

КОМПЕНСАЦИЯ НЕУСТОЙЧИВОСТИ РАБОТЫ ОДНОКЛЕТЬЕВОГО СТАНА ХОЛОДНОЙ ПРОКАТКИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПИД-РЕГУЛЯТОРА

А.В. Комаров¹, Komarov_av@nlmk.com
И.Г. Большеков¹, bolshekov_ig@nlmk.com
В.А. Васильев², vasilyev_va@list.ru
А.О. Чернявский³, a.o.cher@mail.ru
А.И. Иванов², ivanovanat88@gmail.com

¹ ООО «ВИЗ-Сталь», Екатеринбург, Россия

² Научно-технический центр «СИГМА», Челябинск, Россия

³ Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия

Аннотация. В металлургии при прокатке могут возникать проблемы, связанные с возникновением автоколебаний. При прокатке тонких полос автоколебания возникают, как правило, при скоростях прокатки выше тысячи метров в минуту и на частотах в пределах от 100 до 600 Гц. На одноклетевых станах при прокатке особо тонких полос автоколебания могут возникать при скоростях в пределах 100–200 м/мин. При этом частоты колебаний находятся в пределах 9–10 Гц. Причиной автоколебаний являются неконсервативные силы в ядре прокатки или параметрические колебания за счет возникновения гистерезиса. Для низкочастотных автоколебаний существенным является влияние системы автоматического регулирования (САР) на процесс прокатки. Система САР представляет собой ПИД-регулятор, в котором каждая составляющая – пропорциональная, интегральная и дифференциальная – выполняет свою конкретную функцию. В черной металлургии в системах автоматического регулирования может быть использована только часть составляющих ПИД-регулятора, например, только интегральная составляющая или пропорциональная и интегральная составляющая. Это связано с тем, что в некоторых случаях дифференциальная составляющая, которая призвана выполнять функции стабилизации процесса прокатки, может приводить к потере устойчивости. Промышленные исследования показали, что использование пропорциональной составляющей совместно с интегральной составляющей приводит к возникновению интенсивных автоколебаний. Диапазон частот находится в пределах от 9 до 11 Гц. При работе с использованием только интегральной составляющей ПИД-регулятора автоколебания с частотами 9–11 Гц отсутствуют, но появляется неустойчивость в диапазоне частот от 0,2 до 1 Гц. Построение численных моделей стана средствами пакетов MATLAB, MathCAD и пакета Анаконда (Питон). Для систем, описываемых обыкновенными дифференциальными уравнениями с постоянными коэффициентами, как линейных, так и не линейных, для стабилизации процессов прокатки необходимо использовать дифференциальную составляющую ПИД-регулятора.

Ключевые слова: холодная прокатка, автоколебания, ПИД-регулятор, перерегулирование, промышленный эксперимент

Для цитирования: Компенсация неустойчивости работы одноклетьевого стана холодной прокатки с использованием ПИД-регулятора / А.В. Комаров, И.Г. Большеков, В.А. Васильев и др. // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». 2026. Т. 26, № 2. С. 43–55. DOI: 10.14529/engin260204

COMPENSATION OF INSTABILITY OF OPERATION OF A SINGLE-CELL COLD ROLLING MILL USING A PID CONTROLLER

A.V. Komarov¹, *Komarov_av@nlnmk.com*
I.G. Bolshekov¹, *bolshekov_ig@nlnmk.com*
V.A. Vasiliev², *vasilyev_va@list.ru*
A.O. Chernyavsky³, *a.o.cher@mail.ru*
A.I. Ivanov², *ivanovanat88@gmail.com*

¹ VIS Steel LLC, Yekaterinburg, Russia

² SIGMA Scientific and Technical Center, Chelyabinsk, Russia

³ South Ural State University, Chelyabinsk, Russia

Abstract. In metallurgy, problems may arise during rolling due to the occurrence of self-oscillations. When rolling thin bands, self-oscillations occur, as a rule, at rolling speeds above a thousand meters per minute and at frequencies ranging from 100 to 600 Hz. On single-cell mills, when rolling particularly thin strips, self-oscillations can occur at speeds in the range of 100–200 meters per minute. At the same time, the oscillation frequencies are in the range of 9–10 Hz. The cause of self-oscillation is nonconservative forces in the rolling core or parametric fluctuations due to the occurrence of hysteresis. For low-frequency self-oscillations, the influence of the automatic control system (ATS) on the rolling process is significant. The CAP system is a PID controller in which each component, proportional, integral and differential, performs its specific function. In ferrous metallurgy, only a part of the components of the PID controller can be used in automatic control systems. For example, only the integral component or the proportional and integral component. This is due to the fact that in some cases, the differential component, which is designed to stabilize the rolling process, can lead to a loss of stability. Industrial studies have shown that the use of a proportional component in conjunction with an integral component leads to intense self-oscillation. The frequency range ranges from 9 to 11 Hz. When working using only the integral component of the PID controller, there are no self-oscillations with frequencies of 9–11 Hz, but instability appears in the frequency range from 0.2 to 1 Hz. Construction of numerical models of the mill using the MATLAB, MathCAD, and Anaconda packages (Python). For systems described by ordinary differential equations with constant coefficients, both linear and non-linear, it is necessary to use the differential component of the PID controller to stabilize rolling processes.

Keywords: cold rolling, self-oscillations, transverse ribbing, natural frequencies, industrial experiment

For citation: Komarov A.V., Bolshekov I.G., Vasiliev V.A., Chernyavsky A.O., Ivanov A.I. Compensation of instability of operation of a single-cell cold rolling mill using a PID controller. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2026:26(2):43–55. (In Russ.) DOI: 10.14529/engin260204

Введение

При холодной прокатке тонких полос при определенных условиях возникают автоколебания [1–3]. Причиной автоколебаний являются нелинейность процесса прокатки, возникновение отрицательного демпфирования в зоне контакта, синхронизация и захват частот в последних клетях многоклетевых станов, неустойчивость прокатываемой полосы при больших скоростях прокатки [4–6]. Моделирование процесса автоколебаний – это сложный процесс, при этом используются как экспериментальные, так и численные методы [7–9]. Существенное влияние на процесс возникновения и прохождения автоколебаний может оказывать и система управления процессом прокатки. В многоклетевых станах происходит синхронизация колебаний последних клетей, в которых толщина прокатываемой полосы составляет 0,3–0,7 мм [10–13]. При работе одноклетевых реверсивных станов экспериментально получена зависимость частоты автоколебаний от частоты вращения рабочих валков [3, 14, 15]. Причем возникновение автоколебаний происходит с захватыванием частот ультрагармонических колебаний. Кроме того, при работе АСУ ТП форми-

руются регулирующие сигналы на усилие прокатки с частотой автоколебаний. Таким образом, рабочие валки формируют ультрагармонические колебания, АСУ ТП гармоническое захватывание частот. Регулирование стана осуществляется ПИ-и ПИД-регуляторами, являющимися, по сути, линейными системами. До тех пор, пока стан сохраняет свойства линейной колебательной системы, работа стана происходит штатно. С появлением автоколебаний стан становится существенно нелинейной системой и в управлении станом могут возникнуть проблемы. При использовании только пропорциональной и интегральной составляющих нельзя полностью устранить ошибку пропорциональной составляющей с одной стороны, с другой – интегральная составляющая устраняет ошибку, но добавляет дополнительные нежелательные колебания и может даже приводить к перерегулированию. Нежелательные колебания в переходной характеристике устраняются дифференциальной составляющей.

Кроме классических автоколебаний на высоких скоростях на относительно низких скоростях могут возникать дефекты поперечной ребристости как на многоклетьевых станах [16], так и на реверсивных двухклетьевых и одноклетьевых станах [8, 17,18].

Промышленный эксперимент

Возникновение автоколебаний на станах холодной прокатки зависит от многих факторов и всегда неожиданно. На критических скоростях внезапно происходит синхронизация колебаний двух последних клеток, третьей и четвертой или четвертой и пятой в зависимости от типа стана. В десятки или даже сотни раз увеличиваются уровни вибраций (рис. 1). Система регулирования останавливает стан (рис. 2). При этом возникают пульсационные вибрации с высоким уровнем амплитуды виброускорений (рис. 3) и в широком диапазоне частот (рис. 4).

На станах холодной прокатки, совмещенных с травильным агрегатом, на которых прокат происходит непрерывно, возможно возникновение автоколебаний натяжных станций травильного агрегата (рис. 5). Момент трения в этот момент увеличивается в десятки раз (рис. 6). Автоколебания происходят на сверхнизких скоростях протягивания полосы от 0,5 до 1,0 м/с.

На инфразвуковых частотах, в диапазоне от 9 до 11 Гц, автоколебания возникают при синхронизации клеток и прокатываемой полосы (рис. 7). Компенсация низкочастотных колебаний достаточно сложна и проводится с использованием возможностей ПИД-регуляторов [19].

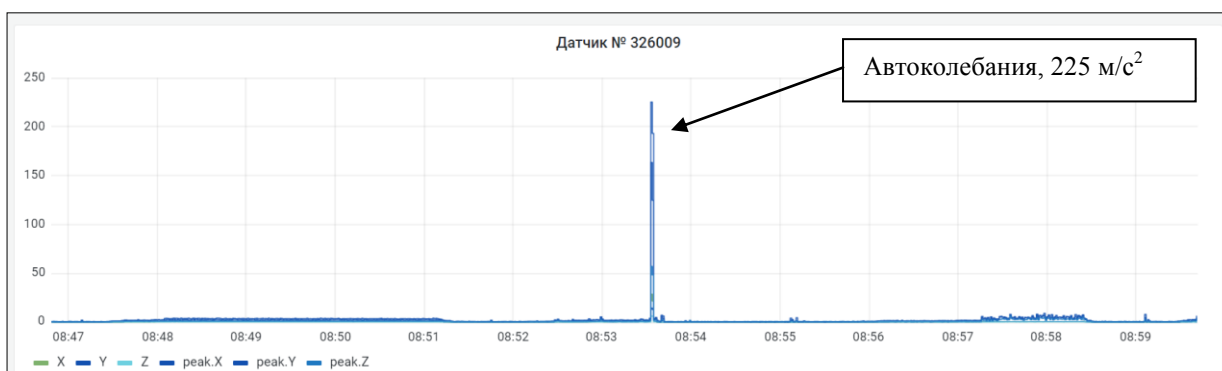


Рис. 1. Пиковые значения виброускорений в момент возникновения автоколебаний стана 2000

Fig. 1. Peak values of vibration accelerations at the moment of self-oscillation of mill 2000



Рис. 2. Скорость прокатки в момент возникновения автоколебаний

Fig. 2. The rolling speed at the moment of self-oscillation

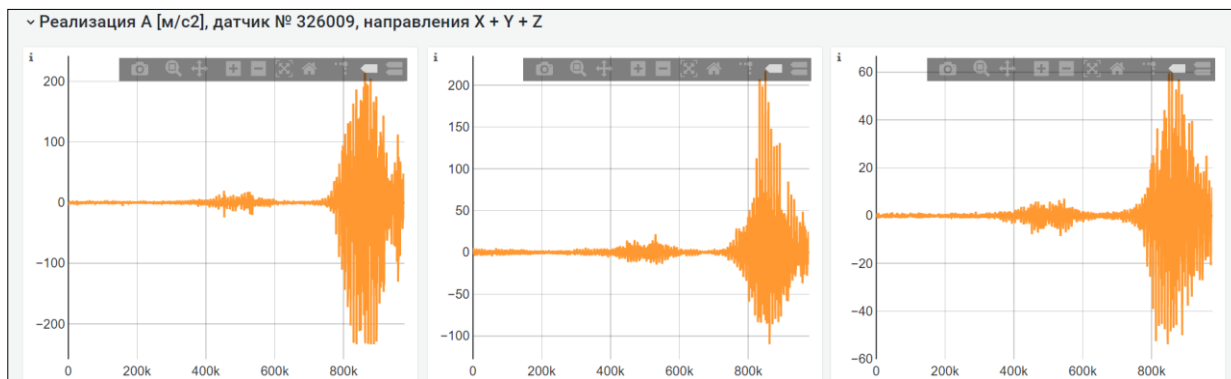


Рис. 3. Реализация виброускорений в трех взаимно перпендикулярных направлениях в момент автоколебаний
Fig. 3. Realization of vibration accelerations in three mutually perpendicular directions at the moment of self-oscillations

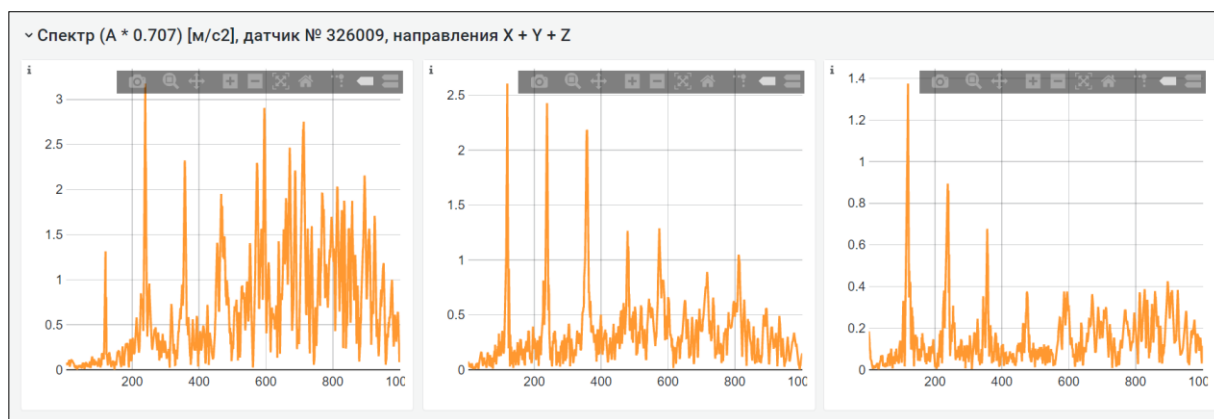


Рис. 4. Спектральные характеристики виброускорений в трех взаимно перпендикулярных направлениях в автоколебательном режиме
Fig. 4. Spectral characteristics of vibration accelerations in three mutually perpendicular directions in the self-oscillating mode



Рис. 5. Момент возникновения автоколебаний на подшипниках ролика натяжной станции травильного агрегата. Амплитуда виброускорения 42 м/с²

Fig. 5. The moment of self-oscillation on the roller bearings of the tensioning station of the etching unit. Vibration acceleration amplitude 42 m/s²

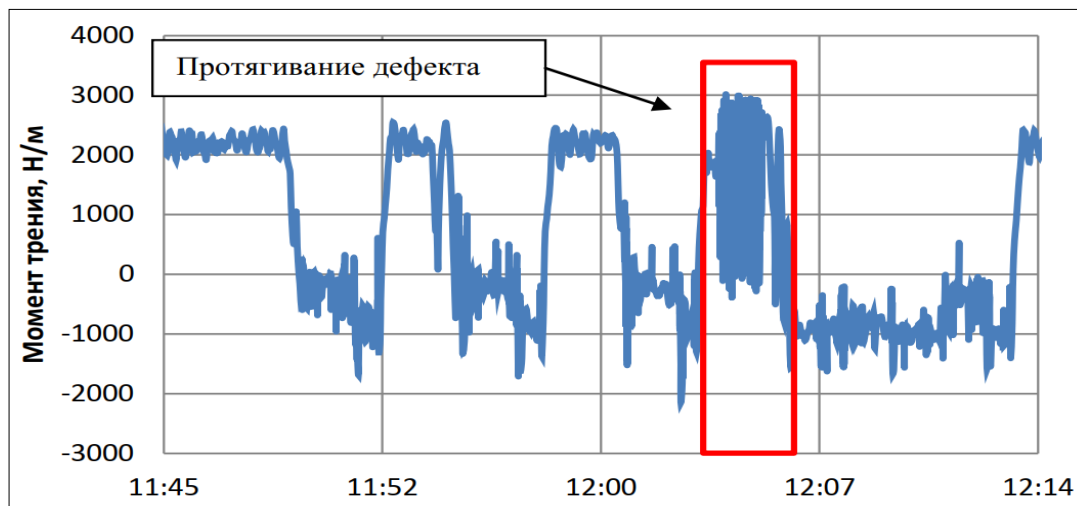


Рис. 6. Момент трения на ролике натяжной станции при штатной прокатке полосы
и в момент возникновения автоколебаний
Fig. 6. The moment of friction on the roller of the tensioning station during the normal rolling
of the strip and at the moment of self-oscillation

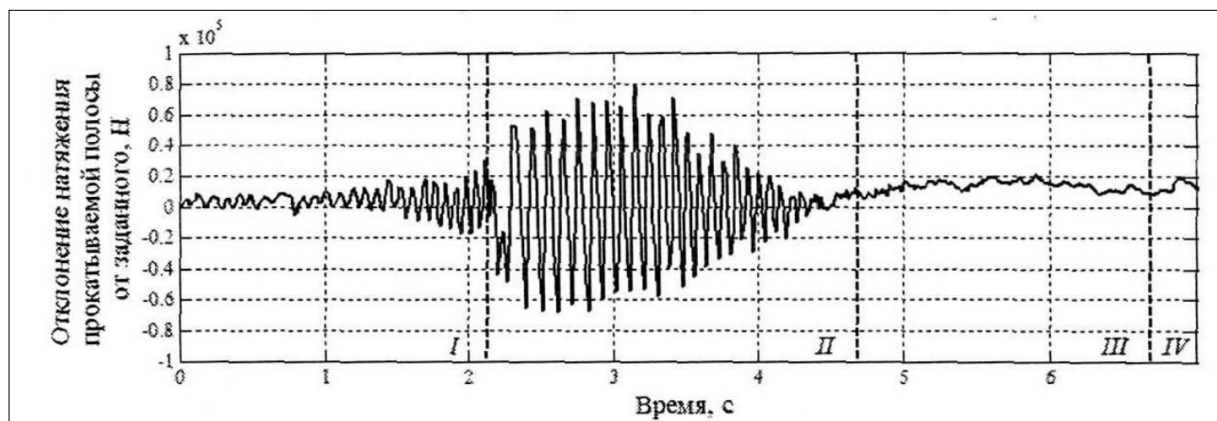


Рис. 7. Колебания натяжения протягиваемой полосы при синхронизации третьей и четвертой клетки стана 1700
Fig. 7. Tension fluctuations of the stretched strip during synchronization of the third and fourth crates of the chtan 1700

Построение численной модели стана холодной прокатки и условий возникновения автоколебаний

Упрощенную структурную схему стана можно представить в виде одномассовой колебательной системы с параметрами жесткости и демпфирования [10] (рис. 8).

Подобная модель описывается линейным обыкновенным дифференциальным уравнением второго порядка с постоянными коэффициентами.

$$m \frac{d^2 u}{dt^2} + b \frac{du}{dt} + ku = 0. \quad (1)$$

Нелинейную одномассовую систему обычно представляют в виде уравнения Ван дер Поля [19, 20]. Задавая параметры жесткости и демпфирования, полученные в промышленном эксперименте, можно изучать влияние параметров системы на возникновения автоколебаний клетки стана:

$$m \frac{d^2 u}{dt^2} - \varepsilon(1 - u^2)b \frac{du}{dt} + ku = 0. \quad (2)$$

На стан действуют две внешние гармонические силы, в зависимости от частоты воздействия могут возникать как гармоническое, так и ультрагармоническое захватывание частот. Система с приложенным внешним воздействием описывается уравнением

$$m \frac{d^2 u}{dt^2} - \varepsilon(1 - u^2)b \frac{dy}{dt} + ku = A \sin \Omega \tau. \quad (3)$$

Кроме чисто нелинейных эффектов, приводящих к возникновению автоколебаний, существуют и параметрические колебания, связанные с гистерезисом в зоне проката. Параметрические колебания обычно описываются уравнениями Матьё:

$$m \frac{d^2 u}{dt^2} + \omega_0^2 (1 + f \cos(\omega t)) b u = 0. \quad (4)$$

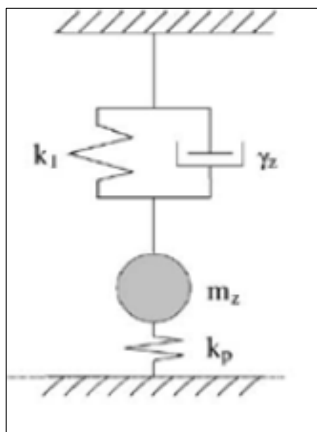


Рис. 8. Структурная схема нелинейной колебательной системы

Fig. 8. Block diagram of a nonlinear oscillatory system

Решение линейных обыкновенных дифференциальных уравнений проводится с использованием преобразования Лапласа, ставшего классическим в теории автоматического управления. Нелинейные уравнения решаются с помощью дискретного преобразования Лапласа.

Преобразование Лапласа превращает дифференциальное уравнение (1) в алгебраическое:

$$G_p = \frac{1}{m \cdot s^2 + b \cdot s + k}. \quad (5)$$

Альтернативное решение – численное, например, методом Эйлера, явное интегрирование по времени.

Принципиальная схема регулирования объекта управления с использованием ПИД-регулятора приведена на рис. 9. ПИД-регулятор состоит из трех составляющих:

пропорциональной – $K_p = e(t)$, интегральной – $K_i = \int_0^t e(t) dt$ и дифференциальной – $K_d = \frac{de(t)}{dt}$.

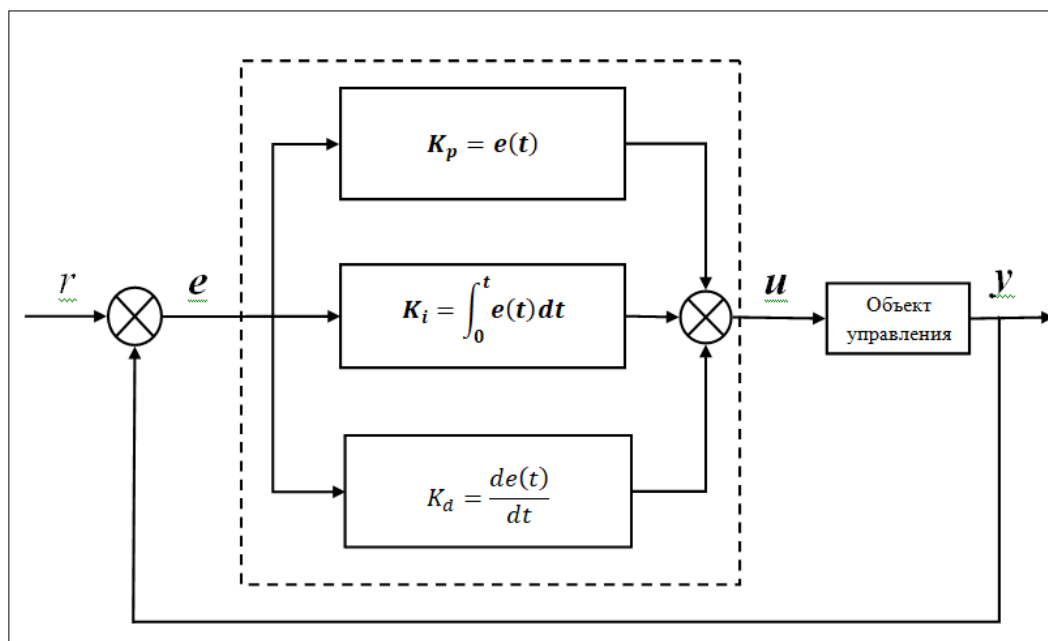


Рис. 9. Принципиальная схема регулирования объекта управления с использованием ПИД-регулятора

Fig. 9. Schematic diagram of the control object regulation using a PID controller

$$U(t) = P + I + D = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(t) dt + K_d \frac{de(t)}{dt}. \quad (6)$$

Здесь $e(t) = r(t) - y(t)$ – ошибка регулирования (рассогласование); $r(t)$ – уставка (заданное значение); $y(t)$ – текущее значение регулируемой величины; $U(t)$ – управляющий сигнал.

Моделирование работы ПИД-регулятора стана холодной прокатки с использованием пакета MATLAB

Изменяя коэффициенты составляющих ПИД-регулятора, можно определить влияние отдельных составляющих на устойчивость объекта управления, в нашем случае стана холодной прокат-

ки. Рассмотрим три этапа: 1-й – использование отдельно пропорциональной составляющей, 2-й – интегральной составляющей и 3-й – дифференциальной составляющей. Уставка (заданное значение) – $r(t)$ принимаем равной безразмерной единице.

Этап 1. ПИД-регулятор с использованием пропорциональной составляющей (П, 0, 0)

Три варианта: 1, 2, 3. Коэффициенты K_p равны: 0,045203, 0,245203 и 0,45203. Отклики системы приведены на рис. 10. Система стабильна, но получить заданное значение уставки не получилось.

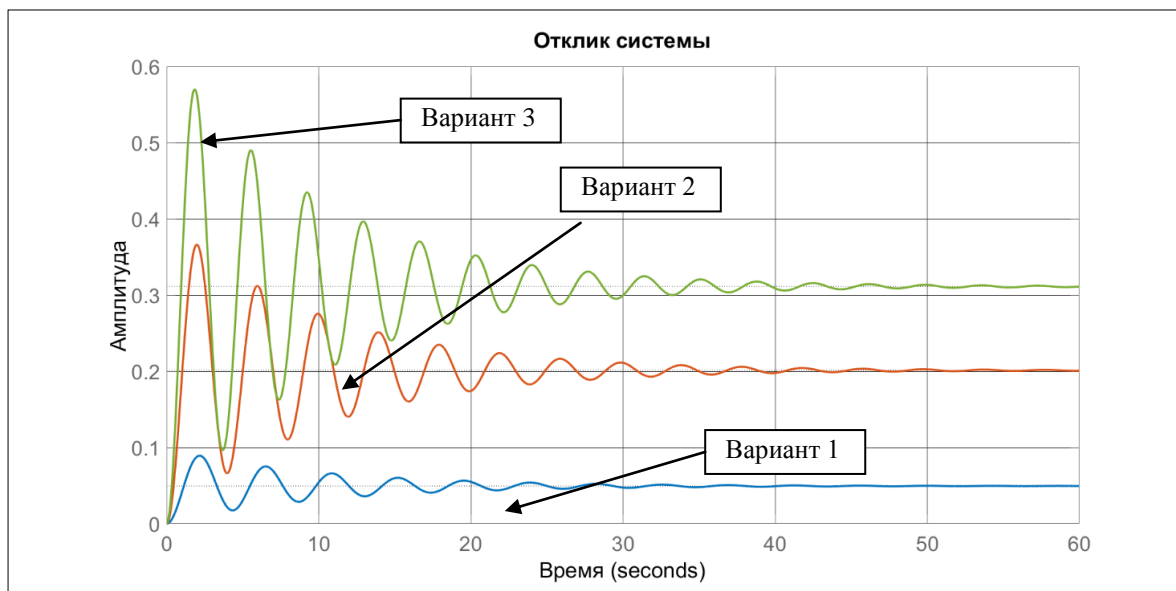


Рис. 10. Отклик объекта регулирования при использовании пропорциональной составляющей
Fig. 10. The response of the regulated object when using the proportional component

Этап 2. ПИД-регулятор с использованием интегральной составляющей (0, И, 0)

Три варианта: 4, 5, 6. Коэффициенты K_i равны: 0,017317, 0,17317 и 0,27317. Отклики системы приведены на рис. 11. Система во втором варианте с коэффициентом 0,17317 вышла в значе-ние уставки. При увеличении коэффициента система теряет устойчивость. Перегулирование.

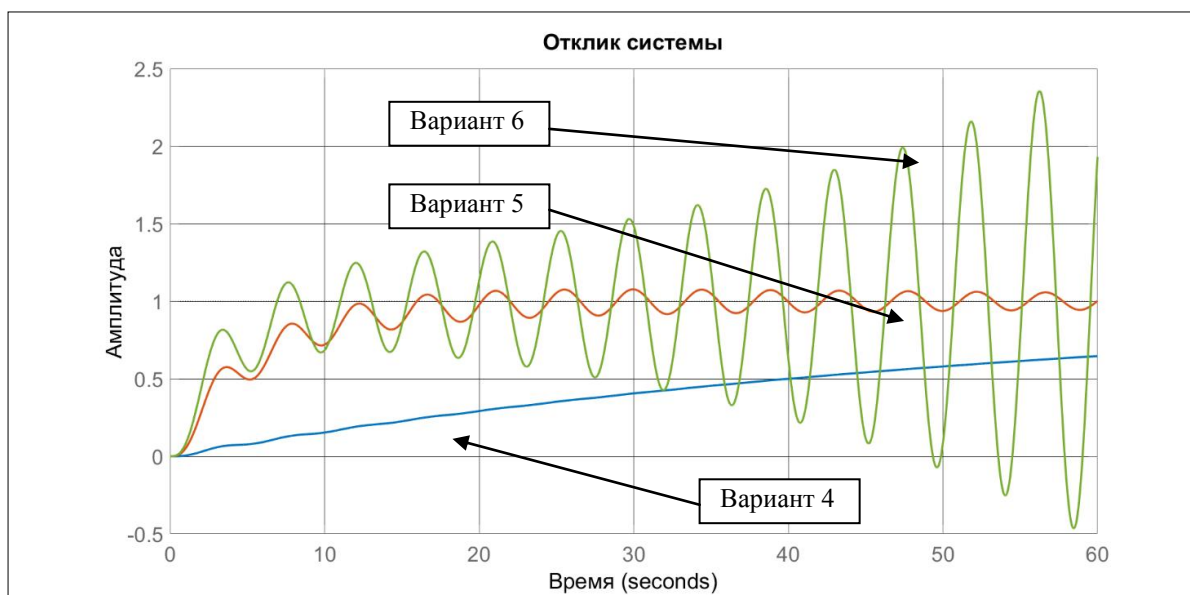


Рис. 11. Отклик объекта регулирования при использовании интегральной составляющей
Fig. 11. Response of the regulatory object when using the integral component

Этап 3. ПИД-регулятор с использованием дифференциальной составляющей (0, 0, Д)

Три варианта 7,8,9. Коэффициенты K_d равны: 0,027997, 0,17997 и 0,27997. Отклики системы приведены на рис. 11. Система во всех трех вариантах остается в нулевом положении, выполняя функцию стабилизации объекта управления.

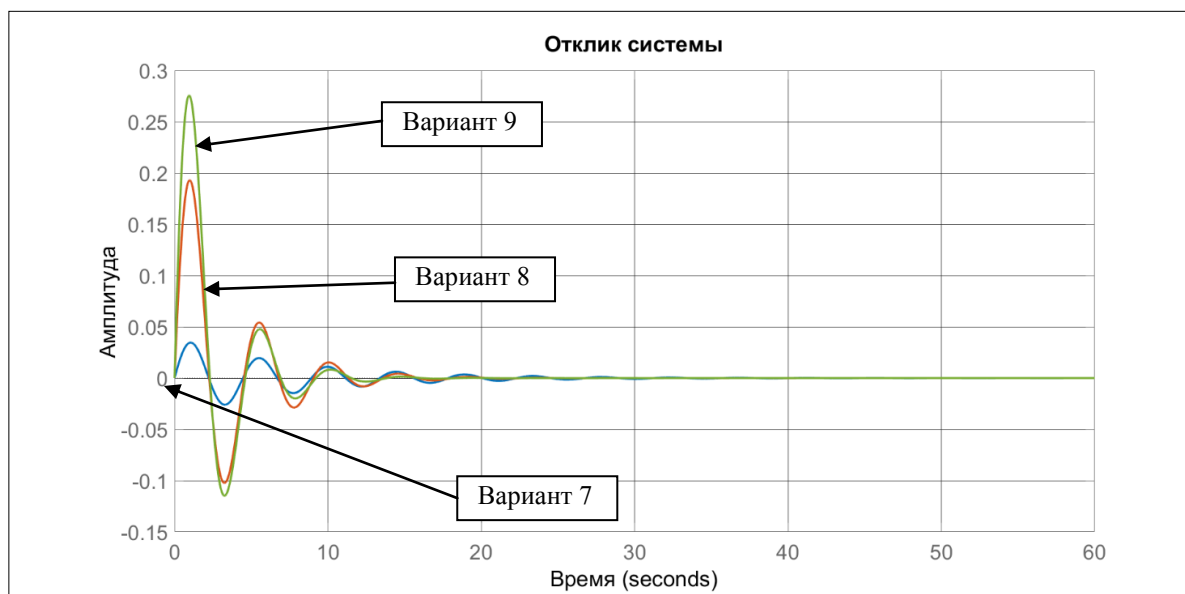


Рис. 12. Отклик объекта регулирования при использовании дифференциальной составляющей
Fig. 12. Response of the control object when using the differential component

Моделирование работы ПИД-регулятора стана холодной прокатки с использованием пакета MathCAD

Модели ПИД-регулятора строились с учетом пропорциональной интегральной и дифференциальной составляющих с использованием пакета MathCAD.

Устойчивость процесса описываемого обыкновенным дифференциальным уравнением второго порядка с постоянными коэффициентами, как правило, проводится подбором коэффициентов составляющих ПИД-регулятора. На рис. 13 приведен отклик системы с коэффициентами пропорциональной составляющей – $K_p = 0,45203$, интегральной составляющей $K_i = 0,17317$ и дифференциальной составляющей – $K_d = 0,27997$. При увеличении интегральной составляющей до величины равной $K_i = 1,17317$ происходит самопроизвольная потеря устойчивости процесса регулирования (рис. 14). Использование дифференциальной составляющей ПИД-регулятора путём подбора коэффициента K_d позволяет стабилизировать работу модели стана (рис. 15).

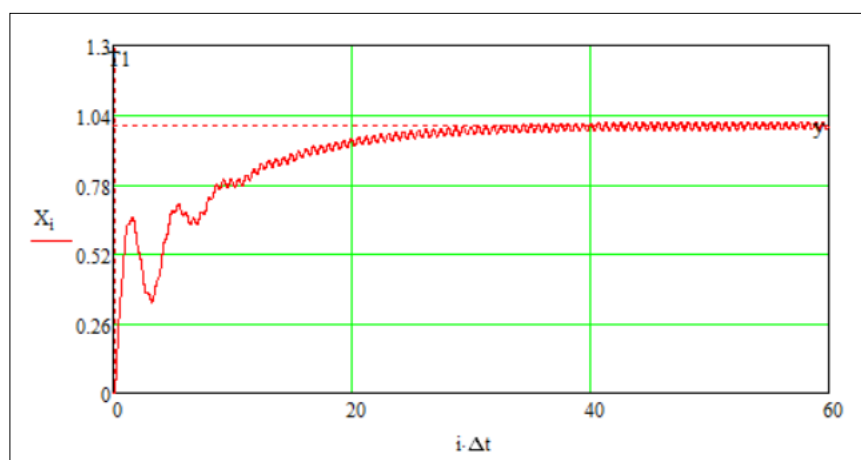


Рис. 13. Отклик системы под действием ПИД-регулятора с коэффициентами: $K_p = 0,45203$; $K_i = 0,17317$; $K_d = 0,27997$
Fig. 13. System response under the action of a PID controller with coefficients: $K_p = 0.45203$; $K_i = 0.17317$; $K_d = 0.27997$

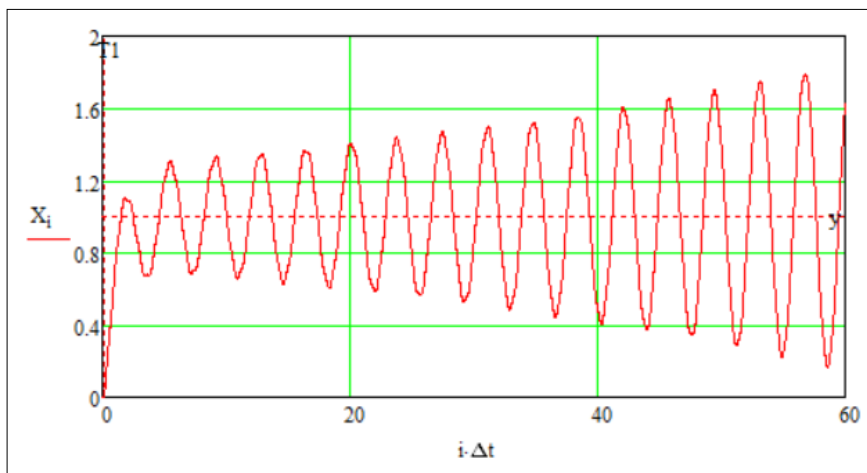


Рис. 14. Неустойчивость модели стана при увеличении интегральной составляющей – $K_i = 1,17317$

Fig. 14. Instability of the mill model with an increase in the integral component – $K_i = 1.17317$

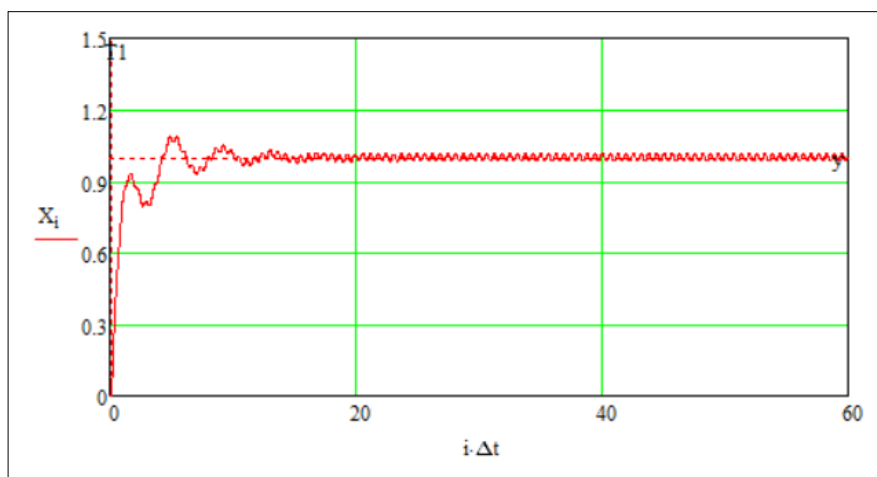


Рис. 15. Стабилизация модели стана при подборе оптимального значения дифференциальной составляющей ПИД-регулятора: $K_p = 0,45203$; $K_i = 1,17317$; $K_d = 0,57997$

Fig. 15. Stabilization of the mill model when selecting the optimal value of the differential component of the PID controller: $K_p = 0.45203$; $K_i = 1.17317$; $K_d = 0.57997$

Моделирование работы ПИД-регулятора стана холодной прокатки с использованием пакета Юпитер «Ноутбук» на языке программирования Питон

Моделирование ПИД-регулятора с использованием пакета MathCAD позволяет исследовать работу стана в безразмерном виде. Некоторую проблему представляет определение собственных частот и частот автоколебаний в режиме потери устойчивости работы агрегата. Решением проблемы может быть использование пакета Юпитер «Ноутбук» на языке Питон. Отклик системы регулирования в размерном виде представлен на рис. 16. Спектральная характеристика колебательной системы, полученная с использованием преобразования Фурье, приведена на рис. 17. Частота колебаний отклика системы совпадает с собственной частотой объекта регулирования.

Заключение

1. ПИД-регулятор стана холодной прокатки с использованием только пропорциональной и интегральной составляющей может приводить к неустойчивой работе стана.
2. Использование ПИД-регулятора только с интегральной составляющей без дифференциальной составляющей при определенных, критических, режимах может приводить к возникновению перерегулирования.
3. Устойчивая работа стана холодной прокатки возможна с использованием ПИД-регулятора с полным комплектом составляющих – пропорциональной, интегральной и дифференциальной.

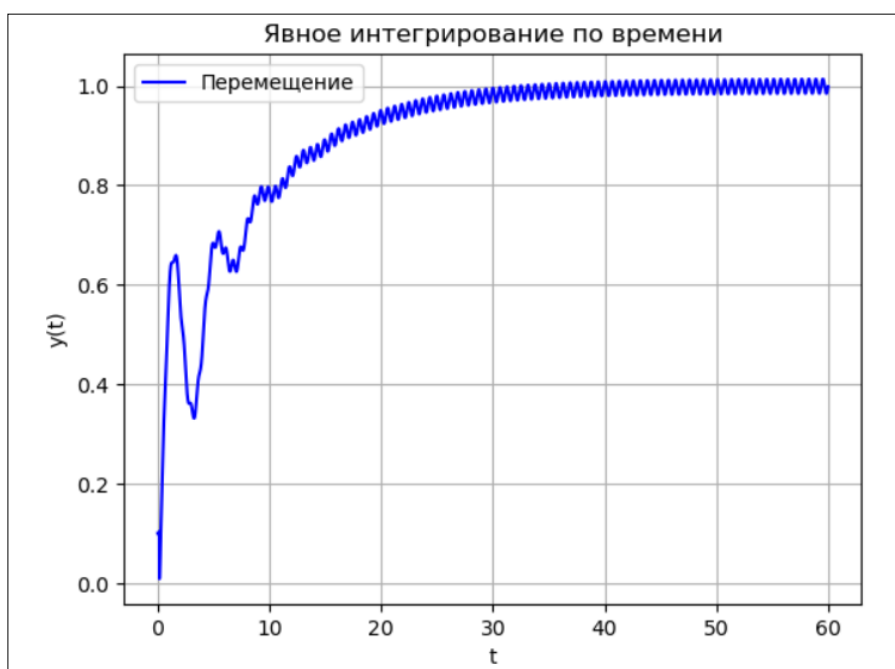


Рис. 16. ПИД-регулятор. Отклик колебательной системы, описываемой уравнением второго порядка
Fig. 16. PID controller. The response of an oscillatory system described by a second-order equation

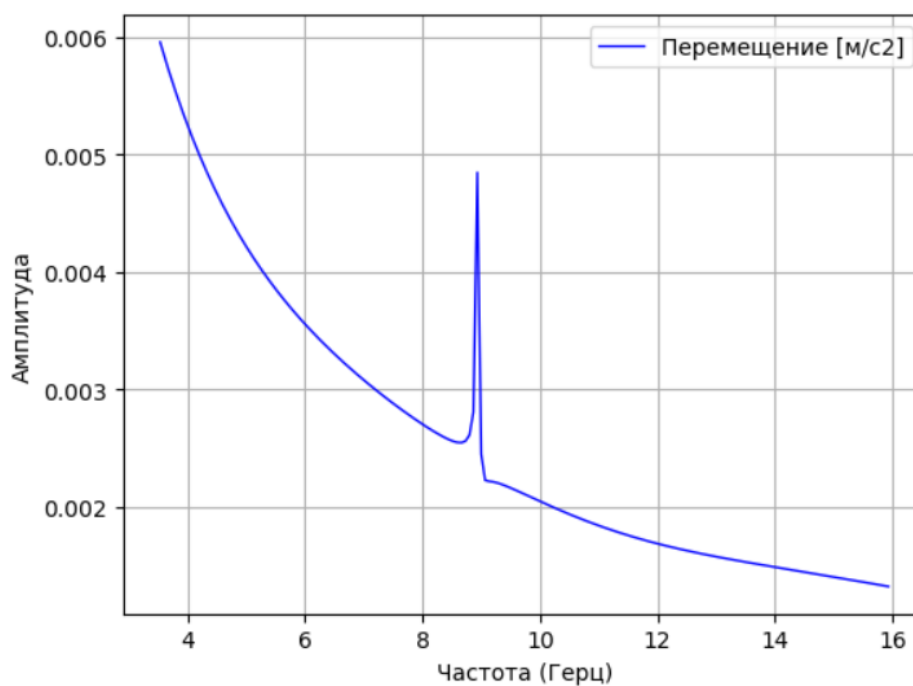


Рис. 17. Спектральный состав виброперемещений отклика колебательной системы
Fig. 17. Spectral composition of vibration displacements of the response of the oscillatory system

Список литературы

1. Автоколебания в стане холодной прокатки / Г.Э. Аркулис, З.М. Шварцман и др. // Сталь. 1972. № 8. С. 727–728.
2. Исследование причин возникновения колебаний в клетях непрерывных прокатных станов / Э.А. Гарбер, В.П. Наумченко и др. // Производство проката. 2003. № 1. С. 10–12.
3. Characteristic recognition of chatter mark vibration in a rolling mill based on non-dimensional parameters of the vibration signal / Shao Yimin, De Xiao, Yuan Yilin et al. // Journal of Mechanical Science and Technology 2014. Vol. 28(6). P. 2075–2080 DOI: 10.1007/s12206-014-0106-6
4. Система обнаружения признаков развития «чаттера» и своевременной коррекции технологического режима непрерывной холодной прокатки полос / И.Ю. Приходько, П.В. Крот, Е.А. Парсенюк др. // Труды VII Конгресса прокатчиков. М., 2007. Т. 1. С. 115–123.
5. Niroomand M.R., Forouzan M.R., Salimi M. Theoretical and experimental analysis of chatter in tandem cold rolling mills based on wave propagation theory // [J]. ISIJ Int. 2015. Vol. 55(3). P. 637–646. DOI: 10.2355/isijinternational.55.637
6. Kozhevnikova A.V., Yusupov V.S. Methodology of Designing Cold Rolling Technology Preventing Vibrations on Rolling Mills // Steel in Translation. 2021. Vol. 51, no. 5. P. 330–334. DOI: 10.3103/S0967091221050065
7. High-speed rolling by hybrid-lubrication system in tandem cold rolling mills / Y. Kimura, N. Fujita, Y. Matsubara et al. // J. Mater Process Technol. 2015. Vol. 21(6). P. 357–368. DOI: 10.1016/j.jmatprotec.2014.10.002
8. Vibration characteristics of multi-parametric excitations and multi-frequency external excitations of rolling mill under entry thickness fluctuation of strip / T. Xu, D.X. Hou, Z.N. Sun, D.W. Guo // J. Iron Steel Res. 2020. Vol. 27(5). P. 517–527. DOI: 10.1007/s42243-020-00404-1
9. Heidari A., Forouzan M. R., Akbarzadeh S. Development of a Rolling Chatter Model Considering Unsteady Lubrication // ISIJ International. 2014. Vol. 54, nNo. 1. pp. 165–170.
10. Swiatoniowski A., Bar A. Parametrical excitement vibration in tandem mills – mathematical model and its analysis // Journal of Materials Processing Technology. 2003. Vol. 134. P. 214–224.
11. Анищенко В.С., Николаев С.М., Кортис Ю. Механизмы синхронизации резонансного предельного цикла на двухмерном роторе // Нелинейная динамика. 2008. Т. 4, № 1. С. 39–56.
12. Кузнецов А.П., Сатаев И.Р., Тюрюкина Л.В Синхронизация квазипериодических колебаний связанных фазовых осцилляторов // Письма в ЖТФ. 2010. Т. 36, № 10. С. 73–80.
13. Численное и экспериментальное исследование внешней синхронизации двухчастотных колебаний / В.С. Анищенко, С.В. Астахов, Т.Е. Вадивасова, А.В.Феоктистов // Нелинейная динамика. 2009. Т. 5, № 2. С. 237–252.
14. Amer Y.A., El-Sayed A.T., El-Bahrawy F.T. Torsional vibration reduction for rolling mill's main drive system via negative velocity feedback under parametric excitation // J. Mech. Sci. Technol. 2015. Vol. 29(4). P. 1581–1589. DOI: 10.1007/s12206-015-0330-8
15. Guo R.M., Urso A. C., Schunk J. H. Analysis of chatter vibration phenomena of rolling mills using finite element methods // Iron & Steel Technology. 1993. Vol. 70 (1). P. 29–39.
16. Крот П.В. Параметрические колебания в прокатных станах // Сборник научных трудов НГУ. Днепропетровск: Национальный горный университет, 2002. Т. 3, № 13. С. 15–21.
17. Zhao H., Ehmman K.F. Stability analysis of chatter in tandem rolling mills – part 1: single- and multi-stand negative damping effect // J Manuf Sci Technol. 2013. DOI: 10.1115/1.4024032
18. Lim H.B., Yang H.I. Experimental and Numerical Investigation of the Vibration Characteristics in a Hot late Rolling Mill Based on Multibody Dynamics // ISIJ International. 2020. Vol. 60, no. 11. P. 2477–2484. DOI: 10.2355/isijinternational.ISIJINT-2019-773
19. Pol B. van der On “relaxation-oscillations” // The London, Edinburgh, and Dublin Philosophical Magazine and Journal of Science. 1926. No. 7 (2). P. 978–992.
20. Андронов А.А., Витт А.А., Хайкин С.Э. Теория колебаний. М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы. 1981. 568 с.

References

1. Arkulis G.E., Shvartsman Z.M., et al. Self-oscillations in a cold rolling mill. *Steel*, 1972, no. 8, pp. 727–728. (In Russ.)
2. Garber E.A., Naumchenko V.P. et al. Investigation of the causes of vibration occurrence in stands of continuous rolling mills. *Rolled Steel Production*, 2003, no. 1, pp. 10–12. (In Russ.)
3. Shao Y., Xiao D., Yuan Y., Mechefske C.K., Chen Z. Characteristic recognition of chatter mark vibration in a rolling mill based on non-dimensional parameters of the vibration signal. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2014, vol. 28, no. 6, pp. 2075–2080. DOI: 10.1007/s12206-014-0106-6.
4. Prikhodko I.Yu., Krot P.V., Parsenyuk E.A., Chernov P.P., Pimenov V.A., Tsukanov Yu.A. System for detecting signs of “chatter” development and timely correction of the technological mode of continuous cold strip rolling. *Proceedings of the VII Congress of Rollers*. Moscow, 2007, vol. 1, pp. 115–123. (In Russ.)
5. Niroomand M.R., Forouzan M.R., Salimi M. Theoretical and experimental analysis of chatter in tandem cold rolling mills based on wave propagation theory. *ISIJ International*, 2015, vol. 55, no. 3, pp. 637–646. DOI: 10.2355/isijinternational.55.637.
6. Kozhevnikova A.V., Yusupov V.S. Methodology of designing cold rolling technology preventing vibrations on rolling mills. *Steel in Translation*, 2021, vol. 51, no. 5, pp. 330–334. DOI: 10.3103/S0967091221050065.
7. Kimura Y., Fujita N., Matsubara Y., Kobayashi K., Amanuma Y., Yoshioka O., Sodani Y. High-speed rolling by hybrid-lubrication system in tandem cold rolling mills. *Journal of Materials Processing Technology*, 2015, vol. 216, pp. 357–368. DOI: 10.1016/j.jmatprotec.2014.10.002.
8. Xu T., Hou D.X., Sun Z.N., Guo D.W. Vibration characteristics of multi-parametric excitations and multi-frequency external excitations of rolling mill under entry thickness fluctuation of strip. *Journal of Iron and Steel Research International*, 2020, vol. 27, no. 5, pp. 517–527. DOI: 10.1007/s42243-020-00404-1.
9. Heidari A., Forouzan M.R., Akbarzadeh S. Development of a rolling chatter model considering unsteady lubrication. *ISIJ International*, 2014, vol. 54, no. 1, pp. 165–170.
10. Swiatoniowski A., Bar A. Parametrical excitement vibration in tandem mills – mathematical model and its analysis. *Journal of Materials Processing Technology*, 2003, vol. 134, pp. 214–224.
11. Anishchenko V.S., Nikolaev S.M., Kurtis Yu. Mechanisms of synchronization of a resonant limit cycle on a two-dimensional rotor. *Nonlinear Dynamics*, 2008, vol. 4, no. 1, pp. 39–56. (In Russ.)
12. Kuznetsov A.P., Sataev I.R., Tyuryukina L.V. Synchronization of quasiperiodic oscillations of coupled phase oscillators. *Technical Physics Letters*, 2010, vol. 36, no. 10, pp. 73–80. (In Russ.)
13. Anishchenko V.S., Astakhov S.V., Vadivasova T.E., Feoktistov A.V. Numerical and experimental study of external synchronization of two-frequency oscillations. *Nonlinear Dynamics*, 2009, vol. 5, no. 2, pp. 237–252. (In Russ.)
14. Amer Y.A., El-Sayed A.T., El-Bahrawy F.T. Torsional vibration reduction for rolling mill's main drive system via negative velocity feedback under parametric excitation. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2015, vol. 29, no. 4, pp. 1581–1589. DOI: 10.1007/s12206-015-0330-8.
15. Guo R.M., Urso A.C., Schunk J.H. Analysis of chatter vibration phenomena of rolling mills using finite element methods. *Iron & Steel Technology*, 1993, vol. 70, no. 1, pp. 29–39.
16. Krot P.V. Parametric oscillations in rolling mills. *Collection of Scientific Papers of the National Mining University*. Dnipropetrovsk, 2002, no. 13, vol. 3, pp. 15–21. (In Russ.)
17. Zhao H., Ehmann K.F. Stability analysis of chatter in tandem rolling mills – Part 1: Single- and multi-stand negative damping effect. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 2013, vol. 135, no. 3. DOI: 10.1115/1.4024032.
18. Lim H.B., Yang H.I. Experimental and numerical investigation of the vibration characteristics in a hot strip rolling mill based on multibody dynamics. *ISIJ International*, 2020, vol. 60, no. 11, pp. 2477–2484. DOI: 10.2355/isijinternational.ISIJINT-2019-773.
19. Pol B. van der On “relaxation-oscillations”. *The London, Edinburgh, and Dublin Philosophical Magazine and Journal of Science*, 1926, no. 7 (2), p. 978–992.
20. Andronov A.A., Witt A.A., Haikin S. E. *Teoriya kolebaniy* [Theory of oscillations]. Moscow, 1981. 568 p.

Информация об авторах

Комаров Алексей Валерьевич, начальник ремонтного управления, ООО «ВИЗ-Сталь», Екатеринбург, Россия; Komarov_av@nlmk.com

Большиков Иван Георгиевич, начальник отдела АСУ ТП, ООО «ВИЗ-Сталь», Екатеринбург, Россия; bolshekov_ig@nlmk.com

Васильев Виталий Альбертович, кандидат технических наук, заместитель директора, ООО НТЦ «СИГМА», Челябинск, Россия; vasilyev_va@list.ru

Чернявский Александр Олегович, доктор технических наук, Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия; a.o.cher@mail.ru

Иванов Анатолий Иванович, научный сотрудник, ООО НТЦ «СИГМА», Челябинск, Россия; ivanovanat88@gmail.com

Information about the authors

Alexey V. Komarov Head of the Repair Department, VIS Steel LLC, Yekaterinburg, Russia; Komarov_av@nlmk.com

Ivan G. Bolshekov, Head of the Automated Control System Department, VIS Steel LLC, Yekaterinburg, Russia; bolshekov_ig@nlmk.com

Vitaly A. Vasiliev, Candidate of Technical Sciences, Deputy Director, SIGMA Scientific and Technical Center, Chelyabinsk, Russia; vasilyev_va@list.ru

Alexander O. Chernyavsky, Doctor of Technical Sciences, South Ural State University, Chelyabinsk, Russia; a.o.cher@mail.ru

Anatoly I. Ivanov, Researcher, SIGMA Scientific and Technical Center, Chelyabinsk, Russia; ivanovanat88@gmail.com

Статья поступила в редакцию 25.05.2026; принята к публикации 01.06.2026.

The article was submitted 25.05.2026; accepted for publication 01.06.2026.