

Рахманов С. Р.

Тополов В. Л.

Национальная
металлургическая
академия
Украины

УДК 621.774.38

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВИБРОАКТИВНОСТИ СТЕРЖНЯ ОПРАВКИ СТАНА ВИНТОВОЙ ПРОКАТКИ ТРУБ

Для розвинутої динамічної моделі системи утримання стержня облямовування на осі плющення стану гвинтового плющення труб складені уточнені диференціальні рівняння коливального руху та проведено відповідний аналіз виброактивності механічної системи.

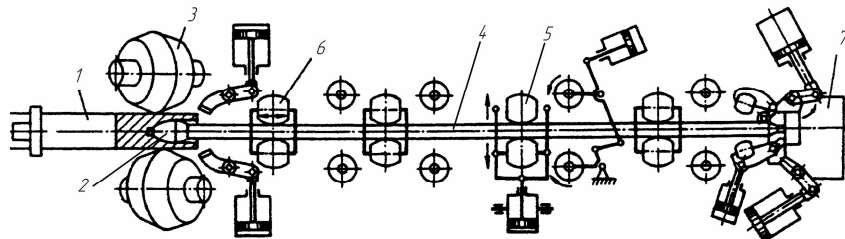
For the developed dynamic model of the system of withholding of bar of mounting on the ax of rolling of figure of the spiral rolling of pipes worked out specified differential equations of fluctuating motion and the proper analysis of vibration the mechanical system is conducted.

Процессы производства бесшовных труб на станах винтовой прокатки трубопрокатных агрегатов (ТПА) предусматривают выполнение отверстий в сплошной цилиндрической трубной заготовке оправкой, упирающейся в стержневую систему. В процессе прошивки трубной заготовки стержень совместно с оправкой и прокатываемая гильза вокруг оси прокатки функционально удерживаются комплексом механизмов выходной стороны.

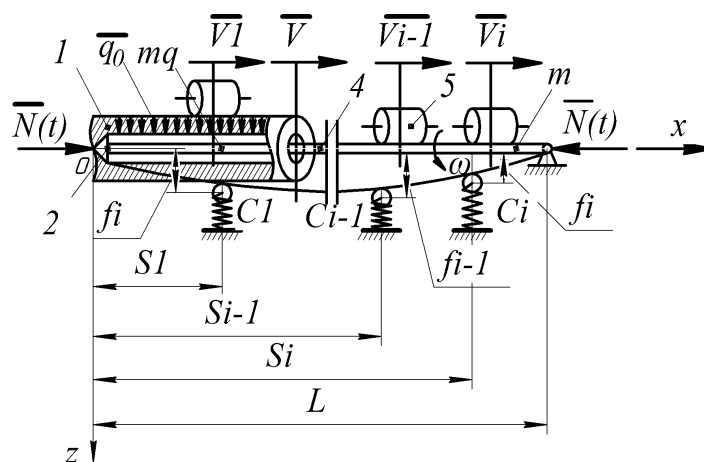
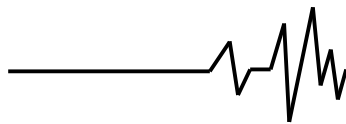
Преимущественно на выходных сторонах типовых станов винтовой прокатки труб рядом механизмов выполняются базовые и вспомогательные операции. В том числе: удержание быстровращающегося массивного стержня оправки около геометрической оси прокатки; центрирование прошитой гильзы, имеющей во время прокатки сложное винтовое движение и значительные инерционные характеристики; восприятие упорно-регулирующим механизмом стола значительных статических и изменяющихся во времени динамических нагрузок со стороны прошиваемой заготовки; выдача прокатанных гильз из стана на другие станы и т. д. [1].

Отметим, что быстровращающийся длинный стержень имеет большую гибкость, что вызывает в рассматриваемой механической системе значительные по величине и изменяющиеся во времени динамические нагрузки, которые обуславливают отклонение ее формы от прямолинейной.

С точки зрения формирования стабильной геометрии прокатываемых труб практическое значение имеет виброактивность быстровращающегося стержня механизма удержания оправки. Для реализации необходимых устойчивых технологических операций прошивки трубной заготовки 1 на выходной стороне станов винтовой прокатки труб используются многочисленные направляющие 6, центрирующие 5 и упорно-регулирующий 7 механизмы. В результате неточной или неправильной центровки стержень 4 оправки 2 в процессе прошивки трубной заготовки 1 перемещается в очаге деформации вдоль оси прокатки, вызывает, при этом, значительную разностенность гильзы (трубы) (рис. 1).



a)



б)

Рис. 1. Механизм удержания стержня оправки стана винтовой прокатки труб с осевой выдачей гильз а) и обобщенная динамическая модель стержневой системы б)

Динамические явления, возникающие в стержневой системе механизма удержания оправки, отрицательно влияют на характер протекания процесса прошивки трубной заготовки, что полностью накладывается на геометрию получаемых гильз и на качество труб.

Пути интенсификации технологического процесса и вопросы повышения качества прокатываемых труб диктуют необходимые условия совершенствования центрователей стержня оправки, установленных по всей технологической линии и соответственно выходных сторон станом винтовой прокатки труб.

Для формирования научно-обоснованных предложений по модернизации оборудования выходных сторон прошивных станом и совершенствование технологии производства труб на станом винтовой прокатки труб необходимо более глубоко вскрыть их взаимосвязь и установить качественное и количественное влияние различных параметров, технологических особенностей на поведение системы и на качество готовой продукции.

Решение такого рода задач, зачастую, обуславливает уточнение расчетной схемы и математической модели исследуемого станом ТПА, адекватно отражающей реальные процессы, происходящие в исходной механической системе.

В настоящей работе в качестве объекта исследования рассмотрена развитая динамическая и математическая модели стержневой системы механизма удержания оправки станом винтовой прокатки труб ТПА, отличающаяся от известных работ [1, 2, 4] параметрами и характеристиками подвижных центрователей.

Изменение интенсивности воздействия, массы трубной заготовки и динамических параметров центрователей стержня, перемещающихся в процессе прошивки вдоль оси прокатки, значительно усложняет описание динамических процессов. Очевидно, виброактивность стержневой системы, в ходе реализации необходимых технологических процессов, в большей степени передается на оправку, расположенную в очаге деформации, что приводит к искажению очага деформации и ухудшению качества прокатываемых труб.

Следовательно, изучение уточненной развитой динамической модели «стержневая система – трубная заготовка» позволит проанализировать динамическое состояние стержневой системы с оправкой в течение всего процесса прошивки трубной заготовки, и на основании вышеизложенного, решить задачу по модернизации механической системы.

В качестве расчетной схемы стержневой системы станом винтовой прокатки труб примем стержень постоянного сечения с шарнирными опорами на концах и подвижными упругими опорами (центрователями) между ними. Стержень, вращающийся с угловой скоростью ω вокруг геометрической оси прокатки x , подвергается воздействию усилий прошивки $\vec{N}(t)$ со стороны очага деформации. При этом, по стержню с условно постоянной скоростью прошивки \vec{V} (равномерно) перемещается распределенная нагрузка прокатываемой гильзы интенсивности \vec{q} и погонной массы m_q (рис. 2).

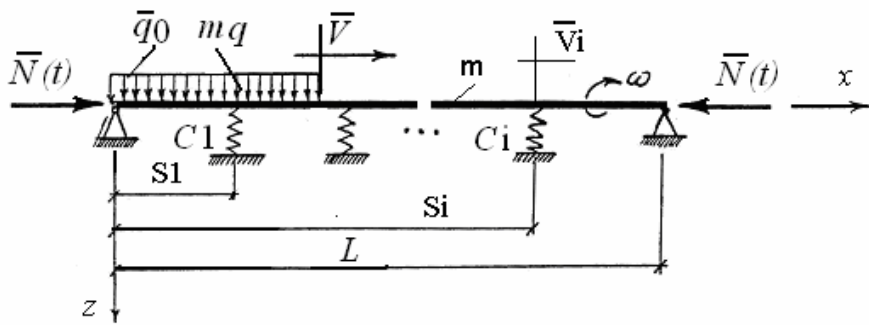


Рис. 2. Расчетная схема стержневой системы механизма удержания оправки стана винтовой прокатки труб

Для построения уточненной математической модели системы и оценка динамического состояния стержня с оправкой и процессов прошивки трубной заготовки, воспользуемся дифференциальным уравнением колебаний вращающегося однородного стержня на упругом основании центрователей [3, 4].

$$m \frac{\partial^2 u_z}{\partial t^2} + \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[EI \cdot \frac{\partial^2 u_z}{\partial x^2} + f \left(\frac{\partial^3 u_z}{\partial x^2 \partial t} - \omega \frac{\partial^2 u_y}{\partial x^2} \right) \right] + \kappa \frac{\partial u_y}{\partial t} + cu_z = m \omega^2 [e_1 \sin(\omega t) + e_2 \cos(\omega t)], \quad (1)$$

где EI , m – соответственно изгибная жесткость стержня и его погонная масса; u_z – перемещения вдоль оси Z ; c , κ – коэффициенты упругого основания центрователей, зависящие от перемещения и скорости соответственно; f – коэффициент, учитывающий внутреннее трение в системе в процессе колебания стержня оправки; $e_1(x)$, $e_2(x)$ – эксцентриситеты,

характеризующие неуравновешенность масс стержня оправки.

В предположении того, что внутреннее трение в системе по сравнению с технологическими и динамическими нагрузками незначительно, и неуравновешенность масс механической системы лежит в одной плоскости $e_1(x) = e_2(x) = e(x)$, согласно [3, 5], приходим к упрощенному дифференциальному уравнению

$$m \frac{\partial^2 u_z}{\partial t^2} + EI \frac{\partial^4 u_z}{\partial x^4} + cu_z = m \omega^2 e(x) \sin(\omega t), \quad (2)$$

где ω – угловая скорость вращения стержня оправки вокруг оси прокатки.

Заменив упругое основание стержня оправки конечным числом i – податливых опор подвижных центрователей в виде $\sum_{i=1}^n c_i u_y \delta(x - (s_i \mp V_i t))$, дифференциальное уравнение (2) представим

$$m \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + EI \frac{\partial^4 u}{\partial x^4} + \sum_{i=1}^n c_i u \delta(x - (s_i \mp V_i t)) = m \omega^2 e(x) \sin(\omega t), \quad (3)$$

где $\delta(x - x_{oi})$ – дельта-функция Дирака.

Принимая во внимание, что функция Дирака обладает следующим характерным фильтрующим свойством, согласно [7, 8]

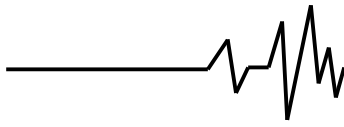
$$\int_a^b f(x) \delta(x - \xi) dx = f(\xi); \quad [a < \xi < b],$$

с учетом изменения продольной сжимающей силы (усилия прошивки), согласно [2] по закону $N(t) = N_o + N_1 \cos(\nu t)$ и надвигающейся

нагрузки гильзы $\vec{q}(x, t)$ и упругих опор (подвижных центрователей)

$\sum_{i=1}^n c_i u_y \delta(x - (s_i \mp V_i t))$ дифференциальное уравнение (3) примет вид

$$m \frac{\partial^2 u_z}{\partial t^2} + EI \frac{\partial^4 u_z}{\partial x^4} + N(t) \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \sum_{i=1}^n c_i u_z \delta(x - (s_i \mp V_i t)) - q(x, t) = m \omega^2 e(x) \sin(\omega t), \quad (4)$$



где $q(x, t)$ – интенсивность воздействия прокатываемой трубной заготовки, обладающая инертностью, которая может быть определена согласно [5, 6] в виде

$$q(x, t) = q_0 - m_q \left(\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + V^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + 2V \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial t} \right) \Big|_{x=Vt} \quad (5)$$

здесь q_0, m_q – интенсивность и погонная масса прокатываемой гильзы соответственно; V – скорость прошивки (перемещения) гильзы по стержню оправки; $\frac{\partial^2 u}{\partial t^2}$ – относительное ускорение гильзы; $V^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}$ – переносное ускорение гильзы; $2V \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial t}$ – кориолисово

ускорение прокатываемой гильзы; s_i – проектные положения опорных узлов центрователей стержня вдоль оси прокатки; V_i – скорость движения соответствующих центрователей стержня оправки вдоль оси прокатки.

С учетом характерной геометрии изогнутого гибкого стержня в процессе прокатки гильзы в первом приближении примем уравнение эксцентриситета его оси в синусоидальной форме

$$e(x) = u_z = f(t) \sin\left(\frac{\pi x}{\ell}\right).$$

Следовательно, при этом, для выполнения процедуры Бубнова-Галеркина, согласно [5, 6], оператор дифференциального уравнения (4) представим в виде

$$L(u) = m \frac{\partial^2 u_z}{\partial t^2} + EI \frac{\partial^4 u_z}{\partial x^4} + N(t) \frac{\partial^2 u_z}{\partial x^2} + \sum_{i=1}^n c_i u_z \delta(x - (s_i \mp V_i t)) - q(x, t) - m \omega^2 f(t) \sin\left(\frac{\pi x}{\ell}\right) \sin(\omega t). \quad (6)$$

Тогда для решения уравнения (6) соответственно применяем известную процедуру Бубнова-Галеркина

$$\int_0^{\ell} L(u) \sin\left(\frac{\pi x}{\ell}\right) dx = 0. \quad (7)$$

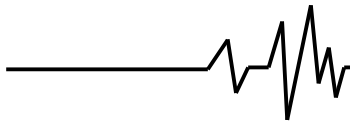
Подставляя выражение (6) в (7), с учетом ортогональности форм собственных колебаний механической системы, после интегрирования и небольших преобразований окончательно получаем дифференциальное уравнение движения изображающей точки оси стержня оправки в виде

$$\left[1 + \frac{m_q}{2\pi m} \left(2\pi \frac{Vt}{\ell} - \sin\left(2\pi \frac{Vt}{\ell}\right) \right) \right] \frac{d^2 f(t)}{dt^2} + \frac{Vm_q}{m\ell} \left(1 - \cos\left(2\pi \frac{Vt}{\ell}\right) \right) \frac{df(t)}{dt} + \left[\frac{EI}{m} \left(\frac{\pi}{\ell}\right)^4 + \frac{2}{m\ell} \sum_{i=1}^n c_i \sin^2\left(\frac{\pi(s_i \mp V_i t)}{\ell}\right) - \frac{1}{m} (N_0 + N_1 \cos(vt)) \left(\frac{\pi}{\ell}\right)^2 - \frac{m_q V^2}{m \ell^2} \times \right. \\ \left. \times \pi \left(2\pi \frac{Vt}{\ell} - \sin\left(2\pi \frac{Vt}{\ell}\right) \right) - \omega^2 \sin(\omega t) \right] f(t) = \frac{2q_0}{m\pi} \left(1 - \cos\left(\pi \frac{Vt}{\ell}\right) \right). \quad (8)$$

Для удобства представления математической модели механической системы введем определенные безразмерные переменные в дифференциальное уравнение (8)

$$\xi = \frac{Vt}{\ell}, \quad \mu = \frac{m_q}{m}; \quad m\ell = M; \quad \frac{d^2 f}{d\xi^2} = \ddot{f}, \quad \xi \in [0; 1] \quad (9)$$

Следовательно, после преобразований уравнение колебательного движения оси стержня оправки (8) с учетом (9) для уточненной динамической модели механической системы в безразмерной форме примет вид



$$a_0(\xi) \ddot{\bar{f}} + \mu a(\xi) \dot{\bar{f}} + \Omega_0^2 \left(\frac{\ell}{V}\right)^2 [b(\xi) - b_0(\xi)] \bar{f} = \frac{2q_0}{m\pi} \left(\frac{\ell}{V}\right)^2 a_1(\xi), \quad (10)$$

где $a_0(\xi) = 1 + \frac{\mu}{2\pi}(2\pi\xi - \sin(2\pi\xi))$; $a(\xi) = 2\pi\xi - \sin(2\pi\xi)$,

$$a_1(\xi) = 1 - \cos(2\pi\xi); \quad b = 1 + \frac{2}{M\Omega_0^2} \sum_{i=1}^n c_i \sin^2\left(\frac{\pi(s_i \mp V_i t)}{\ell}\right) - \frac{N_0 \pi^2}{M \ell \Omega_0^2};$$

$$b_0(\xi) = \frac{\pi^2}{M \ell \Omega_0^2} N_1 \cos\left(v \frac{\ell}{V} \xi\right) + \frac{\mu}{\Omega_0^2} \left(\frac{V}{\ell}\right)^2 \pi^2 a(\xi) + \frac{\omega^2}{\Omega_0^2} \sin\left(\omega \frac{\ell}{V} \xi\right);$$

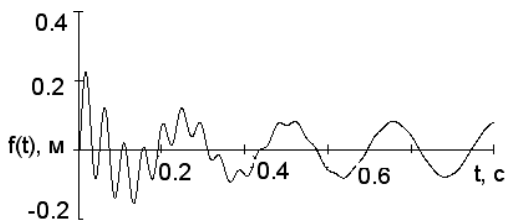
$$b_1(\xi) = \frac{\pi^2}{M \ell \Omega_0^2} N_1 \cos\left(v \frac{\ell}{V} \xi\right) + \frac{\omega^2}{\Omega_0^2} \sin\left(\omega \frac{\ell}{V} \xi\right) \quad - \text{соответствующие коэффициенты}$$

системы уравнений; $\Omega_0^2 = \frac{EI}{m} \left(\frac{\pi}{\ell}\right)^4$ – квадрат частоты свободных колебаний стержня оправки по первой форме колебаний механической системы.

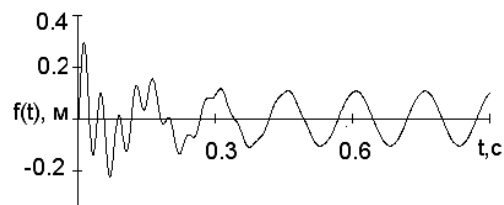
Динамика моделируемой стержневой системы с учетом различных режимов прокатываемых труб на прошивных станах ТПА 30-102 и ТПА 140 представлена численным решением дифференциального уравнения (10) по методу Рунге-Куты.

Расчетные кривые, приведенные на рис. 3 указывают на крайне неудовлетворительные

условия функционирования механизмов выходной стороны. Это в ходе реализации технологического процесса влечет за собой образование повышенной разностенности гильз, что в дальнейшем носит наследственный и трудноустраняемый характер.



а)



б)

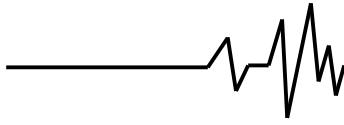
Рис. 3. Динамика стержня механизма удержания оправки прошивных станом ТПА: а) ТПА 30 – 102 заготовка диаметром 140 мм, материал сталь 20; б) ТПА 140 заготовка диаметром 130 мм, материал – сталь 20

Математическим моделированием установлено влияние различных параметров механизма удержания стержневой системы и технологических особенностей процесса производства труб на поведение развитой динамической модели системы. При этом возможно разработка ряда кардинальных мероприятий по модернизации оборудования, режимов работы и предложений по усовершенствованию процессов производства на станах винтовой прокатки труб.

Анализ и синтез виброактивности сложной механической системы проводится поэтапным моделированием динамических

процессов, что позволяет отказаться от дорогостоящих и сложных экспериментальных исследований станом ТПА.

Анализ уточненной математической модели механической системы и дальнейший синтез полученных результатов устанавливает влияние скорости прошивки, соотношения масс системы, усилия прошивки, интенсивности воздействия прокатываемой гильзы, частоты вращения стержня и жесткости подвижных опорных механизмов (центрователей) на виброактивность стержневой системы механизма удержания оправки.



Результаты расчета виброактивности системы указывают на высокую нестабильность динамики, восприимчивость динамической модели к изменениям параметров механической системы и формированию технологического процесса.

Реализация устойчивых технологических процессов прошивки обеспечивается выбором рациональных параметров динамической модели системы и оптимальных режимов эксплуатации станов на соответствующих этапах проектирования и функционирования системы.

Особенности функционирования станов ТПА 30 – 102 и ТПА 140 указывают на необходимость использования системы подвижных модернизированных центрователей в технологической линии станов. Для снижения виброактивности стержня механизма удержания оправки рекомендуется модернизировать выходную сторону прошивного стана ТПА, с последующей установкой на оси прокатки группы подвижных центрователей с удлиненной бочкой центрирующего ролика (конструкция ОАО «ЭЗТМ», Россия) [8, 9].

Очевидно, что за счет стабилизации виброактивности стержня механизма удержания оправки будет достигнуто повышение качества прокатываемых труб.

Выводы

1. Представлен анализ развитой динамической модели механизма удержания оправки стана винтовой прокатки труб.

2. Составлена уточненная математическая модель стержня механизма удержания оправки и для рассматриваемой динамической модели механической системы с учетом параметров опорных механизмов подвижных центрователей выходной стороны стана.

3. Математическим моделированием динамики механизма удержания оправки установлены рациональные режимы прошивки

трубной заготовки с учетом прогнозируемых показателей качества готовых труб и параметры допустимой виброактивности стержня оправки стана.

Литература

1. Потапов И.Н. Новая технология винтовой прокатки./ Потапов И.Н., Полухин П.И. // – М.: Металлургия, 1975. – 344 с.
2. Оклея Л.Н. Качество горячекатаных труб. – М.: Металлургия, 1986. – 144 с.
3. Вибрации в технике. Справочник в 6–ти томах. Том 3 /под ред. Ф.М. Диментберга. К.С. Колесникова. – М.: Машиностроение, 1980. – 544 с.
4. Рахманов С. Р. Динамика стрелковой системы механизма удержания оправки прошивного стана трубопрокатного агрегата. Материалы Международной конференции «Современные направления производства сварных и бесшовных труб из черных и цветных металлов», Днепропетровск. – 2007. С. 45 – 51
5. Кучма Т.К., Моргаевский А.Б. Расчет пластин на подвижные нагрузки. Труды VII Всес. конф. по теории пластин и оболочек. – М.: Наука, 1970. С.346 – 350.
6. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара. – Л.: Машиностроение, 1976 – 319 с.
7. Новицкий В.В. Дельта-функция и ее применение в строительной механике. Расчет пространственных конструкций. Вып. УШ. /Под ред. А.А. Уманского. – М.: Гос. изд-во лит-ры по стр-ву, арх-ре и стр. мат-лам, 1962. С. 207 – 244.
8. Справочник по специальным функциям. /Под ред. М.А Абрамовича и И.Стиган. – М.: Наука, 1979. – 832 с.
9. Данченко В.Н. Технология трубного производства. Учебник для вузов. /В.Н. Данченко, А.П. Коликов, Б.А. Романцев, С.В. Самусев // . – М.: Интермет - Инжиниринг, 2002. – 640 с.