



Рахманов С. Р.

Национальная  
металлургическая  
академия  
Украины

Пришляк В. Н.

Винницкий  
национальный  
аграрный  
университет

УДК 621.774. 28

## К ВОПРОСУ ИДЕНТИФИКАЦИИ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ВИБРОАКТИВНОСТИ МЕХАНИЗМА УДЕРЖАНИЯ СТЕРЖНЯ ОПРАВКИ СТАНА ВИНТОВОЙ ПРОКАТКИ ТРУБ

*Решена задача идентификации математической модели виброактивности механизма удержания стержня оправки стана винтовой прокатки труб на базе информации об экспериментальных исследованиях оборудования. Для выходной стороны стана винтовой прокатки труб сформированы параметры жесткости, вязкого и сухого трения математической модели, а также необходимые амплитудно – частотные характеристики динамической системы центрователей. Приведены сравнительные данные для соответствующих задач параметрической идентификации математической модели и аналитического решения.*

*Ключевые слова: стержень; оправка; труба; центрователь; виброактивность; математическая модель; идентификация.*

*The problem of identification of mathematical model of a vibration of the mechanism of deduction стержня mandrels of a camp of screw rolling of pipes on the basis of information on pilot studies of the equipment is solved. For the target party of a camp of screw rolling of pipes parameters of rigidity, a viscous and dry friction of mathematical model are created, and also necessary is peak – frequency characteristics of dynamic system of tsentrovatel. Comparative data for the corresponding problems of parametrical identification of mathematical model and the analytical decision are provided.*

*Keywords: core; mandrel; pipe; tsentrovatel; vibration; mathematical model; identification.*

Построение адаптированной математической модели отдельных сложных механических систем, к которым относится оборудование тяжело нагруженных станов винтовой прокатки труб (прошивные и раскатные станы) трубопрокатного агрегата (ТПА) представляет весьма сложную задачу [1, 2].

Подход и дальнейшее решение задачи о параметрической идентификации математической модели динамических процессов в механизмах удержания оправки трубопрокатного агрегата с учетом определенных технологических воздействий может быть реализовано, от простого к

сложному, путем поэтапной оценки параметров механической системы (рис.1).

Систему удержания стержня оправки с опорными механизмами центрователей представляем в виде сложной многорядной механической системы со ступенчатым расположением подсистем, соединенных упруго-фрикционными, упруго-вязкими элементами или их произвольными сочетаниями. Тогда анализ динамического состояния оборудования столов выходной стороны прошивных и раскатных станов, как правило, сводится к исследованию линейной и нелинейной моделей системы удержания оправки.

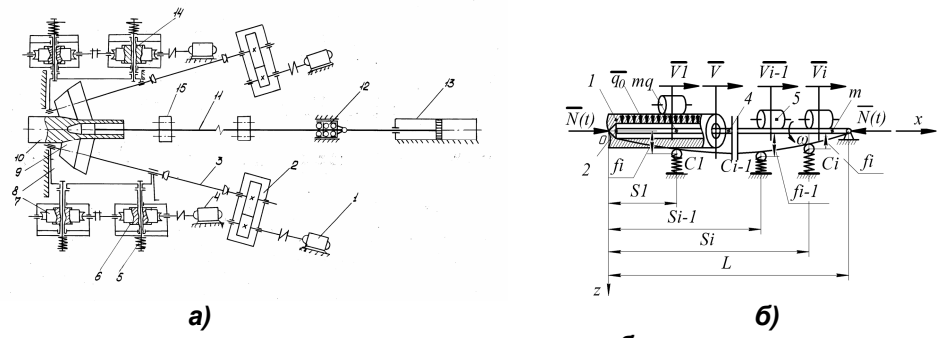
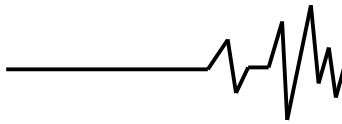


Рис. 1. Кинематическая схема прошивного стана трубопрокатного агрегата а) и расчетная схема механизма удержания оправки стана б)

Рассмотрим задачу о построении динамической модели механизма удержания стержня оправки станов на основании данных, полученных экспериментальным путем. Для решения задачи параметрической идентификации механической системы в первом приближении проанализируем колебания только тех подсистем опорных механизмов (центрователей) стержня оправки, которые связаны между собой упруго – вязко – трением элементами.

В рамках рассматриваемой модели и согласно принятой расчетной схеме подсистема центрователей механизма удержания стержня оправки, имеющая  $n(0)$  степеней свободы, соединена  $S$  упруго-фрикционно-вязкими элементами посредством опорных узлов со станиной оборудования выходного стола и упорно-регулирующего механизма станов винтовой прокатки ТПА.

Для простоты решения поставленной задачи предположим, что демпфирование колебаний механизма удержания стержня оправки и всех подсистем имеет форму ступенчатого расположения и может быть описано известными методами [3, 4].

Пусть колебания опорных узлов центрователей механизма удержания стержня оправки, расположенных вдоль оси прокатки, представлены системой дифференциальных уравнений

$$\begin{aligned}
 m_k(0)\ddot{q}_k + \left[ 1 + \alpha(0)\frac{d}{dt} \sum_{n=1}^{n(0)} C_{kn}(0)q_n(0) \right] &= \\
 = \sum_{\lambda=1}^S \delta^0(\lambda) [q_0(\lambda) - q_\lambda(0)] k + \beta [\dot{q}_0(\lambda) - \dot{q}_\lambda(0)] + & \\
 + H \operatorname{sign}[\dot{q}_0(\lambda) - \dot{q}_\lambda(0)] & \\
 k = \left[ \overline{1, n(0)} \right], &
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

где  $q_k(\lambda)$  – обобщенное перемещение точки  $k$  – ой подсистемы стержня с номером  $\lambda$ ;  $m_k(0)$  и  $C_{kn}(0)$  – соответственно инерционные и квазиупругие коэффициенты подсистем механизма удержания стержня оправки;  $\alpha(0)$  – коэффициент пропорциональности;  $\delta^0$  – символ Кронекера;  $k, \beta, H$  – соответственно параметры жесткости, вязкого и сухого трения, значения которых следует определить для оптимального проектирования центрователей стержня оправки.

Отметим, что в этом случае матрицы диссипации и квазиупругих коэффициентов системы пропорциональны друг другу. Тогда для упрощенного решения поставленной задачи для подсистем стержневой системы и опорных механизмов центрователей системы параметры в первом приближении примем равными.

Умножая систему дифференциальных уравнений (1) на матрицу взвешенных векторов для упругих систем механизма удержания стержня оправки, запишем

$$\begin{aligned}
 \ddot{q}_j(0) + \alpha(0)v_j(0)\dot{q}_j(0) + v_j(0)q_i = & \\
 + \sum_{\lambda=1}^S y_{\lambda j}(0) [k(q_0(\lambda) - q_\lambda(0))] + \beta [\dot{q}_0(\lambda) - \dot{q}_\lambda(0)] + & \\
 + H \operatorname{sign}[\dot{q}_0(\lambda) - \dot{q}_\lambda(0)], & \\
 (j = \overline{1, n(0)}). &
 \end{aligned}
 \tag{2}$$

Необходимо отметить, что матрица собственных векторов рассматриваемой механической системы удержания стержня оправки нормирована таким образом, чтобы обобщенные массы системы в уравнениях (2) были равны единице.

Тогда установившееся движение  $k$  – ой массы опорных механизмов (центрователей) рассматриваемых подсистем основной



механической системы стана можно представить следующим образом

$$q_k(\lambda) = A_k(\lambda) \cos[\omega t + \mu_k(\lambda)], \quad (3)$$

где  $A_k(\lambda)$  – амплитуда колебания опорных узлов;  $\mu_k(\lambda)$  – начальная фаза колебаний.

Подставляя (3) в уравнения (2), рассмотрим более подробно слагаемое, содержащее параметр трения опорных

механизмов (центрователей) механизма удержания стержня оправки.

Для случая, когда в механической системе непропорциональны жесткости, колебания механизма удержания стержня оправки следует разложить в ряд по процедуре, используя комплексные собственные векторы согласно [4, 6].

Разложив полученное выражение в ряд Фурье и ограничиваясь первой гармоникой колебательной системы, получаем следующее

$$\begin{aligned} H \operatorname{sign}[\dot{q}_0(\lambda) - \dot{q}_\lambda(0)] &= \\ &= H \operatorname{sign}[A_k(0)\omega \sin[\omega t + \mu_\lambda(0)]] - A_0(\lambda)\omega \sin[\omega t + \mu_0(0)] = \\ &= \frac{4H}{\pi} \sin[\omega t + \psi(\lambda)], \end{aligned} \quad (4)$$

где 
$$\psi(\lambda) = \operatorname{arctg} \left[ \frac{A_\lambda(0) \sin \mu_\lambda(0) - A_0(\lambda) \sin \mu_0(\lambda)}{A_0(\lambda) \cos \mu_\lambda(0) - A_0(\lambda) \cos \mu_0(\lambda)} \right].$$

Тогда уравнение (3) с учетом (4) можно записать в следующей форме

$$\begin{aligned} \ddot{q}_j(0) + \alpha(0)v_j(0)\dot{q}_j(0) + v_j(0)q_j(0) &= \\ &= G_j \sin(\omega t) + D_j \cos(\omega t), \end{aligned} \quad (5)$$

где

$$\begin{aligned} G_j &= \sum_{\lambda=1}^s Y_{\lambda j}(0) [R(A_\lambda(0) \sin \mu_\lambda(0) - A_0(\lambda) \sin \mu_0(\lambda)) + \\ &+ \beta \omega (A_\lambda(0) \cos \mu_\lambda(0) - A_0(\lambda) \cos \mu_0(\lambda)) + \frac{4H}{\pi} \cos \psi(\lambda)]; \\ D_j &= \sum_{\lambda=1}^s Y_{\lambda j}(0) [R(A_0(\lambda) \cos \mu_0(\lambda) - A_\lambda(0) \cos \mu_\lambda(0)) + \\ &+ \beta \omega (A_\lambda(0) \sin \mu_\lambda(0) - A_0(\lambda) \sin \mu_0(\lambda)) + \frac{4H}{\pi} \sin \psi(\lambda)]. \end{aligned} \quad (6)$$

Частное решение системы дифференциальных уравнений (2) представим в виде

$$q_j(0) = P_j \sin(\omega t) + Q_j \cos(\omega t), \quad (7)$$

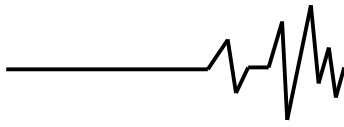
где 
$$P_j = \left[ G_j (v_j(0)^2 - \omega^2) + D_j \alpha(0) v_j(0) \omega \right] / R_j;$$

$$Q_j = \left[ D_j (v_j(0)^2 - \omega^2) - G_j \alpha(0) v_j(0)^2 \omega \right] / R_j;$$

$$R_j = \left[ v_j(0)^2 - \omega^2 \right]^2 + \alpha(0)^2 v_j(0)^2 \omega^2. \quad (8)$$

В дальнейшем решение задачи параметрической идентификации математической модели механизма удержания стержня оправки можно построить в некоторых

обобщенных координатах однозначно характеризующих поведение изображающей точки при колебаниях опорных узлов центрователей.



Далее последовательно проанализируем полученную обобщенную математическую модель виброактивности опорных узлов механизма удержания стержня оправки. Следовательно, для этого запишем уравнение, определяющее перемещения основных масс системы (присоединенных опорных механизмов соответствующих центрователей с учетом масс подвижных узлов оборудования выходной стороны прошивного или раскатного станок ТПА) в виде

$$\begin{aligned}
 q_{\lambda}(0) &= A_{\lambda}(0) \cos(\omega t) \cos \mu_{\lambda}(0) - \\
 &- A_0(\lambda) \sin(\omega t) \sin \mu_0(\lambda) = \\
 &= \sum_{j=1}^{n(0)} Y_{\lambda j}(0) [P_j \sin(\omega t) + Q_j \cos(\omega t)], \\
 & \quad [\lambda = \overline{1, S}]
 \end{aligned}
 \tag{9}$$

Особенности нагружения стержневой системы и всех механизмов присоединенных масс определяется, как уже отмечалось, параметрами реализации технологических процессов прошивки заготовки или раскатки гильз на станках ТПА. При этом характер развития динамических процессов заключается преимущественно в гармоническом возмущении всей механической системы экспериментального вида  $e^{i\omega t}$ .

Следовательно, в задаче параметрической идентификации математической модели рассматриваемой механической системы имеет место

$$\begin{cases}
 A_k(\lambda) \cos \mu_k(0) = \operatorname{Re} W_k(\lambda); \\
 A_k(\lambda) \sin \mu_k(0) = \operatorname{Im} W_k(\lambda).
 \end{cases}
 \tag{10}$$

Здесь  $W_k(\lambda)$  – частотная характеристика соответствующей  $k$  – ой точки стержня оправки, соединенной посредством опорных узлов с подсистемами центрователей механизма удержания со станиной выходной стороны стана.

Приравнивая соответствующие члены при гармонических составляющих  $\sin(\omega t)$  и  $\cos(\omega t)$  в уравнениях (9), с учетом выражений (10) имеем систему уравнений

$$\begin{cases}
 \ell(\lambda)k + f(\lambda)\beta + u(\lambda)H = -\operatorname{Im} W_{\lambda}(0), \\
 V(\lambda)k + Y(\lambda)\beta + Z(\lambda)H = \operatorname{Re} W_{\lambda}(0),
 \end{cases}
 \tag{11}$$

$$[\lambda = \overline{1, S}].$$

Здесь

$$\begin{aligned}
 \ell(\lambda) &= \sum_{j=1}^{n(0)} Y_{\lambda j}(0) \left[ \Omega_j \sum_{\ell=1}^s Y_{\ell j}(0) \operatorname{Im} \Delta W_{\ell 0} - \right. \\
 &\left. - Q_j \sum_{\ell=1}^{n(0)} Y_{\ell j}(0) \operatorname{Re} \Delta W_{\ell 0} \right] / R_j;
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 V(\lambda) &= - \sum_{j=1}^{n(0)} Y_{\ell j}(0) \left[ \Omega_j \sum_{\ell=1}^s Y_{\ell j}(0) \operatorname{Re} \Delta W_{\ell 0} + \right. \\
 &\left. + Q_j \sum_{\ell=1}^s Y_{\ell j}(0) \operatorname{Im} \Delta W_{\ell 0} \right] / R_j;
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 u(\lambda) &= \frac{4}{\pi} \sum_{j=1}^{n(0)} Y_{\lambda j}(0) \left[ \Omega_j \sum_{\ell=1}^s Y_{\ell j}(0) \cos \Psi(\ell) + \right. \\
 &\left. + Q_j \sum_{\ell=1}^s Y_{\ell j}(0) \sin \Psi(\ell) \right] / R_j;
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 Z(\lambda) &= \frac{4}{\pi} \sum_{j=1}^{n(0)} Y_{\lambda j}(0) \left[ \Omega_j \sum_{\ell=1}^s Y_{\ell j}(0) \cos \Psi(\ell) - \right. \\
 &\left. - Q_j \sum_{\ell=1}^s Y_{\ell j}(0) \sin \Psi(\ell) \right] / R_j;
 \end{aligned}$$

$$Y(\lambda) = \omega \ell(\lambda); \quad f(\lambda) = -\omega V(\lambda);$$

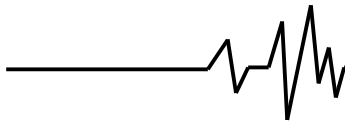
$$\Omega_j = v_j(0)^2 - \omega^2; \quad Q_j = \alpha(0) v_j(0)^2 \omega;$$

$$\Delta W_{\ell 0} = W_{\ell}(0) - W_0(\ell).$$

где  $k, \beta, H$  – соответствующие характеристики опорных узлов центрователей.

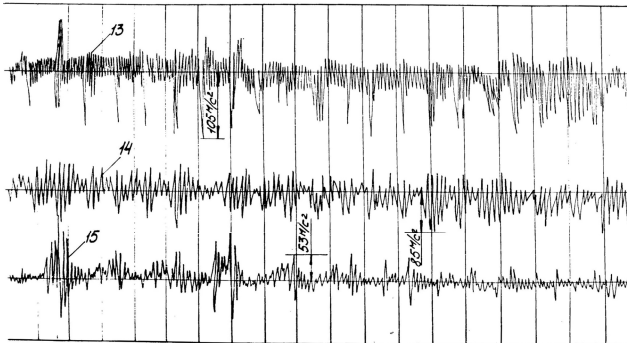
Видно, что система линейных уравнений для анализа динамики центрователей механизма удержания стержня оправки, представлена относительно базовых коэффициентов  $k, \beta, H$ .

Таким образом, для определения параметров данной математической модели виброактивности центрователей стержня оправки необходимо и достаточно минимальная экспериментальная информация о самой механической системе и частотных характеристиках опорных механизмов центрователей оборудования выходной стороны, с помощью которых подсистемы динамической модели объединяются в целостную обобщенную динамическую систему. На основании данных, полученных экспериментальным путем, более подробно рассмотрим частную задачу об идентификации



динамической модели механизма удержания стержня оправки на примере прошивного стана ТПА 140.

Например, для прошивного стана ТПА 140 анализ полученных решений и выбор действительных параметров подсистем центрователей стержневой системы оправки удобно рассчитать на основе полученных экспериментальных исследований, виброактивности оборудования выходной стороны, приведенных в работах [2, 5].



**Рис. 2. Осциллограмма виброактивности опорных узлов центрователей механизма удержания стержня оправки прошивного стана ТПА 140 (интервал времени – 0,1 с): 1 – виброускорение первого центрователя; 2 – виброускорение второго центрователя; 3 – виброускорение третьего центрователя**

Проанализируем некоторые результаты экспериментальных исследований механизма удержания стержня оправки прошивного стана ТПА 140. На осциллограмме (рис. 2) приведены данные, характеризующие виброактивность опорных узлов механической системы механизма удержания стержня оправки: виброускорение первого, второго и третьего центрователей стержня оправки (виброускорение соответственно первого – 105 м/с<sup>2</sup>, второго – 85 м/с<sup>2</sup> и третьего центрователей – 55 м/с<sup>2</sup>)

Для сравнения и проверки достоверности полученных результатов приведем некоторые результаты решения задачи в аналитическом виде.

В соответствии с рассматриваемой расчетной схемой стержневая система в продольном направлении подвергается воздействию осевой составляющей усилия прошивки  $\vec{N}(t)$  и подвижной нагрузки прокатываемой трубы интенсивностью  $\vec{q}_0$ .

Тогда поведение стержневой системы при прошивке трубной заготовки на прошивном стане согласно [5, 7] в аналитическом виде описывается дифференциальным уравнением второго порядка с переменными коэффициентами и правой частью

$$m(t) \frac{d^2 f(t)}{dt^2} + \beta(t) \frac{df(t)}{dt} + k(t)f(t) = X(t), \quad (13)$$

где

$$m(t) = 1 + \frac{m_q}{2\pi m} \left( 2\pi \frac{Vt}{\ell} - \sin \left( 2\pi \frac{Vt}{\ell} \right) \right); \quad \beta(t) = \frac{Vm_q}{m\ell} \left( 1 - \cos \left( 2\pi \frac{Vt}{\ell} \right) \right);$$

$$k(t) = \left[ \frac{EI}{m} \left( \frac{\pi}{\ell} \right)^4 + \frac{2}{m\ell} \sum_{i=1}^n c_i \sin^2 \left( \frac{\pi(s_i \mp Vt)}{\ell} \right) - \frac{1}{m} (N_0 + N_1 \cos(\omega t)) \left( \frac{\pi}{\ell} \right)^2 - \frac{m_q}{m} \frac{V^2}{\ell^2} \pi \left( 2\pi \frac{Vt}{\ell} - \sin \left( 2\pi \frac{Vt}{\ell} \right) \right) - \omega^2 \sin(\omega t) \right];$$

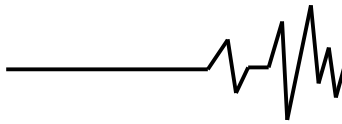
$$X(t) = \frac{2q_0}{m\pi} \left( 1 - \cos \left( \pi \frac{Vt}{\ell} \right) \right);$$

соответствующие коэффициенты системы уравнений;

$$\Omega_0^2 = \frac{EI}{m} \left( \frac{\pi}{\ell} \right)^4 \quad - \quad \text{квадрат частоты}$$

свободных колебаний стержня оправки по первой форме колебаний механической системы;  $EI$  – изгибная жесткость стержня оправки;  $\vec{q}_0$  – интенсивность прокатываемой

трубы (подвижной нагрузки);  $m_q$  – погонная масса трубы;  $m$  – погонная масса стержня;  $N_0$  – номинальное значение усилия прошивки;  $N_1$  – амплитудное значение усилия прошивки;  $c_i$  – жесткость  $i$ -ого центрователя механизма удержания стержня;  $s_i$  – проектное положение  $i$ -ого центрователя вдоль оси прошивки;  $V$  – скорость прошивки трубной заготовки;  $\ell$  – базовая длина стержня механизма удержания оправки.

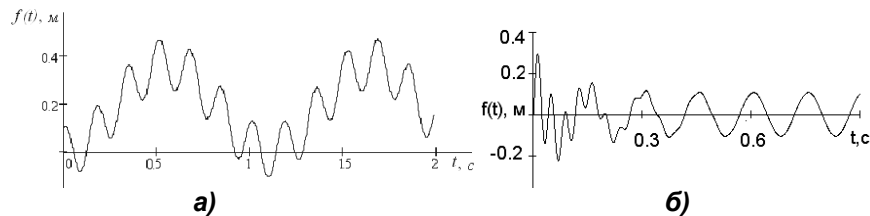


Данная математическая модель описывает динамику стержневой системы в зависимости от взаимного расположения опорных механизмов в течение всего технологического процесса прошивки трубной заготовки или раскатки гильзы. Дифференциальное уравнение (13) в некотором приближении и при принятых допущениях для первой формы колебаний системы представляет динамику стержня в механизме удержания оправки на станах винтовой прокатки труб ТПА.

Решение дифференциального уравнения (13) позволяет установить зависимости между параметрами динамической модели рассматриваемой механической системы и выработать рекомендации по стабилизации

виброактивности механизма удержания оправки с учетом взаимодействия с подвижными модернизированными подвижными центрователями.

Анализ результатов численного решения дифференциального уравнения (13) и расчеты динамических прогибов стержня оправки прошивного стана ТПА 140 до модернизации (на стационарных центрователях) и после модернизации (на подвижных центрователях) (рис. 3) показывают особенности формирования динамических процессов в механизме удержания оправки на станах винтовой прокатки труб с учетом реализации технологического процесса прошивки трубной заготовки.



**Рис. 3. Динамические прогибы изображающей точки стержня оправки и механизма удержания оправки прошивного стана ТПА 140 до а) и после б) модернизации (трубная заготовка диаметром 130 мм, гильза 126 x 29,5 материал – сталь 20)**

Сравнительные результаты исходной и идентифицируемой математических моделей механической системы удержания стержня

оправки для прошивного и раскатного станов ТПА 140 приведены в таблице 1

**Таблица 1**

**Результаты идентификации динамической модели механизма удержания стержня оправки для прошивного и раскатного станов ТПА 140**

Наименование станов ТПА 140	Расчетные данные и экспериментальные параметры рассматриваемых моделей							
	$m(t), кг$		$\beta(t), кНс / м$		$k(t) \cdot 10^3, кН / м$		$X(t), кН$	
	Расч.	Эксп.	Расч.	Эксп.	Расч.	Эксп.	Расч.	Эксп.
1. Прошивной стан	376,2	347,4	127,8	105,4	75,3	77,4	570,2	524,5
2. Раскатной стан	542,3	535,6	211,5	199,7	145,1	140,2	120,8	114,5

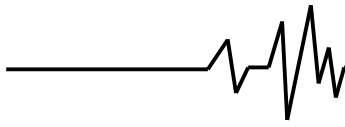
В таблице 1 приведены расчетные данные для рассматриваемых моделей и результаты экспериментальных исследований станов по маршрутам прокатки труб  $\varnothing 133 \times 8$ , сталь 20.

Параметрическая идентификация математической модели виброактивности стержневой системы хорошо описывается для различных динамических моделей прошивного и раскатного станов ТПА 140.

Предлагаемый подход весьма удобен для исследования особенностей поведения

механизма удержания стержня, представляющий сложную механическую систему с многочисленными изменяющимися параметрами.

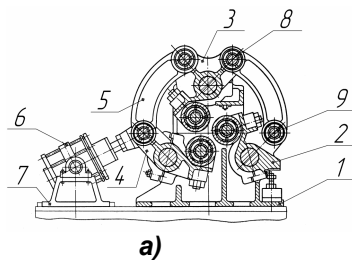
Анализ полученных результатов показывает, что идентификация математической модели сложных динамических систем прошивного и раскатных станов ТПА 140 возможна только при наличии минимальной экспериментальной информации о виброактивности оборудования выходной стороны рассматриваемых станов. При этом с



достаточно высокой точностью можно построить математическую модель сложной механической системы. Выбор рациональных параметров вспомогательных систем прошивного стана и в том числе опорных механизмов (центрователей) стержня механизма удержания оправки базируется преимущественно на результатах многочисленных математических (численных) экспериментов идентифицируемой модели.

Сравнительный анализ полученных результатов показывает, что погрешности соответствующих коэффициентов системы дифференциальных уравнений рассматриваемой системы (аналитических решений) и идентифицируемой модели прошивного и раскатного станом ТПА 140 в пределах 7 – 10%.

Отметим, что указанные пределы расхождений вполне допустимы для сложных машин и механических систем, к которым относятся тяжело нагруженные механизмы удержания стержня оправки данных станом.



а)



б)

**Рис.4. Конструкция стационарного а) и модернизированного подвижного б) центрователей механизма удержания стержня оправки прошивного станом ТПА 140 с пружинным демпфером и удлиненным роликовым опорным узлом**

Особенно удобно пользоваться разработанной моделью параметрической идентификации при выборе основных характеристик системы стабилизации и управления виброактивностью оборудования выходной стороны с сохранением существующей технологической схемы прокатки труб на станом винтовой прокатки ТПА.

Однако, как показывают результаты многочисленных экспериментальных исследований прошивного станом ТПА 140 и тестовые расчеты модели, качественная идентификация параметров всей системы по соответствующим частотным характеристикам не достигается ввиду того, что наблюдается противоречивые движения опорных узлов центрователей стержневой системы.

Следовательно, необходим качественный переход к рассмотрению и

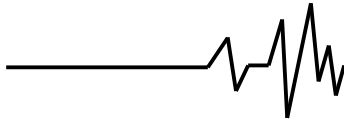
Выявлено, что в ряде случаев при больших амплитудах движения центрователей стержневой системы происходит резкий отрыв опорных узлов от стержня оправки. Происходит реструктуризация механической системы и качественная идентификация математической модели системы по данным экспериментальных исследований и соответствующим частотным характеристикам не достигается.

Имея требуемые параметры, полученные экспериментальным путем для оборудования выходной стороны станом винтовой прокатки труб согласно [1, 2, 7], и феноменологическую модель областей желаемых состояний стержневой системы, на основании вышеприведенных результатов созданы высокоэффективные конструкции центрователей стержня оправки, удовлетворяющие всем необходимым требованиям технологического процесса прокатки труб (рис. 4).

анализу сложной многомерной задачи о параметрической идентификации нелинейной динамической модели механизма удержания стержня оправки. В этом случае необходимо решить задачу о параметрической идентификации системы с нелинейной жесткостью опорных механизмов и поэтапный переход к исследованию динамической особенности механизма удержания стержня оправки.

### Выводы

1. Путем параметрической идентификации виброактивности центрователей (опорных механизмов) построена метаматематическая модель механизма удержания стержня оправки прошивного и раскатного станом.



2. Определены параметры математической модели центрователей стержня оправки на базе минимальной экспериментальной информации о виброактивности самой стержневой системы и частотных характеристиках опорных механизмов центрователей оборудования выходной стороны.

3. Установлено, что демпфирование колебаний механизма удержания оправки в подсистеме имеет форму ступенчатого расположения.

4. Определены коэффициенты дифференциальных уравнений, которые являются базовыми для выбора конструктивных параметров опорных механизмов и других узлов центрователей стержня оправки.

5. Высокая точность построения математической модели виброактивности динамической системы осуществляется на стадии проектирования выбором параметров вспомогательных систем опорных механизмов (центрователей).

#### **Литература**

1. Потапов И.Н., Полухин П.И. Новая технология винтовой прокатки. – М.: Металлургия, 1975. – с. 344.

2. Оклей Л.Н. Качество горячекатаных труб. М.: Металлургия, 1986. – с. 144.

3. Лордкипанидзе Д.Л., Чхартишвили И.В. Исследование колебаний стержня стана винтовой прокатки. Сообщение Академии Наук Грузинской ССР, вып. 88, №1, 1977. С. 145 – 148.

4. Вибрации в технике. Справочник в 6 – ти томах. Том 3. /Под ред. Ф.М. Диментберга, К.С. Колесникова//. – М.: Машиностроение, 1980. – 544 с.

5. Рахманов С.Р. Динамика стержневой 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

6. Болотин В.В. Динамическая устойчивость упругих систем. – М.: Гостехиздат, 1956. – 630 с.

7. Рахманов С.Р. К вопросу оптимального управления колебаниями стержня оправки прошивного стана. Вибрация в технике и технологиях.-2011, №1 (65). С. 36 – 40.