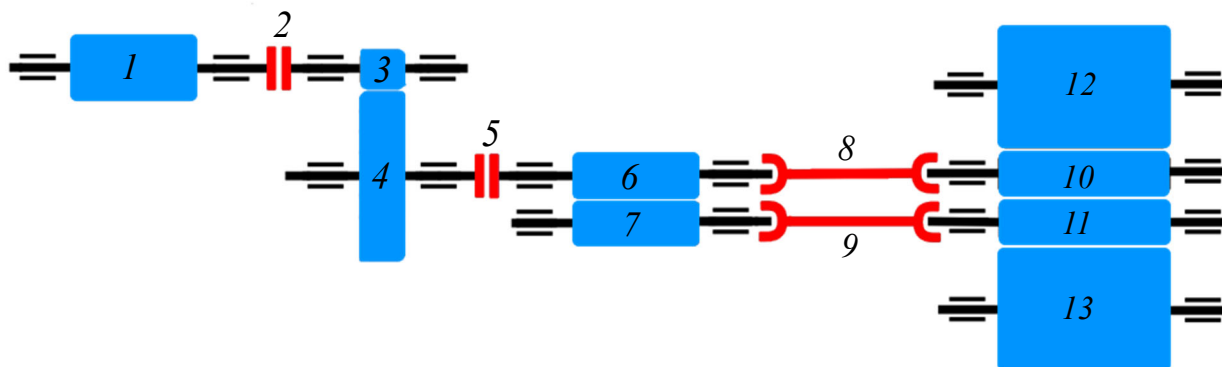


Рисунок 1. Кинематическая схема МЧЭ

С целью исследовать нагрузочные режимы верхнего и нижнего шпинделей при асимметричной прокатке была составлена расчетная схема МЧЭ (рис. 2).

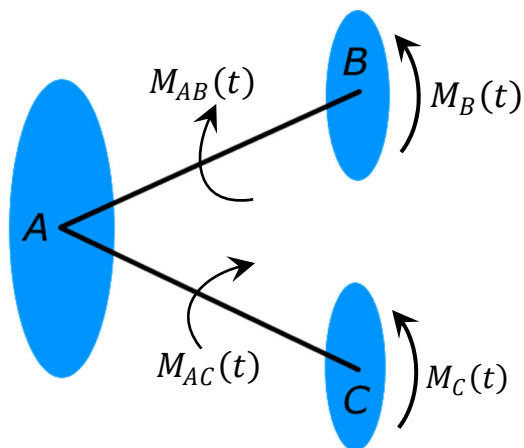


Рисунок 2. Расчетная схема МЧЭ

Пояснения к расчетной схеме МЧЭ: массивные абсолютно жесткие диски A, B и C соединены невесомыми упругими связями AB и AC ; ротор, обе муфты, вал шестерня и зубчатое колесо, оба шестеренных валка образовали диск A ; верхние рабочий и опорный валки образовали диск B ; нижние рабочий и опорный валки образовали диск C ; верхний шпиндель является связью AB , а нижний шпиндель – связью AC .

Математическая модель МЧЭ, построенная на основании уравнений Лагранжа 2 рода, имеет следующий вид:

$$\begin{cases} \varepsilon_A(t) = 0 \\ \varepsilon_B(t) = \frac{M_{AB}(t) - M_B(t)}{J_B} \\ \varepsilon_C(t) = \frac{M_{AC}(t) - M_C(t)}{J_C} \\ \varepsilon_{AB}(t) = 0 - \frac{M_{AB}(t) - M_B(t)}{J_B} \\ \varepsilon_{AC}(t) = 0 - \frac{M_{AC}(t) - M_C(t)}{J_C} \end{cases}$$

$$\begin{cases} \varepsilon_{AB}(t) = \frac{M_B(t) - M_{AB}(t)}{J_B} \\ \varepsilon_{AC}(t) = \frac{M_C(t) - M_{AC}(t)}{J_C} \end{cases} \quad (1)$$

где t – переменная времени;

$\varepsilon_A(t) = d\omega_A(t)/dt$ – угловое ускорение диска А;

$\varepsilon_B(t) = d\omega_B(t)/dt$ – угловое ускорение диска В;

$\varepsilon_C(t) = d\omega_C(t)/dt$ – угловое ускорение диска С;

$\omega_A(t) = d\varphi_A(t)/dt$ – угловая скорость диска А;

$\omega_B(t) = d\varphi_B(t)/dt$ – угловая скорость диска В;

$\omega_C(t) = d\varphi_C(t)/dt$ – угловая скорость диска С;

$\varphi_A(t)$ – угловая координата диска А;

$\varphi_B(t)$ – угловая координата диска В;

$\varphi_C(t)$ – угловая координата диска С;

$M_B(t)$ – момент прокатки, приложенный к диску В;

$M_C(t)$ – момент прокатки, приложенный к диску С;

$M_{AB}(t)$ – упругодемпфирующий крутящий момент, возникающий в связи АВ;

$M_{AC}(t)$ – упругодемпфирующий крутящий момент, возникающий в связи АС;

$J_B = 17\,500$ [кг · м²] – осевой момент инерции диска В;

$J_C = 17\,500$ [кг · м²] – осевой момент инерции диска С;

Параметры закручивания связи АВ:

$$\varphi_{AB}(t) = \varphi_A(t) - \varphi_B(t);$$

$$\omega_{AB}(t) = \omega_A(t) - \omega_B(t);$$

$$\varepsilon_{AB}(t) = \varepsilon_A(t) - \varepsilon_B(t).$$

Параметры закручивания связи АС:

$$\varphi_{AC}(t) = \varphi_A(t) - \varphi_C(t);$$

$$\omega_{AC}(t) = \omega_A(t) - \omega_C(t);$$

$$\varepsilon_{AC}(t) = \varepsilon_A(t) - \varepsilon_C(t).$$

Упругодемпфирующие крутящие моменты в связях АВ и АС с учетом люфтов:

$$M_{AB}(t) = \begin{cases} C_{AB} \left(\varphi_{AB}(t) - \frac{\Delta_{AB}}{2} \right) + \beta_{AB} \omega_{AB}(t), & \text{при } \varphi_{AB}(t) \geq \frac{\Delta_{AB}}{2}; \\ 0, & \text{при } -\frac{\Delta_{AB}}{2} < \varphi_{AB}(t) < \frac{\Delta_{AB}}{2}; \\ C_{AB} \left(\varphi_{AB}(t) + \frac{\Delta_{AB}}{2} \right) + \beta_{AB} \omega_{AB}(t), & \text{при } \varphi_{AB}(t) \leq -\frac{\Delta_{AB}}{2}; \end{cases} \quad (2)$$

$$M_{AC}(t) = \begin{cases} C_{AC} \left(\varphi_{AC}(t) - \frac{\Delta_{AC}}{2} \right) + \beta_{AC} \omega_{AC}(t), & \text{при } \varphi_{AC}(t) \geq \frac{\Delta_{AC}}{2}; \\ 0, & \text{при } -\frac{\Delta_{AC}}{2} < \varphi_{AC}(t) < \frac{\Delta_{AC}}{2}; \\ C_{AC} \left(\varphi_{AC}(t) + \frac{\Delta_{AC}}{2} \right) + \beta_{AC} \omega_{AC}(t), & \text{при } \varphi_{AC}(t) \leq -\frac{\Delta_{AC}}{2}, \end{cases}$$

где

$C_{AB} = 120\,000$ [кН · м/рад] – крутильная жесткость связи АВ;

$C_{AC} = 130\,000$ [кН · м/рад] – крутильная жесткость связи АС;

$\beta_{AB} = 400$ [кН · м · с/рад] – параметр демпфирования связи АВ;

$\beta_{AC} = 600$ [кН · м · с/рад] – параметр демпфирования связи АС;

$\Delta_{AB} = 0,01$ [рад] – люфт в связи АВ;

$\Delta_{AC} = 0,02$ [рад] – люфт в связи АС.

Математическая постановка задачи: пользуясь численным методом Рунге-Кутты, найти решение системы дифференциальных уравнений (1) с учетом (2) при кусочно-

линейной (3) и экспоненциальной (4) аппроксимациях внешнего момента прокатки, при нулевых начальных условиях:

$$\begin{aligned}\varphi_{AB}(0) &= \varphi_{AC}(0) = 0; \\ \omega_{AB}(0) &= \omega_{AC}(0) = 0; \\ \varepsilon_{AB}(0) &= \varepsilon_{AC}(0) = 0; \\ M_{AB}(0) &= M_{AC}(0) = 0; \\ M_B(0) &= M_C(0) = 0.\end{aligned}$$

Результаты первого вычислительного эксперимента:

Внешний момент прокатки, приложенный к двум рабочим валкам (диски В и С), аппроксимирован кусочно-линейной функцией времени (рис. 3, 4).

$$\begin{aligned}M_B(t) &= \begin{cases} \frac{M_{B \text{ уст}} t}{T_{\text{зах}}} & \text{при } t < T_{\text{зах}} \\ M_{B \text{ уст}} & \text{при } t \geq T_{\text{зах}} \end{cases} \\ M_C(t) &= \begin{cases} \frac{M_{C \text{ уст}} t}{T_{\text{зах}}} & \text{при } t < T_{\text{зах}} \\ M_{C \text{ уст}} & \text{при } t \geq T_{\text{зах}} \end{cases}\end{aligned}\quad (3)$$

где

$M_{B \text{ уст}} = 800$ [кН · м] — установившийся момент прокатки на верхнем рабочем валке;

$M_{C \text{ уст}} = 1\,000$ [кН · м] — установившийся момент прокатки на нижнем рабочем валке;

$T_{\text{зах}} = 0,06$ [с] — продолжительность захвата заготовки рабочими валками;

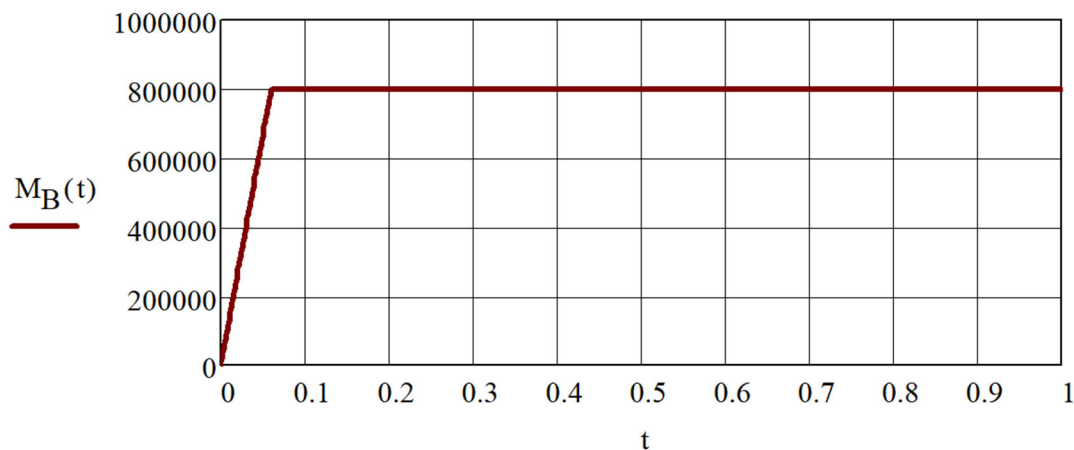


Рисунок 3. Момент прокатки на верхнем рабочем валке: кусочно-линейная аппроксимация

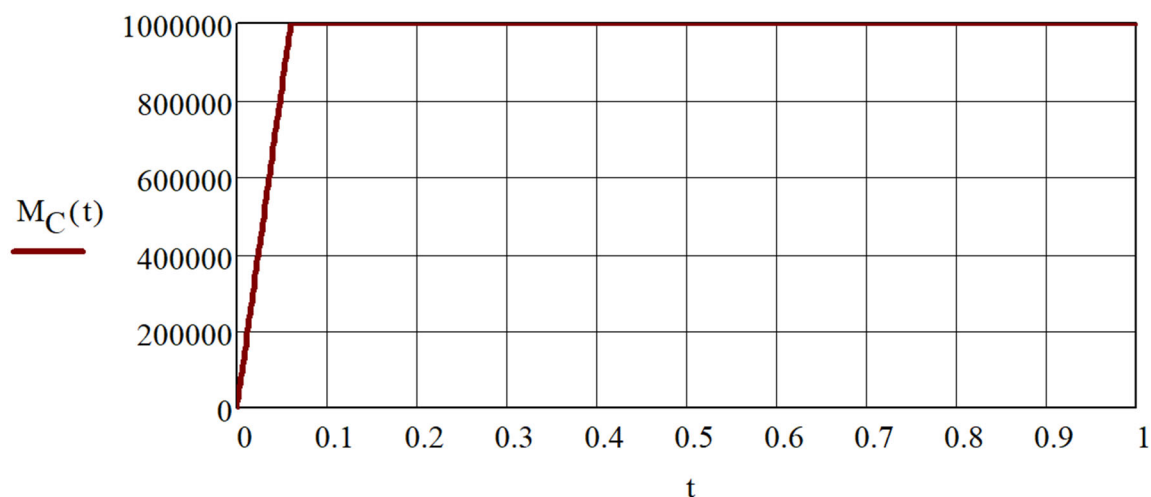


Рисунок 4. Момент прокатки на нижнем рабочем валке:
кусочно-линейная аппроксимация

Построены компьютерные графики внутренних упругодемпфирующих крутящих моментов в связях АВ и АС, на которых видны крутильные колебания, возникшие в верхнем и нижнем шпинделях от действия момента прокатки, аппроксимированного кусочно-линейной функцией времени (рис. 5).

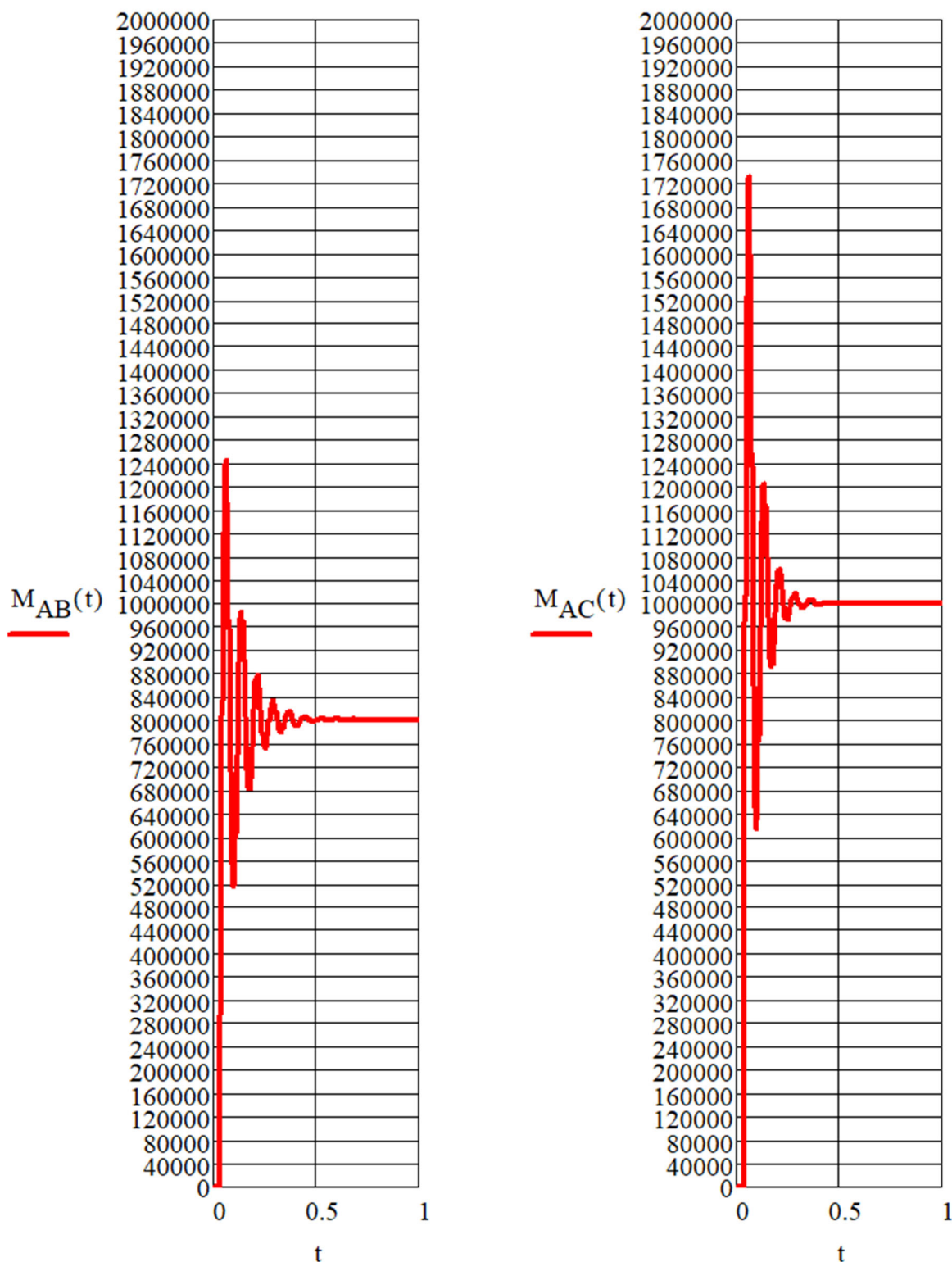


Рисунок 5. Нагружение шпинделей крутящим моментом:
результаты вычислительного эксперимента №1

Результаты второго вычислительного эксперимента:

Внешний момент прокатки, приложенный к дискам В и С, был аппроксимирован экспоненциальной функцией времени (рис. 6, 7).

$$\begin{aligned} M_B(t) &= M_{B\text{уст}} (1 - e^{-t/A}) \\ M_C(t) &= M_{C\text{уст}} (1 - e^{-t/A}) \end{aligned} \quad (4)$$

где

$M_{B\text{уст}} = 800$ [кН · м] – установившийся момент прокатки на верхнем рабочем валке;

$M_{C \text{ уст}} = 1\,000$ [кН · м] – установившийся момент прокатки на нижнем рабочем валке;
 $A = (0,4 \dots 0,5) T_{\text{зах}}$ – показатель нарастания экспоненты;
 $T_{\text{зах}} = 0,06$ [с] – продолжительность захвата заготовки рабочими валками.

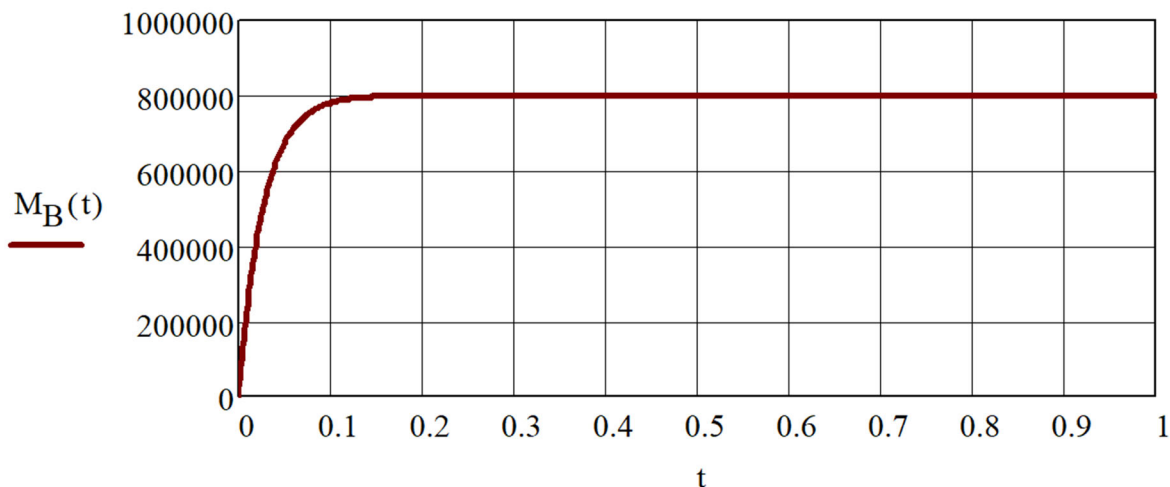


Рисунок 6. Момент прокатки на верхнем рабочем валке:
экспоненциальная аппроксимация при $A = 0,45 T_{\text{зах}}$

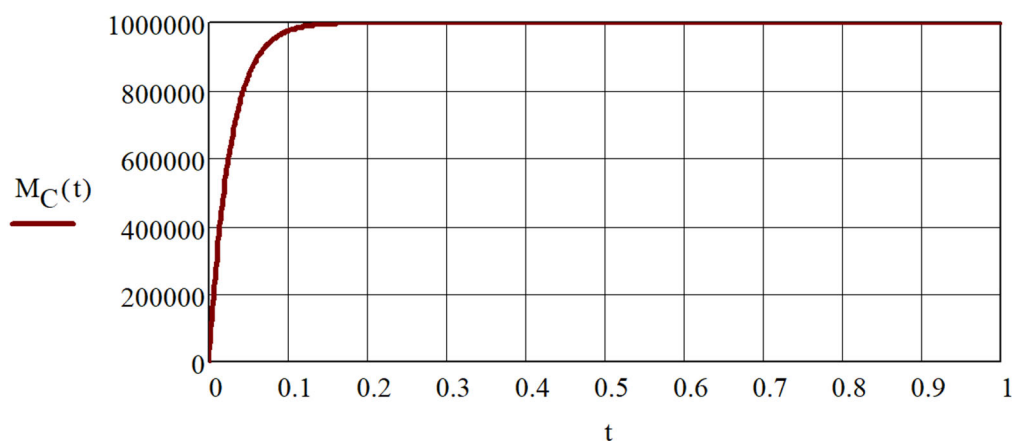


Рисунок 7. Момент прокатки на нижнем рабочем валке:
экспоненциальная аппроксимация при $A = 0,45 T_{\text{зах}}$

Построены компьютерные графики внутренних упругодемпфирующих крутящих моментов в связях АВ и АС, на которых видны крутильные колебания, возникшие от действия момента прокатки, описанного экспоненциальной функцией времени, при этом варьировались значения показателя нарастания экспоненты (рис. 8, 9, 10).

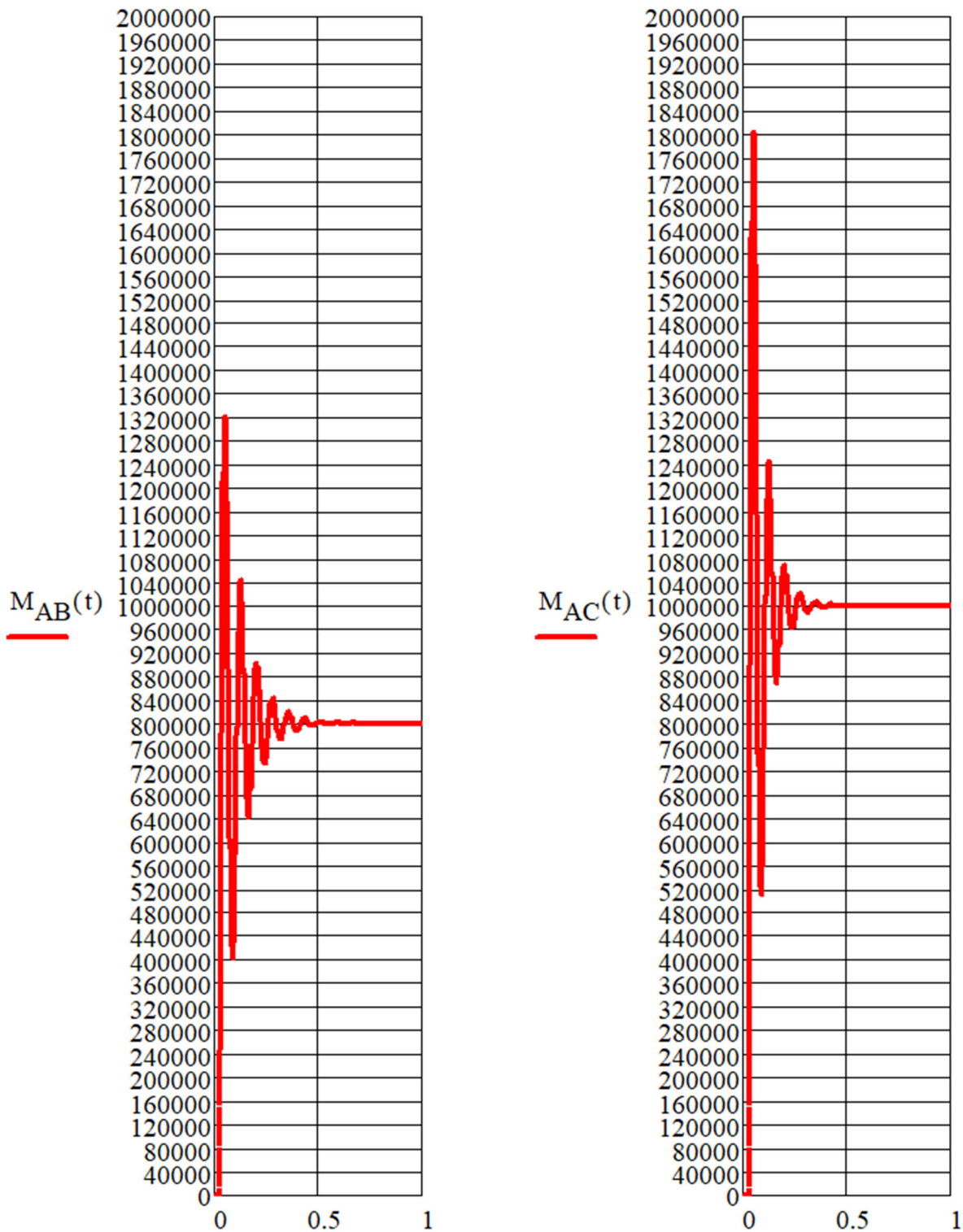


Рисунок 8. Нагружение шпинделей крутящим моментом:
 результаты вычислительного эксперимента №2
 при показателе нарастания экспоненты $A = 0,4 T_{\text{зах}}$

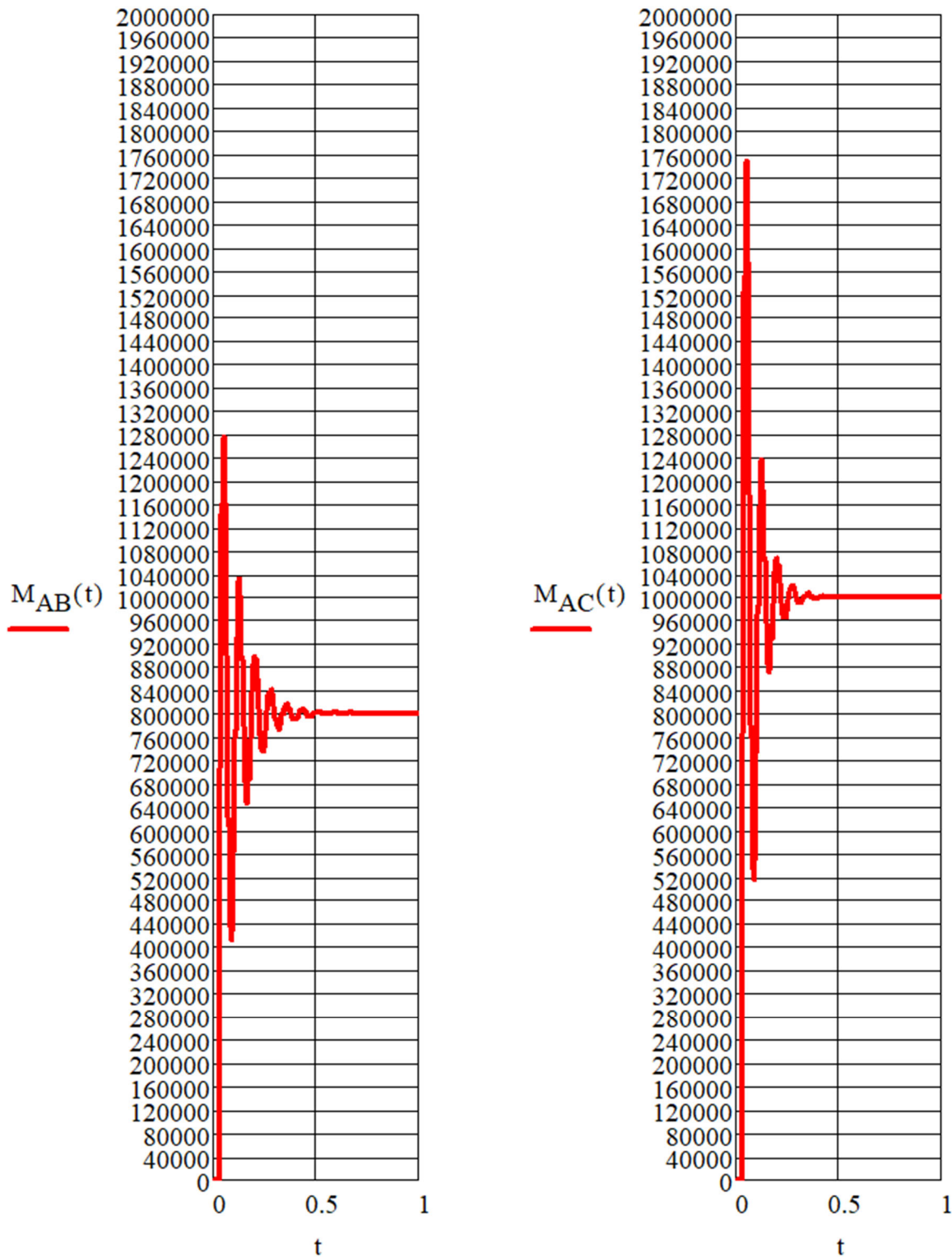


Рисунок 9. Нагружение шпинделей крутящим моментом:
 результаты вычислительного эксперимента №2
 при показателе нарастания экспоненты $A = 0,45 T_{зах}$

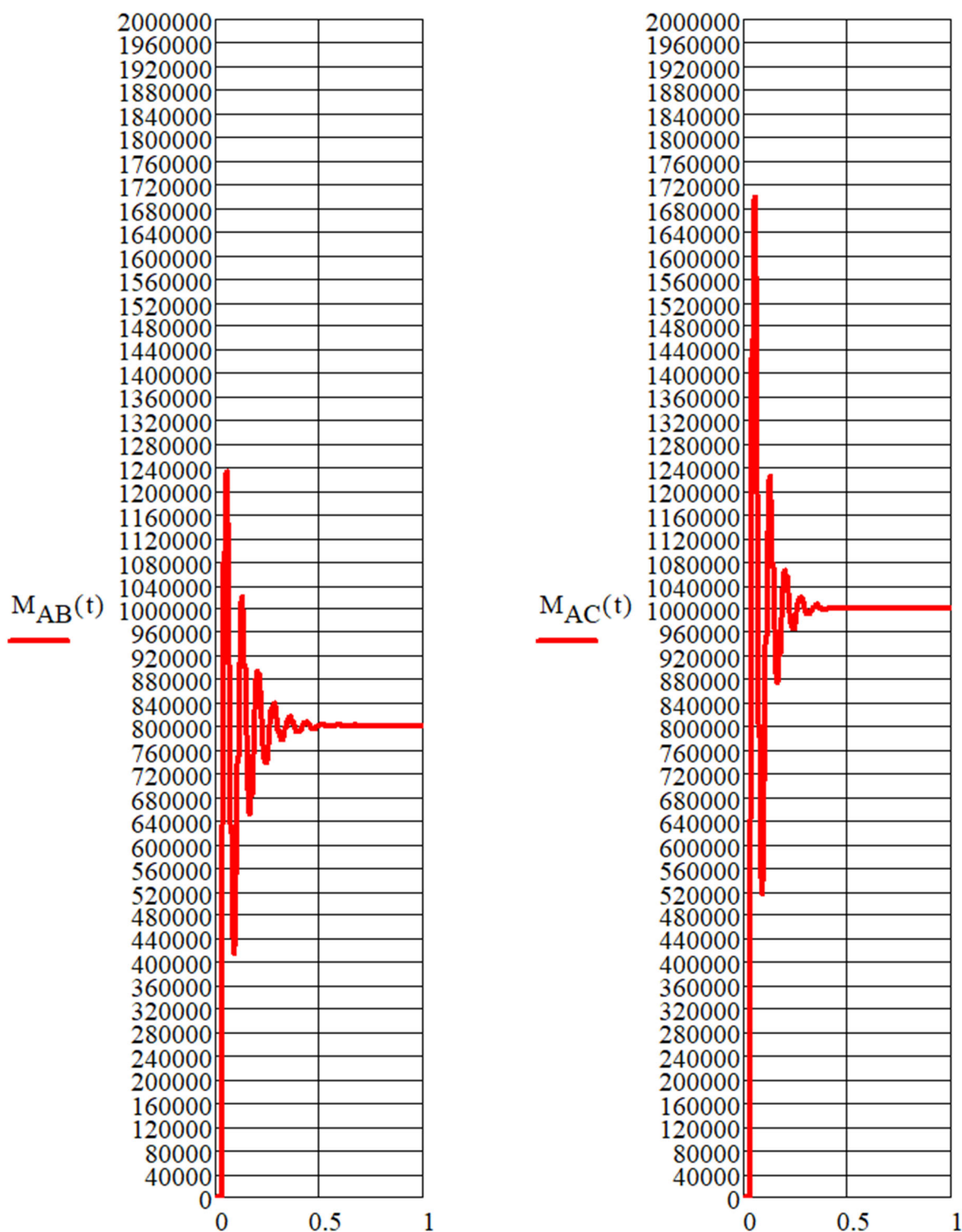


Рисунок 10. Нагружение шпинделей крутящим моментом:
результаты вычислительного эксперимента №2
при показателе нарастания экспоненты $A = 0,5 T_{зах}$

Выводы:

Сравнение результатов вычислительных экспериментов №1 и №2, выполненное по коэффициенту динамичности, показало (табл. 1, 2).

Таблица 1. Коэффициенты динамичности (верхний шпиндель)

Эксперимент №1	Эксперимент №2	Погрешность сравнения	
		Абсолютная	Относительная

1,55	$A = 0,4 T_{зах}$	1,65	0,10	6%
	$A = 0,45 T_{зах}$	1,60	0,05	3%
	$A = 0,5 T_{зах}$	1,55	0	0%

Таблица 2. Коэффициенты динамичности (нижний шпиндель)

Эксперимент №1	Эксперимент №2	Погрешность сравнения		
		Абсолютная	Относительная	
1,72	$A = 0,4 T_{зах}$	1,80	0,08	4%
	$A = 0,45 T_{зах}$	1,76	0,04	2%
	$A = 0,5 T_{зах}$	1,70	0,02	1%

Заключение:

Наибольшая относительная погрешность сравнения по коэффициенту динамичности результатов вычислительных экспериментов №1 (кусочно-линейная аппроксимация внешнего момента прокатки) и №2 (экспоненциальная аппроксимация внешнего момента прокатки) не превышает 6%, поэтому, по мнению авторов, упрощенная прямолинейная математическая зависимость достаточно точно описывает нарастание внешнего момента технологического сопротивления при асимметричной прокатке полосы в черновой клетке непрерывного широкополосного стана 2000 Новолипецкого металлургического комбината.

Список литературы:

1. Кожевников А.В., Кожевникова И.А., Юсупов В.С. Необходимость развития теории листовой прокатки, учитывающей нестационарность технологии и негативные динамические эффекты // Заготовительные производства в машиностроении. 2021. Том 19. № 11. С. 510–513.
2. Mohammad Reza Niroomand, Mohammad Reza Forouzan, Ali Heidari. Experimental analysis of vibration and sound in order to investigate chatter phenomenon in cold strip rolling // The International Journal of Advanced Manufacturing Technology. 2019; 100: 673–682. <https://doi.org/10.1007/s00170-018-2639-9>.
3. Баранов Г.Л., Чечулин Ю.Б., Зиомковский В.М., Песин Ю.В. Динамические нагрузки при захвате заготовки валками автоматического стана // Заготовительные производства в машиностроении. 2011. №4. С. 27–29.
4. Гасияров В.Р. Способ компенсации динамических нагрузок электропривода прокатной клетки за счет опережающего увеличения скорости // Электротехнические системы и комплексы. 2019. №3 (44). С. 39–46.
5. Мещеряков В.Н., Мигунов Д.В. Математическое моделирование динамических процессов в черновой клетке прокатного стана с синхронным электроприводом при вхождении сляба в межвалковый промежуток // Известия ТулГУ. Технические науки. 2023. Вып. 3. С. 47–50.
6. Радионова Л.В., Громов Д.В., Фаизов С.Р., Лисовский Р.А., Зараменских С.Е., Глебов Л.А. Методика расчета энергосиловых параметров прокатки полосы на стане ДУО-130 // Вестник Магнитогорского государственного технического университета им. Г.И. Носова. 2024. Т. 22. №3. С. 60-70.

7. Мальцев А.А., Филатов А.А. Исследование крутильно-колебательных процессов в приводе клетки №9 НЗС 900/700/500 методом компьютерного моделирования // Заготовительные производства в машиностроении. 2024. Том 22, №5. С. 216–220.
8. Мальцев А.А., Филатов А.А. Оценка уровня крутильных колебаний в приводе клетки № 5 непрерывного широкополосного стана 2000 методом компьютерного моделирования // Заготовительные производства в машиностроении. 2024. Том 22, №9. С. 417–425.

References:

1. Kozhevnikov A.V., Kozhevnikova I.A., Yusupov V.S. The need to develop a theory of sheet rolling that takes into account the non-stationarity of the technology and negative dynamic effects // Procurement in mechanical engineering. 2021. Vol. 19. No. 11. Pp. 510–513.
2. Mohammad Reza Niroomand, Mohammad Reza Forouzan, Ali Heidari. Experimental analysis of vibration and sound in order to investigate chatter phenomenon in cold strip rolling // The International journal of advanced manufacturing technology. 2019; 100: 673–682. <https://doi.org/10.1007/s00170-018-2639-9>.
3. Baranov G.L., Chechulin Yu.B., Ziomkovsky V.M., Pesin Yu.V. Dynamic loads during the gripping of a workpiece by the rolls of an automatic mill // Procurement in mechanical engineering. 2011. No. 4. Pp. 27–29.
4. Gasiyarov V.R. Method of compensating dynamic loads of the rolling stand electric drive by advancing the speed // Electrical systems and complexes. 2019. No. 3 (44). Pp. 39–46.
5. Meshcheryakov V.N., Migunov D.V. Mathematical modeling of dynamic processes in the roughing stand of a rolling mill with a synchronous electric drive when a slab enters the roll gap // Izvestiya TulGU. Technical sciences. 2023. Vol. 3. Pp. 47–50.
6. Radionova L.V., Gromov D.V., Faizov S.R., Lisovsky R.A., Zaramenskikh S.E., Glebov L.A. Methodology for calculating the energy and force parameters of strip rolling on the DUO-130 mill // Bulletin of the Nosov Magnitogorsk State Technical University. 2024. Vol. 22. No. 3. Pp. 60–70.
7. Maltsev A.A., Filatov A.A. Investigation of torsional and oscillatory processes in the drive of the No. 9 НЗС 900/700/500 stand using computer modeling // Procurement in mechanical engineering. 2024. Vol. 22, No. 5. Pp. 216–220.
8. Maltsev A.A., Filatov A.A. Assessment of the level of torsional vibrations in the drive of the No. 5 stand of the 2000 continuous broadband mill using computer modeling // Procurement in mechanical engineering. 2024. Vol. 22, No. 9. Pp. 417–425.