

# **Численные методы моделирования**

## **Numerical simulation methods**

Научная статья

УДК 621.436

DOI: 10.14529/engin250206

## **АВТОКОЛЕБАНИЯ ОДНОКЛЕТЬЕВЫХ РЕВЕРСИВНЫХ СТАНОВ ХОЛОДНОЙ ПРОКАТКИ ПРИ ПЕРИОДИЧЕСКОМ ВОЗДЕЙСТВИИ ВНЕШНЕЙ СИЛЫ**

**А.В Комаров<sup>1</sup>, Komarov\_av@nlmk.com**

**И.Г. Большеков<sup>2</sup>, bolshekow\_ig@nlmk.com**

**В.А. Васильев<sup>3</sup>, vasilyev\_va@list.ru**

**А.О. Чернявский<sup>4</sup>, a.o.cher@mail.ru**

**А.И. Иванов<sup>3</sup>, ivanovanat88@gmail.com**

<sup>1</sup> *Московский физико-технический институт, Москва, Россия*

<sup>2</sup> *ООО «ВИЗ-Сталь», Екатеринбург, Россия*

<sup>3</sup> *Научно-технический центр «СИГМА», Челябинск, Россия*

<sup>4</sup> *Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия*

**Аннотация.** При холодной прокатке тонких полос при определенных условиях возникают автоколебания. Причиной автоколебаний являются нелинейность процесса прокатки, возникновение отрицательного демпфирования в зоне контакта, синхронизация и захват частот в последних клетях многоклетьевых станов, неустойчивость прокатываемой полосы при больших скоростях прокатки. Моделирование процесса автоколебаний – это сложный процесс, при этом используются как экспериментальные, так и численные методы. Существенное влияние на процесс возникновения и прохождения автоколебаний может оказывать и система управления процессом прокатки. При работе одноклетевых реверсивных станов экспериментально получена зависимость частоты автоколебаний от частоты вращения рабочих валков. Возникновение автоколебаний происходит на частоте, в три раза превышающей частоту вынуждающих колебаний. Кроме того, при работе АСУ ТП формируются регулирующие сигналы на усилие прокатки с частотой, равной частоте автоколебаний. Таким образом, клеть формирует самовозбуждающиеся колебания, АСУ ТП внешнее воздействие на колебательную систему. 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. Используя уравнение Ван дер Поля, провели численный анализ поведения стана при воздействии на него внешних сил, формируемых рабочими валками и АСУ ТП. Показано, что нелинейная автоколебательная система при нулевых начальных условиях и отсутствии внешних сил остается в покое. При внешнем воздействии на систему с частотой, далекой от частоты автоколебаний, в системе возникают вынужденные колебания и формируется автоколебательный режим. При этом могут быть сформированы ультрагармонические колебания. При воздействии на систему силами с частотой, равной частоте автоколебаний, формируется гармоническое захватывание частоты. Формирование условий возникновения автоколебаний одноклетевого стана может осуществляться непосредственно клетью стана и дополнительно усиливаться воздействием АСУ ТП.

**Ключевые слова:** холодная прокатка, автоколебания, синхронизация, захват частот, промышленный эксперимент

**Для цитирования:** Автоколебания одноклетьевых реверсивных станов холодной прокатки при периодическом воздействии внешней силы / А.В. Комаров, И.Г. Большеков, В.А. Васильев и др. // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». 2025. Т. 25, № 2. С. 60–72. DOI: 10.14529/engin250206

Original article

DOI: 10.14529/engin250206

## SELF-OSCILLATION OF SINGLE-CELL REVERSIBLE COLD ROLLING MILLS UNDER PERIODIC EXTERNAL FORCE

A.V. Komarov<sup>1</sup>, Komarov\_av@nlmk.com

I.G. Bolshakov<sup>2</sup>, bolshevikov\_ig@nlmk.com

V.A. Vasiliev<sup>3</sup>, vasilyev\_va@list.ru

A.O. Chernyavsky<sup>4</sup>, a.o.cher@mail.ru

A.I. Ivanov<sup>3</sup>, ivanovanat88@gmail.com

<sup>1</sup> Moscow Institute of Physics and Technology, Moscow, Russia

<sup>2</sup> VIS Steel LLC, Yekaterinburg, Russia

<sup>3</sup> SIGMA Scientific and Technical Center, Chelyabinsk, Russia

<sup>4</sup> South Ural State University, Chelyabinsk, Russia

**Abstract.** During cold rolling of thin strips, self-oscillations occur under certain conditions. The cause of self-oscillation is the nonlinearity of the rolling process, the occurrence of negative damping in the contact zone, synchronization and frequency capture in the last stands of multicellular mills, and instability of the rolled band at high rolling speeds. Modeling the self-oscillation process is a complex process, using both experimental and numerical methods. The rolling process control system can also have a significant impact on the process of occurrence and passage of self-oscillations. During the operation of single-cell reversing mills, the dependence of the self-oscillation frequency on the rotation frequency of the working rolls was experimentally obtained. Moreover, the occurrence of self-oscillations occurs with frequency capture as an ultraharmonic oscillation. In addition, during the operation of the automated process control system, control signals are generated for the rolling force with a frequency of self-oscillations. Thus, the working rolls form ultraharmonic vibrations, AS well as harmonic frequency capture. The mill is regulated by PI and PID regulators, which are essentially linear systems. As long as the mill retains the properties of a linear oscillatory system, the mill operates normally. With the advent of self-oscillation, the mill becomes a significantly nonlinear system and problems may arise in the control of the mill. Using the Van der Pol equation, a numerical analysis of the mill's behavior under the influence of external forces generated by working rolls and automated process control systems was carried out. It is shown that a nonlinear self-oscillating system remains at rest under zero initial conditions and the absence of external forces. When an external influence is applied to the system with a frequency far from the frequency of self-oscillations, forced oscillations occur in the system, and an auto-oscillatory mode is formed. In this case, ultraharmonic vibrations can be formed. When the system is affected by forces with a frequency equal to the frequency of self-oscillations, harmonic frequency capture is formed. The formation of conditions for the occurrence of self-oscillations of a single-cell mill can be carried out directly by the mill cage and additionally enhanced by the impact of automated process control systems.

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

**For citation:** Komarov A.V., Bolshakov I.G., Vasiliev V.A., Chernyavsky A.O., Ivanov A.I. Self-oscillation of single-cell reversible cold rolling mills under periodic external force. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2025:25(2):60–72. (In Russ.) DOI: 10.14529/engin250206

### 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. Существенное влияние на процесс возникновения и

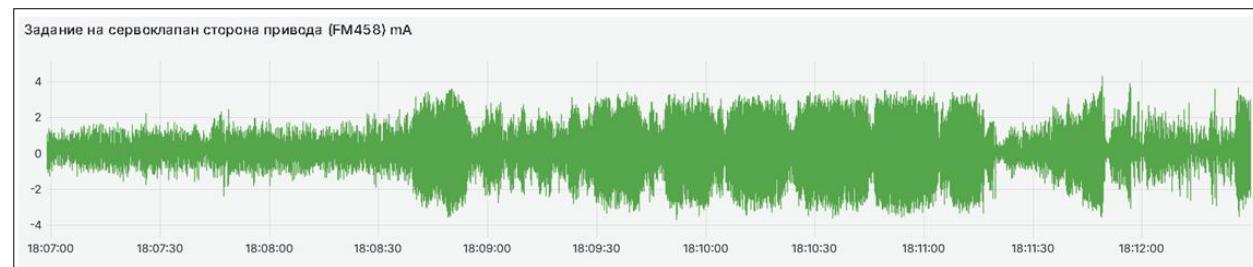
прохождения автоколебаний может оказывать и система управления процессом прокатки. В многоклетевых станах происходит синхронизация колебаний последних клетей, в которых толщина прокатываемой полосы составляет 0,3–0,7 мм [7–9]. При работе одноклетевых реверсивных станов экспериментально получена зависимость частоты автоколебаний от частоты вращения рабочих валков [10–12]. Возникновение автоколебаний происходит на частоте, в три раза превышающей частоту вынуждающих колебаний. Кроме того, при работе АСУ ТП формируются регулирующие сигналы на усилие прокатки с частотой, равной частоте автоколебаний. Таким образом, клеть формирует самовозбуждающиеся колебания, АСУ ТП внешнее воздействие на колебательную систему 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.

Кроме классических автоколебаний на высоких скоростях на относительно низких скоростях могут возникать дефекты поперечной ребристости как на многоклетевых станах [13], так и на реверсивных двухклетевых [14, 15] и одноклетевых станах [16–18].

#### **Промышленный эксперимент**

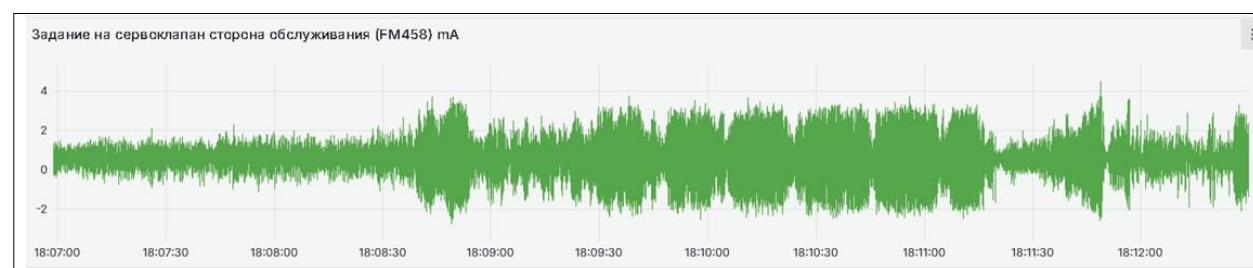
Известно, что на одноклетевых реверсивных станах поперечная ребристость возникает при однопроходной прокатке непосредственно с разматывателя на правую моталку. При этом наблюдаются ультрагармоническое захватывание частоты автоколебаний клети стана и разматывателя частотой вращения рабочих валков. Кроме того, существует зависимость частоты автоколебаний от изменения частоты вращения рабочих валков. Частота автоколебаний изменяется, но отношение частот остается постоянным и примерно равным трем.

Кроме того, при проведении экспериментальных исследований процесса возникновения автоколебаний замечена зависимость толщины полосы проката от задания управляющих сигналов АСУ ТП на усилия прокатки (рис. 1, 2). На рис. 3 приведена величина изменения толщины полосы на выходе из клети. АСУ ТП, задавая алгоритм управления на сервоклапана, определяет изменение толщины полосы, скорости прокатки и уровни вибрации как клети, так и разматывателя (рис. 4). Уровень управляющих сигналов, их «всплески» синхронизированы с изменением толщины полосы и «всплесками» вибрации на элементах стана.



**Рис. 1. Задание на сервоклапан со стороны привода**

**Fig. 1. Setting the servo valve on the drive side**



**Рис. 2. Задание на сервоклапан со стороны обслуживания**

**Fig. 2. Assignment to the servo valve from the service side**

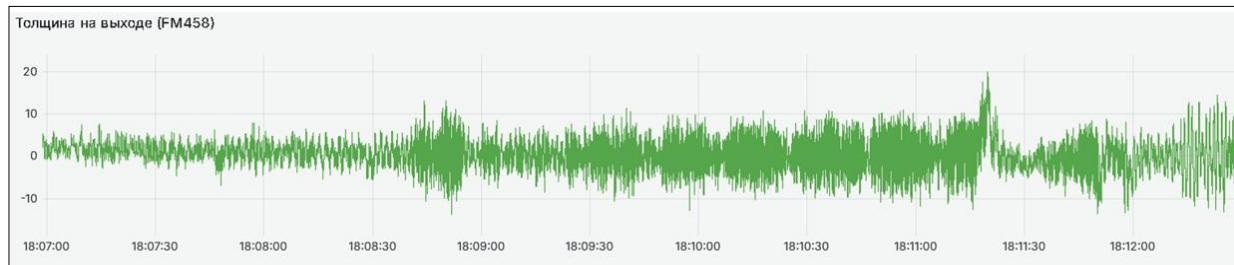


Рис. 3. Толщина полосы на выходе  
Fig. 3. The thickness of the strip at the outlet

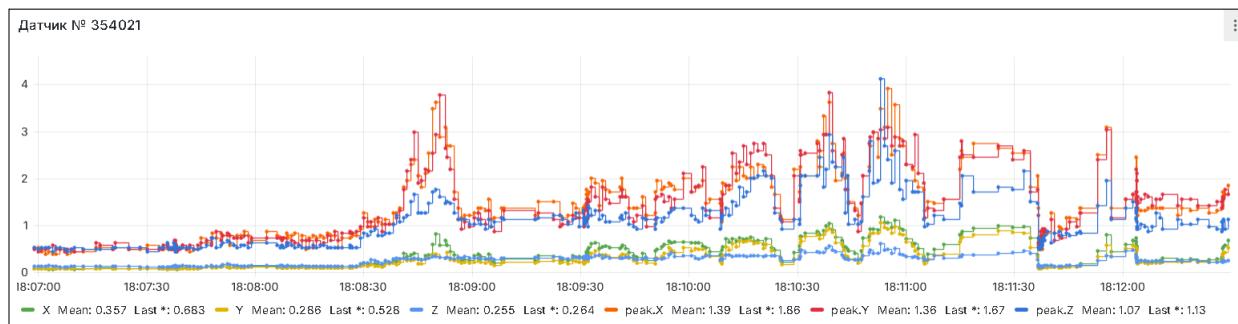


Рис. 4. Уровни вибрации на разматывателе одноклетевого стана прокатки  
Fig. 4. Vibration levels on the uncoiler of a single-cell rolling mill

При построении численной модели автоколебаний необходим учет внешнего воздействия гармонических сил, формируемых рабочими валками, и управляющих сигналов, формируемых АСУ ТП.

#### Построение численной модели условий возникновения автоколебаний одноклетевого стана

Упрощенную структурную схему стана можно представить в виде одномассовой колебательной системы с параметрами жесткости и демпфирования (рис. 5).

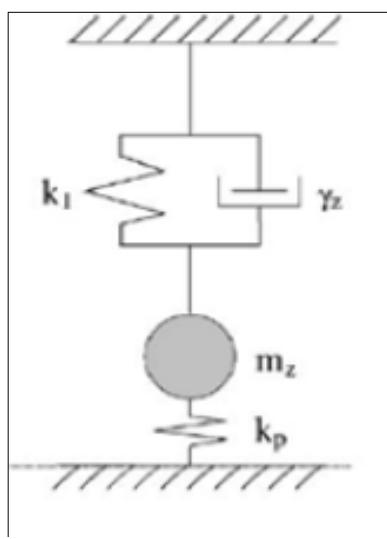


Рис. 5. Структурная схема нелинейно  
колебательной системы  
Fig. 5. Block diagram of a nonlinear  
oscillatory system

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 возникновение автоколебаний клети стана:

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

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

$$\frac{d^2u}{dt^2} - \varepsilon(1 - u^2) \frac{dy}{dt} + u = U \sin \Omega t + B_o, \quad (2)$$

где  $\varepsilon$  – малая положительная постоянная, а  $U \sin \Omega t + B_o$  – внешняя сила, содержащая постоянную составляющую. Введение новой переменной  $y = u - U_0$  приводит уравнение к виду

$$\frac{d^2y}{dt^2} - \mu(1 - \beta y - qy^2) \frac{dy}{dt} + y = U \sin \Omega t, \quad (3)$$

где  $\mu = (1 - U_0^2)\varepsilon$ ,  $\beta = \frac{2U_0}{1-U_0^2}$ ,  $q = \frac{1}{1-U_0^2}$ .

Кроме того,  $\mu$  является малой величиной, так что если  $U = 0$ , то собственная частота системы близка к единице. Таким образом, если вынуждающая частота  $\Omega$  близка к единице, то можно ожидать захватывания на вынуждающей частоте  $\Omega$ , т. е. гармонического захватывания. Захватываемое гармоническое колебание  $y_0(t)$  может быть представлено в виде

$$y_0(t) = b_1 \sin vt + b_2 \cos vt. \quad (4)$$

С другой стороны, если вынужденная частота отлична от единицы, то можно ожидать появления ультрагармонического захватывания:

$$y_0(t) = \frac{B}{1-v^2} \cos vt + b_1 \sin nv t + b_2 \cos nv t,$$

где  $n = 2, 3, \dots$  для ультрагармонических колебаний. Ультрагармоническое захватывание происходит в том случае, когда автоколебания захватываются на частоте, в два или три раза большей вынуждающей частоты.

В качестве модели четырехвалковой клети и разматывателя одноклетьевого реверсивного стана будем использовать одномассовую нелинейную колебательную систему, записанную в форме уравнения Ван дер Поля [20]:

$$\frac{d^2y}{dt^2} - \mu(1 - by - gy^2) \frac{dy}{dt} + y = U \sin \Omega t + U_1 \sin \Omega_1 t . \quad (5)$$

Здесь  $\Omega$  – частота, формируемая рабочими валками клети стана,  $U$  – амплитуда внешней силы. Частота, формируемая управляющими сигналами АСУ ТП –  $\Omega_1$ ,  $U_1$  – амплитуда усилия прокатки, формируемая управляющим сигналом АСУ ТП.

Решение уравнения (5) традиционно производится с использованием метода Рунге – Кутта [19]. Следуя монографии [20, 21], записываем уравнение (5) в виде:

$$F(t, y) = \left[ \begin{array}{c} y_2 \\ \mu \cdot [1 - b \cdot y_1 - g \cdot (y_1)^2] \cdot y_2 - y_1 + U \cdot \sin(\Omega \cdot t) \end{array} \right] \quad (6)$$

Используя пакет MathCAD, вызываем решатель Рунге – Кутта:

Z = rkfixed(y, 0, 100, 1001, F).

**1. Внешние силы возбуждения равны нулю. Начальные условия: перемещение равно 1,0**  
 Частота автоколебаний (безразмерная собственная частота равна 0,16197).

При нулевых начальных условиях и нулевом внешнем воздействии автоколебательная система находится в покое. Задавая начальное условие, не равное нулю, приводим автоколебатель-

ную систему в режим автоколебаний. На рис. 6 приведена реализация виброперемещений, на рис. 7 – спектральная характеристика и предельный цикл. Задавая начальное отклонение, мы получаем классическую бифуркацию рождения предельного цикла. Безразмерная частота автоколебаний равна 0,16197, амплитуда – 25,189.

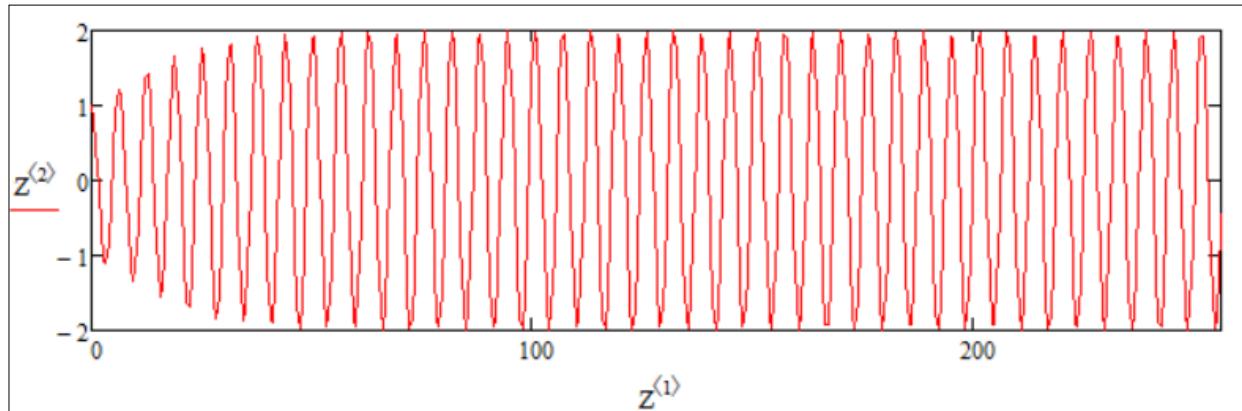


Рис. 6. Реализация виброперемещений автоколебательной системы при мягком возбуждении  
Fig. 6. Implementation of vibration displacements of the self-oscillating system under soft excitation

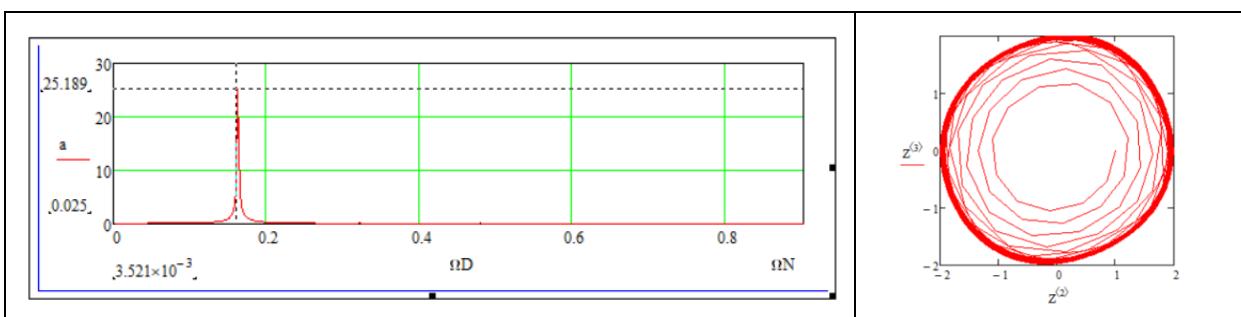


Рис. 7. Спектральная характеристика виброперемещений и предельный цикл  
Fig. 7. Spectral characteristics of vibration displacements and limiting cycle

Изменив начальное условие, задаем перемещение, равное 3,0. При этом амплитуда виброперемещений предельного цикла, к которому стремится автоколебательная система, меньше начального отклонения. Тем не менее система после запуска колебаний стремится к стационарному состоянию (рис. 8), при котором безразмерная частота автоколебаний равна 0,16197 и амплитуда предельного цикла – 25,554 (рис. 9).

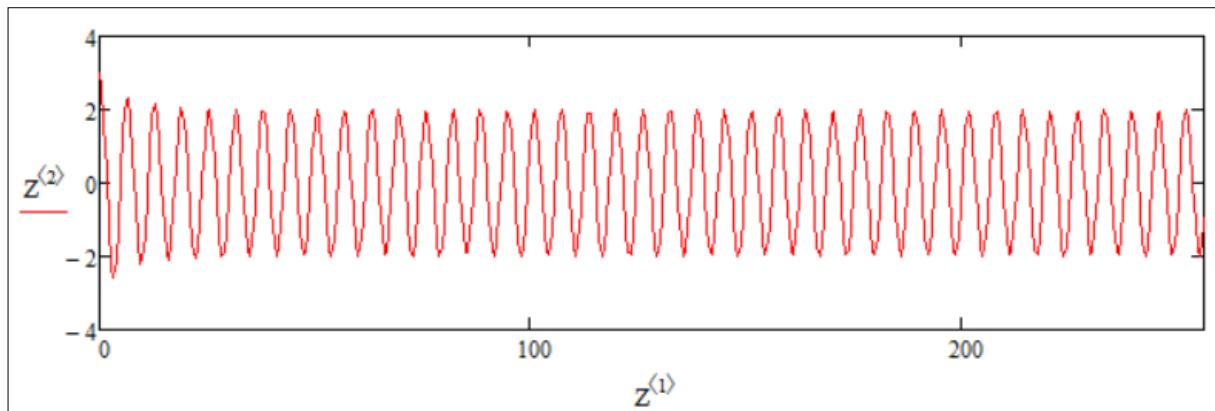
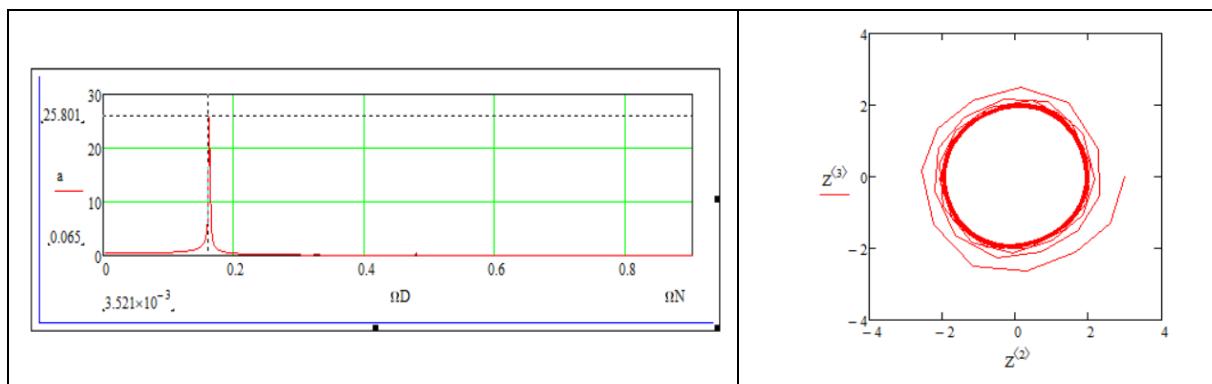


Рис. 8. Реализация виброперемещений автоколебательной системы при жестком возбуждении  
Fig. 8. Realization of vibration displacements of the self-oscillating system under rigid excitation



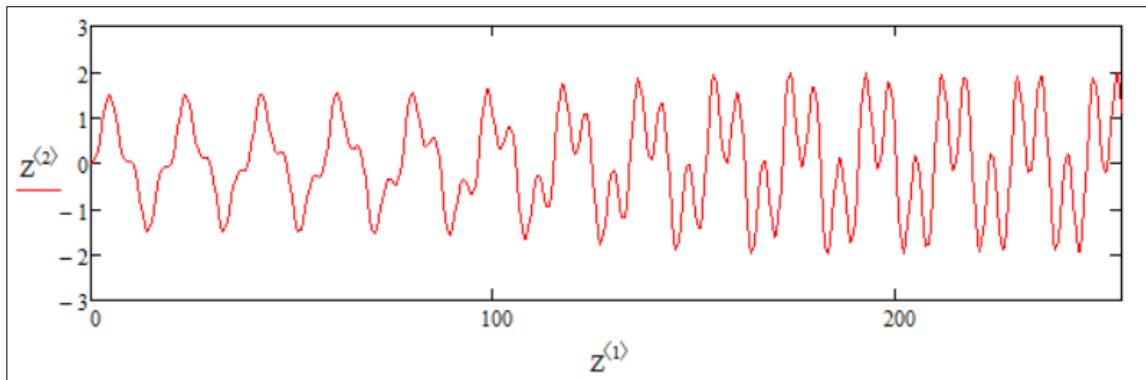
**Рис. 9. Спектральная характеристика виброперемещений и предельный цикл**  
**Fig. 9. Spectral characteristics of vibration displacements and limit cycle**

**2. Начальные условия равны нулю. На автоколебательную систему действует одна внешняя гармоническая сила**

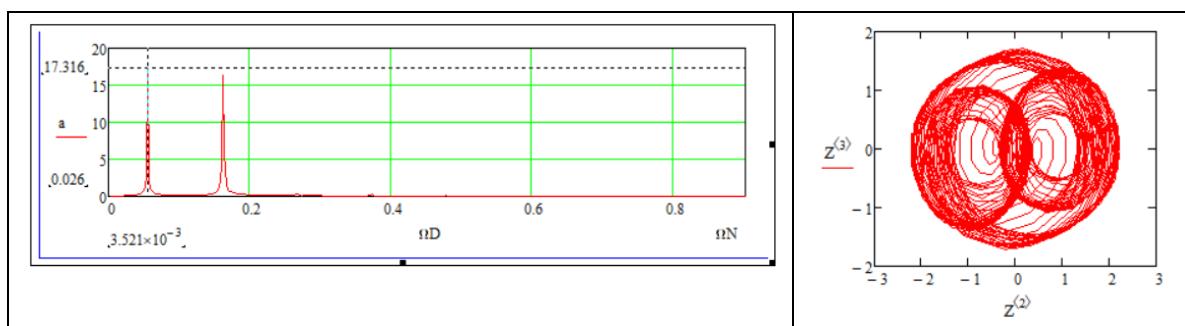
2.1. Задаем внешнюю гармоническую силу с частотой, равной 0,3 от частоты собственных колебаний системы (0,056338), и амплитудой, равной 1,0.

На рис. 10 показан процесс формирования странного аттрактора с двумя частотами: первая равна частоте вынужденных колебаний (безразмерная частота 0,056338 с амплитудой 17,316), вторая – частоте собственных колебаний системы (безразмерная частота 0,16197 с амплитудой 16,259). Спектральная характеристика автоколебательной системы приведена на рис. 11.

При воздействии на автоколебательную систему внешней гармонической силой с частотой, не равной собственной частоте системы, возникают автоколебания с частотой возмущающей силы и дополнительно с частотой собственных колебаний системы (см. рис. 11). Амплитуды и частоты гармоник приведены в табл. 1.



**Рис. 10. Реализация виброперемещения при формировании ультрагармонического захвата**  
**Fig. 10. Implementation of vibration displacement during the formation of an ultraharmonic grip**



**Рис. 11. Спектральная характеристика виброперемещений и странный аттрактор**  
**Fig. 11. Spectral characteristics of vibration displacements and a strange attractor**

Таблица 1  
Table 1

Гармоники		
Номера	1	2
Частота	0,056338	0,16197
Амплитуда	17,316	16,259

2.2. Задаем внешнюю гармоническую силу с частотой, равной 0,3 от частоты собственных колебаний системы (0,056338), и амплитудой, равной 1,0.

В результате получаем автоколебательный процесс с двумя частотами, первая равна частоте вынужденных колебаний (безразмерная частота 0,0546577 с амплитудой 0,28913), вторая – частоте собственных колебаний системы (безразмерная частота 0,16197 с амплитудой 23,389). Спектральная характеристика автоколебательной системы приведена на рис. 12, , амплитуды и частоты гармоник – в табл. 2.

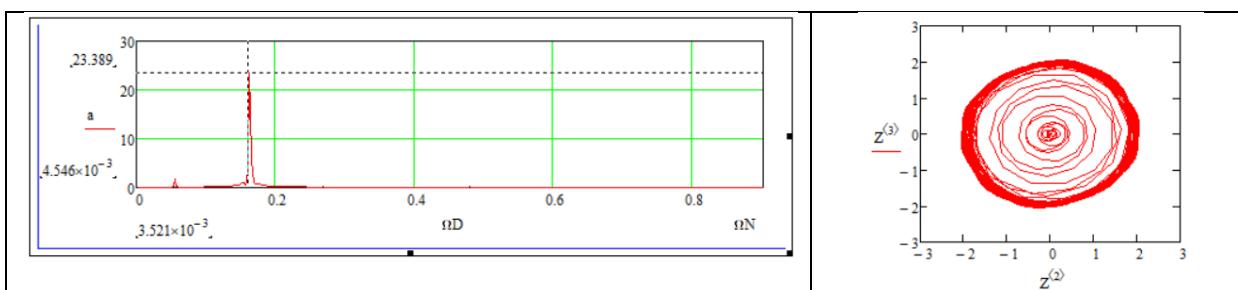


Рис. 12. Спектральная характеристика виброперемещений и предельный цикл  
Fig. 12. Spectral characteristics of vibration displacements and limiting cycle

Таблица 2  
Table 2

Гармоники		
Номера	1	2
Частота	0,056338	0,16197
Амплитуда	17,316	16,259

2.3. Задаем внешнюю гармоническую силу с частотой, равной собственной частоте автоколебательной системы (0,16197), и амплитудой, равной 1,0.

В результате получаем гармоническое захватывание частоты. Автоколебательный процесс происходит с одной частотой, равной собственной частоте автоколебательной системы (0,16197). Безразмерная амплитуда автоколебаний равна 40,007. Реализация виброперемещений приведена на рис. 13, спектральная характеристика – на рис. 14. Амплитуды и частоты гармоник приведены в табл. 3.

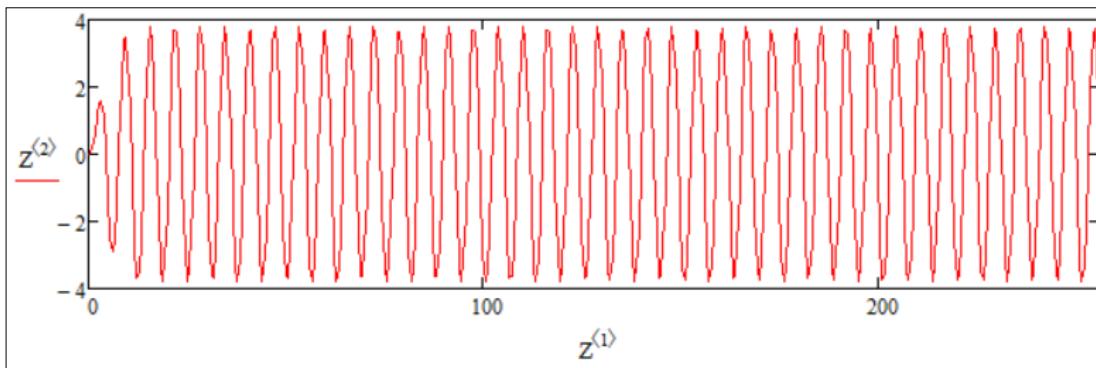


Рис. 13. Реализация виброперемещения автоколебательной системы при воздействии внешней гармонической силы  
Fig. 13. Realization of vibration displacement of the self-oscillating system under the influence of an external harmonic force

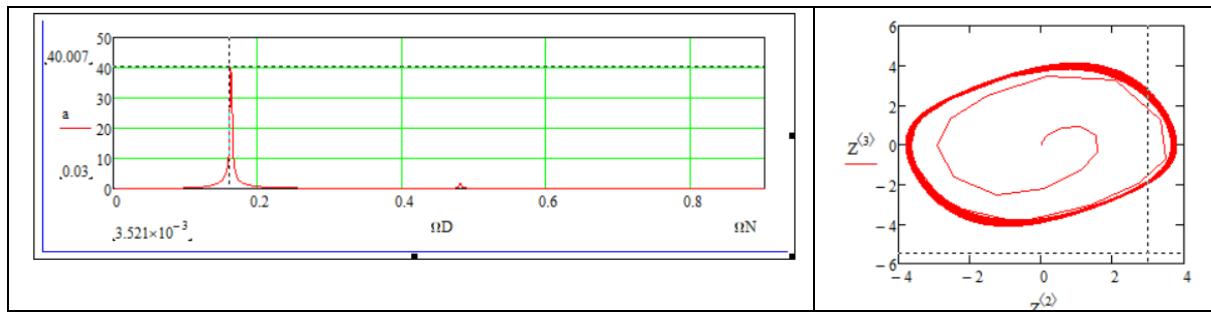


Рис. 14. Спектральная характеристика виброперемещений и предельный цикл

Fig. 14. Spectral characteristics of vibration displacements and limit cycle

Таблица 3  
Table 3

Гармоники		
Номера	1	2
Частота	0,16197	0,4867
Амплитуда	40,007	1,678

#### Совместное воздействие двух внешних гармонических сил

*Вариант 1.* Рассмотрим совместное воздействие двух внешних гармонических сил, одна из которых формируется рабочими валками с частотой вращения (0,33 от собственной частоты автоколебаний) и безразмерной амплитудой, равной 1,0, вторая – формируемой АСУ ТП с частотой, равной собственной частоте колебательной системы, и амплитудой, равной безразмерной 1,0.

В этом случае автоколебательная система совершает почти периодические колебания (рис. 15). В спектре колебаний присутствуют две основные частоты: первая гармоника с безразмерной частотой 0,056338 и амплитудой 16,9870, вторая гармоника с частотой автоколебаний 0,16197 и амплитудой 38,1880. Кроме того, в спектре присутствуют дополнительные гармоники – 3, 4 и 5 (табл. 4).

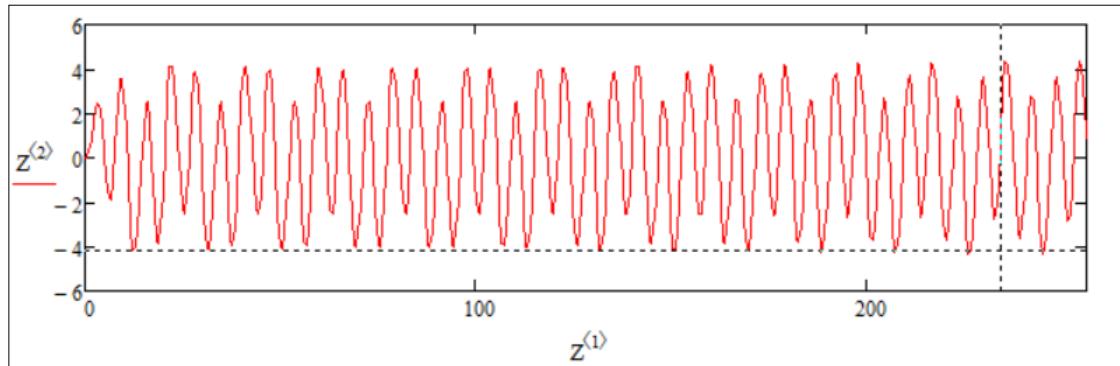


Рис. 15. Реализация виброперемещений. Почти периодические колебания

Fig. 15. Implementation of vibration displacements. Almost periodic fluctuations

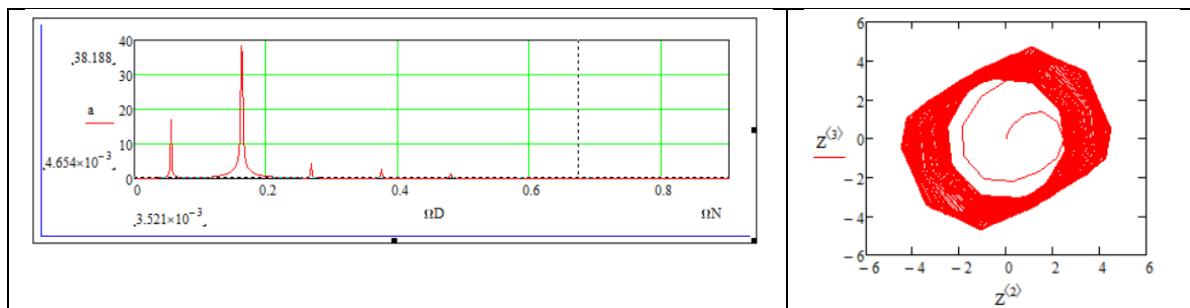


Рис. 16. Спектральная характеристика виброперемещений и странный аттрактор

Fig. 16. Spectral characteristics of vibration displacements and a strange attractor

Таблица 4  
Table 4

Гармоники					
Номера	1	2	3	4	5
Частота	0,056338	0,16197	0,26937	0,37500	0,48239
Амплитуда	16,9870	38,1880	4,1802	2,5050	1,1256

*Вариант 2.* На рис. 17 приведена реализация виброперемещений нелинейной модели стана при воздействии внешних гармонических сил. Внешнее воздействие формируется рабочими валками и системой АСУ ТП. Спектральная характеристика и предельный цикл приведен на рис. 18, частоты и амплитуды гармоник – в табл. 5.

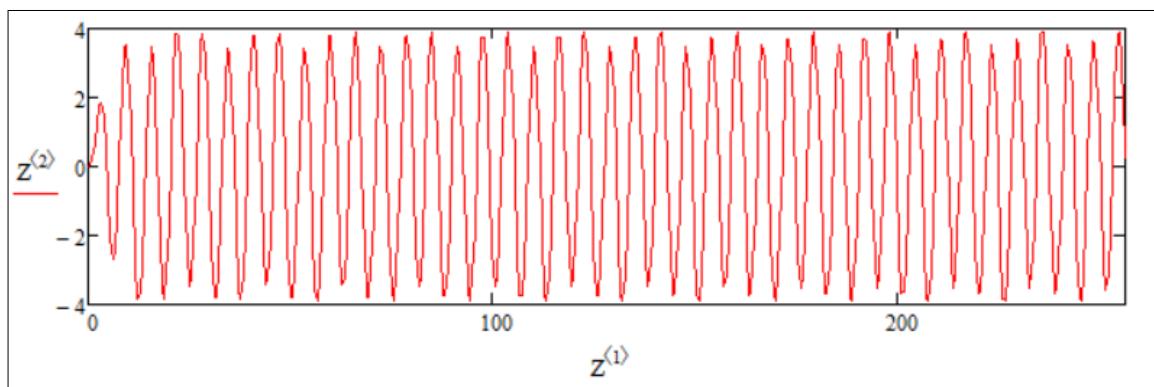


Рис. 17. Реализация виброперемещений. Квазигармоническое колебание  
Fig. 17. Implementation of vibration displacements. Quasi-harmonic oscillation

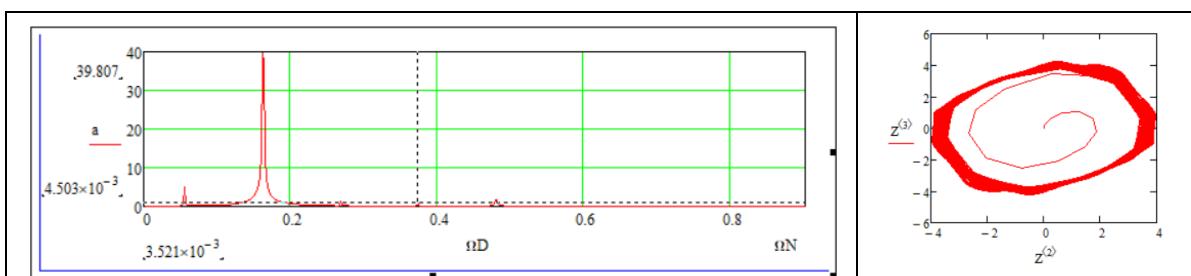


Рис. 18. Спектральная характеристика виброперемещений и предельный цикл  
Fig. 18. Spectral characteristics of vibration displacements and limiting cycle

Таблица 5  
Table 5

Гармоники					
Номера	1	2	3	4	5
Частота	0,056338	0,16197	0,26937	0,37500	0,48239
Амплитуда	5,1263	39,807	1,2808	0,81097	1,5328

### Заключение

1. При нулевых начальных условиях и отсутствии внешних гармонических сил автоколебательная система находится в покое. Задавая начальное отклонение, получаем классическую бифуркацию рождения предельного цикла. Амплитуда предельного цикла определяется не начальными условиями, а соотношением возбуждающих и демпфирующих сил.

2. При воздействии на нелинейную систему одной внешней гармонической силы с частотой, равной трети от частоты собственных колебаний нелинейной системы, получаем ультрагармоническое захватывание частот и почти периодические колебания с двумя частотами. Одна из частот равна вынуждающей силе, вторая – собственной частоте системы. При уменьшении амплитуды внешней возмущающей силы амплитуда предельного цикла стремится к стационарному значению.

3. При воздействии на нелинейную систему одной внешней гармонической силы с частотой, равной частоте собственных колебаний нелинейной системы, получаем гармоническое захватывание частот и гармонические колебания с одной частотой.

4. При воздействии двух сил, одна из которых с частотой 1/3 от частоты автоколебаний (частота возбуждения, создаваемая рабочими валками) и вторая – с частотой, равной автоколебаниям, и при этом амплитуда сил рабочих валков в три раза меньше амплитуды силы с частотой, равной собственной частоте автоколебательной системы, получаем почти периодические колебания.

В спектре виброскорости амплитуда колебаний с оборотной частотой (частотой силы, генерируемой рабочими валками, эта частота на треть меньше частоты автоколебаний) в 8 раз меньше амплитуды виброскорости на частоте автоколебаний.

### **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, K. Mechefske Chris, Chen // 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 и др. // Труды VII Конгресса прокатчиков. Москва, 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. <https://doi.org/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., Forozan R., Akbarzadeh S. Development of a Rolling Chatter Model Considering Unsteady Lubrication // ISIJ International. 2014. Vol. 54, no. 1. P. 165–170.
10. Characteristic recognition of chatter mark vibration in a rolling mill based on the non-dimensional parameters of the vibration signal / Y. Shao, X. Deng, Y. Yuan et al. // J Mech Sci Technol. 2014. Vol. 28(6). P. 2075–2080. DOI: 10.1007/s12206-014-0106-6
11. 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
12. 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.
13. 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.

14. Heidari A., Forouzan M.R., Akbarzadeh S. Effect of Friction on Tandem Cold Rolling Mills Chattering // *ISIJ International*. 2014. Vol. 54(10). P. 2349–2356. DOI: 10.1007/s42243-020-00404-1
15. Experimental Investigations and ALE Finite Element Method Analysis of Chatter in Cold Strip Rolling / M.R. Niromand, M.R. Forouzan, M. Salimi, H. Shojaei // *ISIJ International*. 2012. Vol. 52, no. 12. P. 2245–2253.
16. Vibration characteristics of multi-parametric excitations and multi-frequency external excitations of rolling mill under entry thickness fluctuation of strip // Teng Xu, Dong-xiao Hou, Zheng-nan Sun, Da-wu Guo // *J. Iron Steel Res. Int.* 2020. P. 517–527. DOI: 10.1007/s42243-020-00404-1
17. Zhao H., Ehmann K.F. Stability analysis of chatter in tandem rolling mills – part 1: single- and multi-stand negative damping effect // *J Manuf Sci Eng.* 2013. Vol. 135(3). P. 031001–031001. 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. B. van der Pol. 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.
21. 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.

### 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 vibrations in the cages of continuous rolling mills. *Production of rolled products*, 2003, no. 1, pp. 10–12. (In Russ.)
3. Yimin Shao, Xiao De, Yilin Yuan, Mechefske K., Chen Chris 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(6), pp. 2075–2080. DOI: 10.1007/s12206-014-0106-6
4. Prikhodko I.Y., Krot P.V., Parsenyuk E.A., Chernov P.P., Pimenov V.A., Tsukanov Yu.A., Prikhodko I.Y. System for detecting signs of “chatter” development and timely correction of the technological mode of continuous cold rolling of strips. *Proceedings of the VII Congress of Distributors, 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. [J]. *ISIJ Int.*, 2015, vol. 55(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. *J. Mater Process Technol.*, 2015, vol. 21(6), pp. 357–368. DOI: 10.1016/j.jmatprot.2014.10.002
8. XuT., 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. *J. Iron Steel Res.* 2020, vol. 27(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. Shao Y., Deng X., Yuan Y., Mechefske CK., Chen Z. Characteristic recognition of chatter mark vibration in a rolling mill based on the non-dimensional parameters of the vibration signal. *J Mech Sci Technol.*, 2014, vol. 28(6), pp. 2075–2080. DOI: 10.1007/s12206-014-0106-6
11. 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), pp. 1581–1589. DOI: 10.1007/s12206-015-0330-8

12. 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), pp. 29–39.
13. Swiatoniowski A., Bar A. Parametrical excitation vibration in tandem mills – mathematical model and its analysis. *Journal of Materials Processing Technology*, 2003, vol. 134, pp. 214–224.
14. Heidari A., Forouzan M.R., Akbarzadeh S. Effect of Friction on Tandem Cold Rolling Mills Chattering. *ISIJ International*, 2014, vol. 54(10), pp. 2349–2356. DOI: 10.1007/s42243-020-00404-1
15. Niromand M.R. Forouzan M.R., Salimi M., Shojaei H. Experimental Investigations and ALE Finite Element Method Analysis of Chatter in Cold Strip Rolling. *ISIJ International*, 2012, vol. 52, no. 12, pp. 2245–2253.
16. Xu Teng, Hou Dong xiao, Sun Zheng nan, Guo Da wu Vibration characteristics of multi parametric excitations and multi frequency external excitations of rolling mill under entry thickness fluctuation of strip. *J. Iron Steel Res. Int.*, 2020, pp. 517–527. DOI: 10.1007/s42243-020-00404-1
17. Zhao H., Ehmann K.F. Stability analysis of chatter in tandem rolling mills – part 1: single- and multi-stand negative damping effect. *J Manuf Sci Eng.*, 2013, vol. 135(3), pp. 031001–031001. 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, pp. 2477–2484. DOI: 10.2355/isijinternational.ISIJINT-2019-773
19. B. van der Pol. On “relaxation-oscillations”. *The London, Edinburgh, and Dublin Philosophical Magazine and Journal of Science*, 1926, no. 7 (2), pp. 978–992.
20. Andronov A.A., Witt A.A., Khaykin S.E. *Teoriya kolebanii* [Theory of oscillations]. Moscow, 1981. 568 p.
21. Anishchenko V.S., Nikolaev S.M., Kortis Y. Mechanisms of synchronization of the resonant limit cycle on a two-dimensional rotor. *Nonlinear Dynamics*, 2008, vol. 4, no. 1, pp. 39–56. (In Russ.)

#### **Информация об авторах**

**Комаров Алексей Валерьевич**, студент магистратуры, Высшая школа системного инжиниринга, Московский физико-технический институт, Москва, Россия; Komarov\_av@nlmk.com

**Большеков Иван Георгиевич**, начальник ремонтного управления, 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**, Master's Degree student at Higher School of System Engineering, Moscow Institute of Physics and Technology, Moscow, Russia; Komarov\_av@nlmk.com

**Ivan G. Bolshekow**, Head of the Repair 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 11.06.2025; принята к публикации 16.06.2025.**

**The article was submitted 11.06.2025; accepted for publication 16.06.2025.**