

В.Г. ХРОМОВ, д.т.н., проф., зав. каф. технической механики и машиноведения,
О.В. ХРОМОВ, аспирант каф. автомобильного транспорта, Севастопольский национальный технический университет, Севастополь

НЕСТАЦИОНАРНЫЕ КОЛЕБАНИЯ КАТУШКИ НАМОТОЧНОГО СТАНКА С НЕЛИНЕЙНЫМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ ВНУТРЕННЕГО ДЕМПФИРОВАНИЯ

Приведені результати числових та натурних експериментів по аналізу нестационарних коливань елементів намоточного станка с урахуванням внутрішнього демпфірування.

Приведены результаты численных и натурных экспериментов по анализу нестационарных колебаний элементов намоточного станка с учетом внутреннего демпфирования.

The article gives the results of numerical and full-scale experiments according to the analysis of nonstationary oscillations of coiling machine elements taking into consideration internal damping.

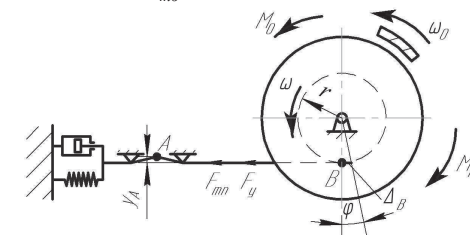
Введение. Развитие методов динамического анализа процесса, реализуемого в намоточных станках для сталеканатного производства (процесс перемотки проволоки), является одним из направлений исследовательских работ кафедры технической механики и машиноведения СевНТУ. В предыдущих публикациях [1, 2] были представлены основные результаты по моделированию колебаний технологического натяжения перематываемого изделия с учетом нелинейных процессов рассеяния энергии в элементах намоточного станка. При этом рассматривались только установившиеся (стационарные) режимы работы. На практике рабочий цикл станка включает периоды пуска и остановки, во время которых возможно появление возмущений с переменной частотой. Как известно, осциллограммы вынужденных колебаний в этих режимах работы могут существенно отличаться от осциллограмм для стационарных процессов [3]. В настоящее время в литературе нет сведений об исследовании нестационарных колебаний применительно к намоточным станкам, поэтому данный вопрос остается актуальным.

Цель настоящей работы – теоретические и экспериментальные исследования нестационарных крутильных колебаний катушки и натяжения длинномерного изделия в приемном устройстве намоточного станка с учетом нелинейных характеристик внутреннего демпфирования.

Теоретический анализ колебаний выполняли на основе расчетной схемы лабораторного стенда (рис. 1) и математической модели, которые подробно описаны в работе [2]. В данном стенде реализуется эквивалентная обращенная схема процесса перемотки, когда свободный конец изделия остается неподвижным, а приемная катушка совершает колебания около положения статического равновесия. На приемную катушку действуют момент силы уп-

ругости M_y , возникающий за счет деформации растяжения односторонней связи, момент трения со стороны фрикционной муфты M_0 , а также приведенные моменты трения, отображающие рассеяние энергии в перематываемом изделии M_{mn} и опорном узле с катушкой M_{ms} .

Рис. 1. Расчетная схема лабораторного стенда, имитирующего работу приемного устройства намоточного станка



Крутильные колебания катушки описываются дифференциальным уравнением [2]:

$$J\ddot{\varphi} = if \left\{ \varphi < 0, 0, -c \cdot r \cdot \left[r \cdot \varphi + b \cdot \left(1 - \sin^s \left(\frac{\omega_1 \cdot t}{2} \right) \right) \right] \right\} + M_0 \cdot \text{sign}(\omega_0 - \dot{\varphi}) - \\ - r \cdot (B_{n1} \cdot \text{sign}(\dot{\varphi}) + B_{n2} \cdot \dot{\varphi} \cdot r + B_{n3} \cdot \text{sign}(\dot{\varphi}) \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot r^2) - \\ - (C_1 \cdot \text{sign}(\dot{\varphi}) + C_2 \cdot \dot{\varphi} + C_3 \cdot \text{sign}(\dot{\varphi}) \cdot \dot{\varphi}^2), \quad (1)$$

где φ – угол отклонения катушки от состояния статического равновесия; $\dot{\varphi}$ – угловая скорость вращения; c – жесткость перематываемого изделия; r – радиус наружного слоя изделия, намотанного на катушку; ω_0 – угловая скорость вращения фрикционной муфты; ω_1 – угловая скорость вращения кулачка (частота возмущения); B_{n1} , B_{n2} , B_{n3} , C_1 , C_2 , C_3 – коэффициенты трения, учитывающие рассеяние энергии в упругой связи (прядь или проволока) и в опорном узле с катушкой; $\Delta(t) = b \cdot \left(1 - \sin^s \left(\frac{\omega_1 \cdot t}{2} \right) \right)$ – функция кинематического возмущения, моделирующая воздействие кулачка (см. рис. 1).

Решение последнего уравнения позволяет получить функцию, описывающую крутильные колебания катушки $\varphi(t)$, и рассчитать значения переменного натяжения проволоки согласно зависимости [2]:

$$F_y(t) = if \left\{ \varphi < 0, 0, -c \cdot \left[r \cdot \varphi + b \cdot \left(1 - \sin^s \left(\frac{\omega_1 \cdot t}{2} \right) \right) \right] \right\}. \quad (2)$$

При исследовании нестационарных колебаний использовали два варианта для функции угловой скорости вращения кулачка:

- кусочно-линейная $\omega_1(t) = if(t < t_k, a \cdot t, \omega_k), \quad (3)$

- экспоненциальная $\omega_1(t) = \omega_k \cdot (1 - e^{-at}),$ (4)

где a – постоянный коэффициент; ω_k – конечное значение частоты вращения кулачка в установившемся режиме.

В ходе численных экспериментов решали уравнение (1) с подстановкой в него одной из функций (3), (4). Коэффициент a для указанных функций выбирался из условия, что время разгона кулачка $t_k \approx 6$ с. Числовые значения коэффициентов трения приняты из работы [1]. Далее на основе (2) строили осциллограммы колебаний натяжения для различных значений относительной частоты $z = \omega_k / k$. Примеры расчетных осциллограмм для четырех значений параметра z представлены на рис. 2-5. Графики, отмеченные литерой а – построены с использованием функции (3); б – с использованием функции (4).

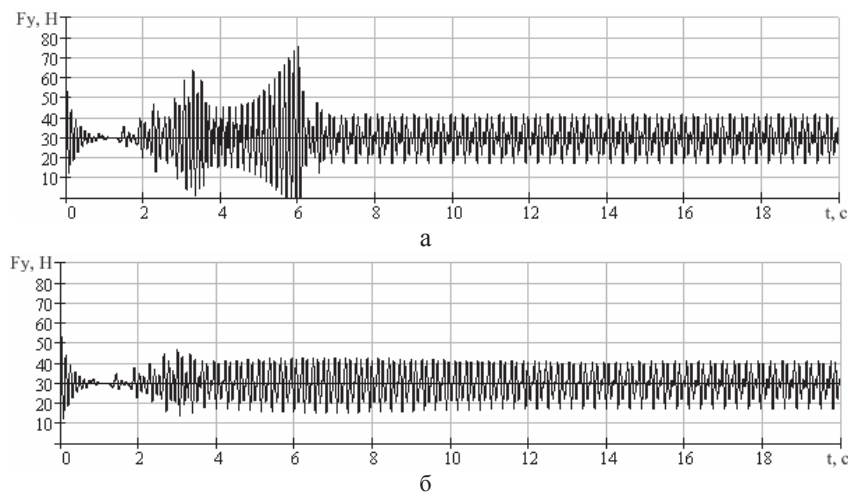


Рис. 2. Осциллограмма колебаний натяжения при $z = 0,37$

Из рисунков видно, что при кусочно-линейной функции разгона (3) на осциллограмме присутствуют два экстремума, т. е. две резонансные частоты. Это обусловлено тем, что функция кинематического возмущения $\Delta(t)$ имеет не гармонический, а импульсный характер. В случае экспоненциальной функции (4) амплитуда колебаний натяжения изменяется более плавно. При этом график колебаний может иметь различный вид в зависимости от значения параметра z . Например, при $z = 0,37$ (рис. 2, б), амплитуда увеличивается до стационарного значения без появления явных местных экстремумов. При $z = 0,5$ после прохождения через экстремум амплитуда колебаний временно снижается, а затем стремится к некоторому стационарному максимуму (рис. 3, б). При $z \geq 1$ система ведет себя иначе (рис. 4, б и 5, б): на осциллограмме присутствуют два экстремума.

На втором этапе исследований выполнена экспериментальная проверка использованной математической модели применительно к нестационарным колебаниям. Натурные эксперименты проводились на лабораторном стенде, ранее описанном в работе [2] (схема стенда – на рис. 1). Разгон кулачка в эксперименте осуществлялся согласно экспоненциальной функции (4). Пример действительной (а) и расчетной (б) осциллограмм колебаний натяжения перематываемого изделия представлен на рис. 6. Сравнительный анализ графиков подтверждает достаточно высокую степень соответствия расчетной модели и реального процесса нестационарных колебаний исследуемой системы.

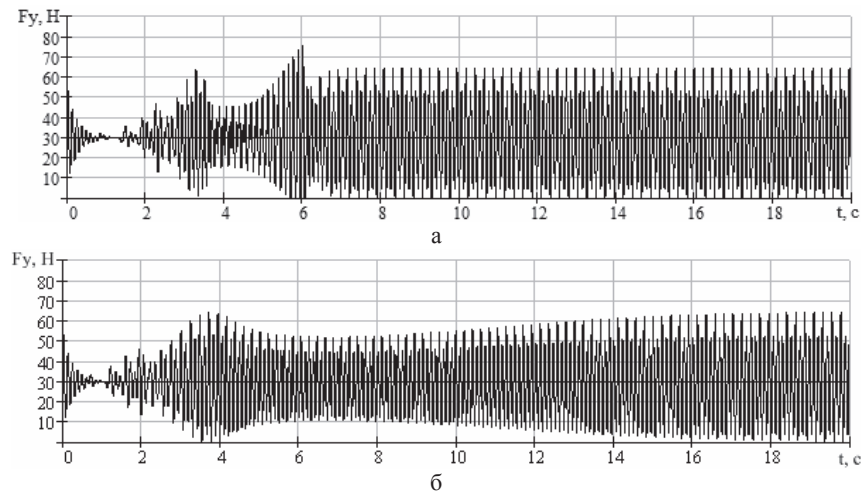


Рис. 3. Осциллограмма колебаний натяжения при $z = 0,5$

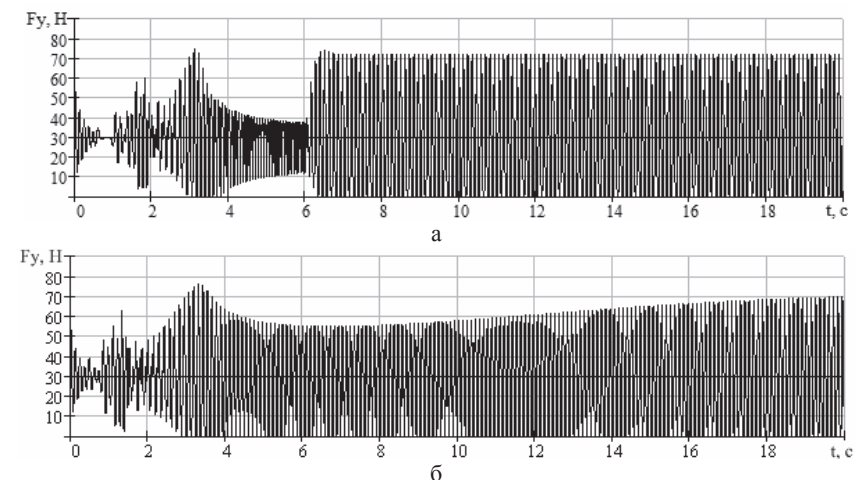


Рис. 4. Осциллограмма колебаний натяжения при $z = 1$

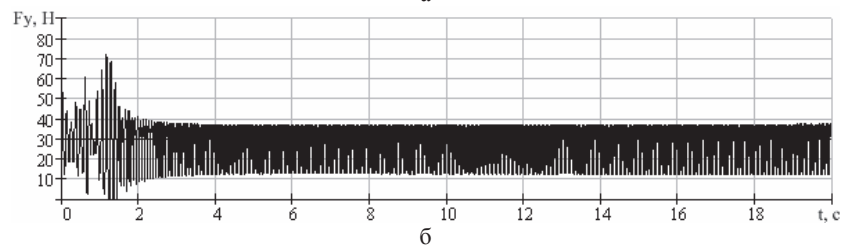
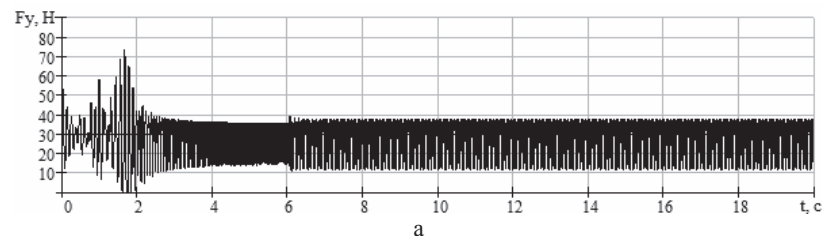


Рис. 5. Оциллограмма колебаний натяжения при $z = 2$

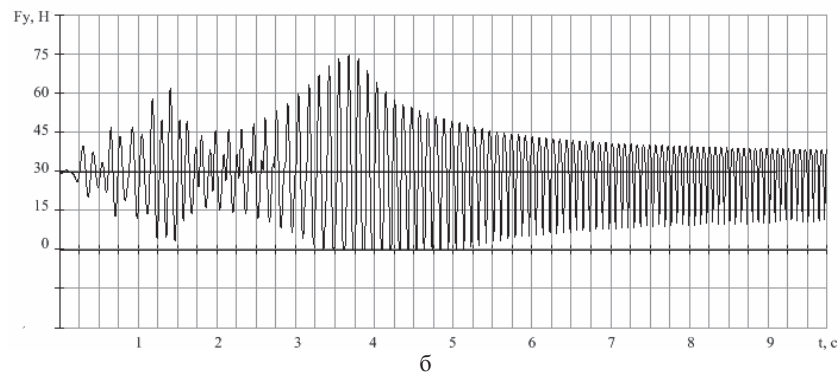
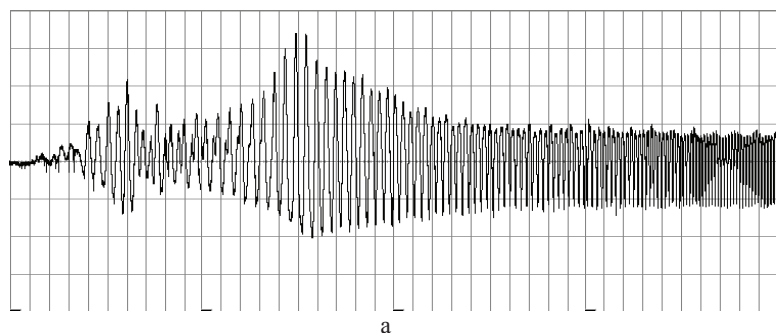


Рис. 6. Экспериментальная (а) и расчетная (б) оциллограммы колебаний натяжения при $z = 2$

Выводы:

1) разработанная динамическая модель, построенная с учетом нелинейного характера собственных демпфирующих свойств звеньев намоточного станка, позволяет выполнять наиболее точный количественный анализ поведения исследуемой системы при произвольных частотах и режимах вынужденных колебаний;

2) для исследуемого процесса перемотки опасные окolorезонансные режимы колебаний могут возникать не только в установившихся режимах работы намоточного станка и при условии совпадения частоты возмущения с собственной частотой крутильных колебаний катушки, но также при меньших частотах во время разгона намоточного станка.

Список литературы: 1. Хромов О.В. Экспериментальные исследования характеристик внутреннего демпфирования питающего устройства намоточного станка / О.В.Хромов // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – Луганськ: Вид-во Східноукр. нац. ун-ту ім. В.Далія, 2009. – №12. – С. 120 – 123. 2. Хромов О.В. Моделирование вынужденных колебаний технологического натяжения длинномерного изделия в процессе перемотки с учетом демпфирующих свойств исследуемой системы / О.В.Хромов // Вісник СевНТУ: механіка, енергетика, екологія. – Севастополь: Вид-во СевНТУ, 2010. – Вип. 110. – С. 175 – 178. 3. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний. – М.: Машиностроение, 1967. – 313 с.

Поступила в редакцию 30.03.2011

УДК 621.74

В.А. ШКОДА, канд. техн. наук, нач. бюро,
Е.Н. БАРЧАН, канд. техн. наук, гл. конструктор,
И.В.АРТЕМОВ, гл. конструктор,
В.В.ДИОРДИЙЧУК, вед. конструктор,
 НТК ЗАО «АзовЭлектроСталь», Мариуполь

К ВОПРОСУ ОБ ОПРЕДЕЛЕНИИ УСИЛИЙ В КОНСТРУКЦИЯХ УСТАНОВОК ДЛЯ СРЕЗКИ ИЗЛИШКОВ ФОРМОВОЧНОЙ СМЕСИ С ЛИТЕЙНЫХ ПОЛУФОРМ

У статті розглянуті чинники, що впливають на величину зусиль, які виникають при зрізуванні надлишків формувальної суміші з ливарних напівформ. Запропонована формула для розрахунку зусилля опору зрізу, що сприймається устаткуванням для виконання цієї операції.

В статье рассмотрены факторы, влияющие на величину усилий, возникающих при срезке излишков формовочной смеси с литейных полуформ. Предложена формула для расчета усилия сопротивления срезу, воспринимаемого оборудованием для выполнения этой операции.