

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ СТЕРЖНЯ ОПРАВКИ ПРОШИВНОГО СТАНА

Аннотация. Приведено решение задачи для развитой динамической модели системы удержания стержня оправки на оси прокатки прошивного стана трубопрокатного агрегата. Составлены уточненные дифференциальные уравнения колебательного движения стержня оправки и проведен соответствующий анализ виброактивности механической системы. Предложена схема модернизации центрователей прошивного стана.

Ключевые слова: оправка; стержень; колебания; труба; центрователь; динамика; виброактивность.

В процессе прошивки трубной заготовки стержень оправки и прокатываемая гильза на оси прокатки функционально удерживаются комплексом специальных опорных механизмов (центрователей). На выходных сторонах прошивных станов трубопрокатного агрегата рядом центрователей выполняются базовые и вспомогательные операции. В том числе: удержание быстровращающегося массивного стержня оправки большой длины около геометрической оси прокатки; центрирование прошиваемой гильзы, имеющей во время прокатки сложное винтовое движение и значительные инерционные характеристики; выдача прокатанных гильз из стана на другие станы и т. д. [1].

Для формирования стабильной геометрии прокатываемых труб практическое значение имеет колебания вращающегося стержня оправки. Для реализации необходимых устойчивых технологических операций прошивки трубной заготовки на выходной стороне прошивных станов используются многочисленные направляющие, центрирующие и упорно-регулирующие механизмы. Вращающийся длинный стержень оправки воспринимает значительные статические и изменяющиеся во времени динамические нагрузки со стороны про-

шиваемой трубной заготовки. В силу того, что стержень оправки имеет большую гибкость и инерцию, то вызывает в рассматриваемой механической системе значительные по величине и изменяющиеся во времени динамические нагрузки, которые обуславливают его изгиб вдоль оси прошивки по синусоидальным формам.

В результате нежелательных больших колебаний стержень оправки перемещается в очаге деформации вдоль оси прокатки (центрирующий пояс оправки уходит от пережима рабочих валков), вызывает, при этом, повышенную разностенность гильзы (трубы). Очевидно, что динамические явления, возникающие в стержне 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 конструкций центрователей стержня оправки, установленных по всей технологической линии и соответственно выходных сторон станов винтовой прокатки труб.

Для формирования научно-обоснованных предложений по совершенствованию конструкций центрователей стержня оправки прошивных станов и технологии производства труб на станах необходимо более глубоко изучить влияние различных параметров и технологических особенностей прокатки труб на поведение системы и на качество готовой продукции.

Решение данной задачи, зачастую, обуславливает уточнение расчетной схемы и развитие математической модели исследуемого прошивного стана 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 прошивного стана ТПА, отличающаяся от известных [1, 2] параметрами и характеристиками подвижных модернизированных центрователей.

Изменение интенсивности воздействия, массы трубной заготовки и динамических параметров центрователей стержня, перемещающихся в процессе прошивки вдоль оси прокатки, значительно усложняет описание динамических процессов.

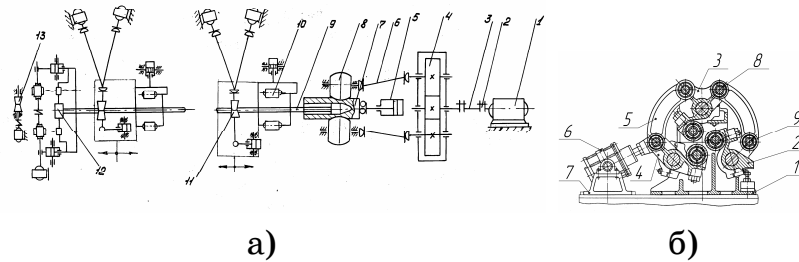


Рисунок 1 – Кинематическая схема а) и конструкция стационарного не модернизированного подвижного центрователя закрытого типа б) стержня механизма удержания оправки прошивного стана ТПА (конструкции ОАО «ЭЗТМ»)

Исследование 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 центрователей стана (рис. 2).

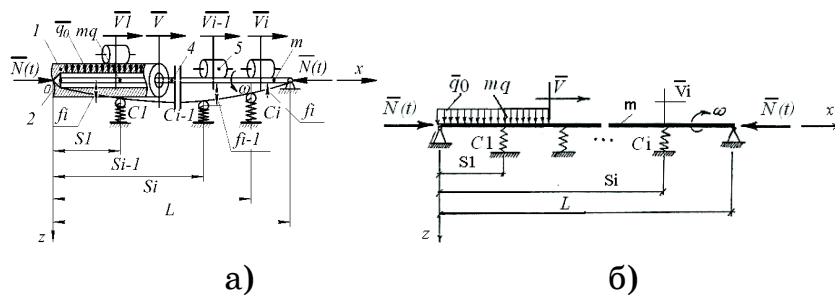


Рисунок 2 – Развитая обобщенная динамическая модель и расчетная схема стержневой системы механизма удержания оправки прошивного стана

В качестве расчетной схемы стержневой системы стана винтовой прокатки труб примем полый стержень постоянного сечения с шарнирными опорами на концах и подвижными упругими опорами (центрователями) между ними. Стержень, вращающийся с угловой скоростью ω вокруг 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 .

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].

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

где EI , m – соответственно изгибная жесткость стержня и его погонная масса; u_z – перемещения вдоль оси z ; c , k – коэффициенты упругого основания центрователей, зависящие от перемещения и скорости соответственно; f – коэффициент, учитывающий вязкое трение в системе в процессе колебания стержня оправки; $e_1(x)$, $e_2(x)$ – эксцентриситеты, характеризующие неуравновешенность масс стержня оправки вокруг оси прошивки.

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

Принимая во внимание, что функция Дирака обладает следующим характерным фильтрующим свойством, согласно [5]

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

с учетом изменения продольной сжимающей силы (усилия прошивки), согласно [2] по закону $N(t) = N_0 + N_1 \cos(\nu t)$ и надвигающейся нагрузки гильзы интенсивности $\vec{q}(x, t)$ 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 прошиваемой трубной заготовки, обладающая определенной инертностью, которая может быть найдена согласно [2, 4] в виде

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

Здесь q_0, m_q – интенсивность и погонная масса прокатываемой гильзы соответственно; V – скорость перемещения (прошивки) 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.

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

$$e(x) = u_z = f(t) \sin\left(\frac{\pi x}{\ell}\right). \quad (6)$$

Для решения уравнения (4) применяем процедуру Бубнова – Галеркина

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

Следовательно, при этом, для выполнения процедуры Бубнова – Галеркина, согласно [2, 3], оператор дифференциального уравнения (4) с учетом (5) и (6) представим в виде

$$L(u) = m \frac{\partial^2 u_z}{\partial t^2} + EI \frac{\partial^4 u_z}{\partial x^4} + N(t) \frac{\partial^2 u_z}{\partial x^2} + \sum_{i=1}^n c_i u_z \delta(x - (s_i \mp V_i t)) - q(x, t) - m \omega^2 f(t) \sin \frac{\pi x}{\ell} \sin(\omega t). \quad (8)$$

Подставляя выражение (8) в (7), с учетом ортогональности форм собственных колебаний механической системы, после интегрирования и небольших преобразований окончательно получаем дифференциальное уравнение движения изображающей точки на оси стержня оправки в виде

$$\left[1 + \frac{m_q}{2\pi m} \left(2\pi \frac{Vt}{\ell} - \sin \left(2\pi \frac{Vt}{\ell} \right) \right) \right] \frac{d^2 f(t)}{dt^2} + \frac{Vm_q}{m\ell} \left(1 - \cos \left(2\pi \frac{Vt}{\ell} \right) \right) \frac{df(t)}{dt} + \left[\frac{EI}{m} \left(\frac{\pi}{\ell} \right)^4 + \frac{2}{m\ell} \sum_{i=1}^n c_i \sin^2 \left(\frac{\pi(s_i \mp V_i t)}{\ell} \right) - \frac{1}{m} (N_0 + N_1 \cos(vt)) \left(\frac{\pi}{\ell} \right)^2 - \frac{m_q V^2}{m \ell^2} \pi \left(2\pi \frac{Vt}{\ell} - \sin \left(2\pi \frac{Vt}{\ell} \right) \right) - \omega^2 \sin(\omega t) \right] f(t) = \frac{2q_0}{m\pi} \left(1 - \cos \left(\pi \frac{Vt}{\ell} \right) \right). \quad (9)$$

Динамика моделируемой стержневой системы с учетом различных режимов прокатываемых труб на прошивном стане ТПА 140 представлена численным решением дифференциального уравнения (9) по методу Рунге-Куты.

Расчетные кривые, приведенные на рис. 3, указывают на крайне неудовлетворительные условия функционирования механизмов выходной стороны прошивного стана. Это в ходе реализации технологического процесса влечет за собой образование повышенной разностенности гильз, что в дальнейшем носит наследственный и трудноустраняемый характер.

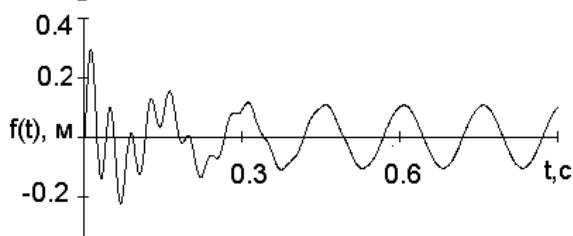


Рисунок 3 – Динамика стержня механизма удержания оправки прошивных станов ТПА 140

(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 механической системы. При этом разработан ряд кардинальных мероприятий по модернизации оборудования, выбору рациональных режимов прошивки трубной заготовки и выдвинуты предложения по усовершенствованию процессов производства труб, например на прошивном стане ТПА 140.

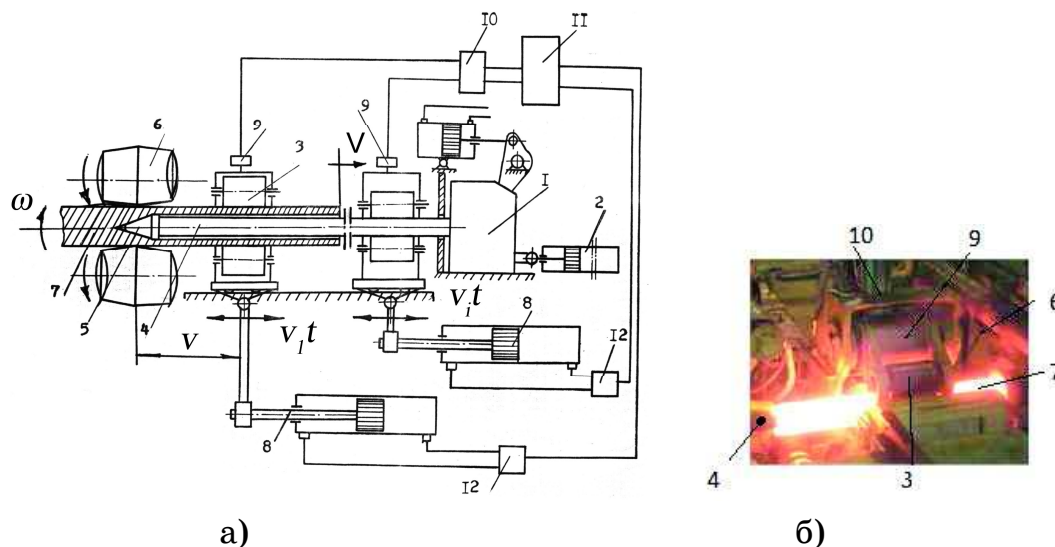


Рисунок 4 – Механизм удержания стержня оправки прошивного стана ТПА с подвижными центрователями а) и модернизированный центрователь стержня оправки прошивного стана ТПА 140 б)

Анализ и синтез виброактивности сложной механической системы проводится поэтапным моделированием динамических процессов, что позволяет отказаться от дорогостоящих и сложных экспериментальных исследований станов ТПА.

Анализ уточненной развитой математической модели механической системы прошивного стана и дальнейший синтез полученных результатов устанавливает влияние скорости прошивки, соотношения масс системы, усилия прошивки, интенсивности воздействия прокачиваемой 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 динамических параметров механической системы и технологических процессов.

Очевидно, что виброактивность стержневой системы, в ходе реализации необходимых технологических процессов прошивки, в большей степени передаются на оправку, расположенную в пережиме очага деформации, что приводит к искажению геометрии очага деформации и ухудшению качества прошиваемых гильз (труб).

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 прошивного стана ТПА 140 указывают на необходимость использования системы модернизированных подвижных центрователей в технологической линии. Для снижения виброактивности стержня механизма удержания оправки рекомендуется модернизировать выходную сторону прошивного стана ТПА (рис.4), с последующей установкой на оси прокатки группы подвижных центрователей с удлиненной бочкой центрирующего ролика (развитая конструкция ОАО «ЭЗТМ», Россия) [1, 6].

Выводы

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

2. 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.

3. Предложена модернизация выходной стороны прошивного стана ТПА, с последующей установкой на оси прошивки группы подвижных самоустанавливающихся центрователей с удлиненной бочкой центрирующих роликов ($l=900 - 1100\text{мм}$)

ЛИТЕРАТУРА

1. Потапов И.Н. Новая технология винтовой прокатки./Потапов И.Н., Полухин П.И. // – М.: Металлургия, 1975. – 344 с.
2. 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

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. 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.

5. 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.

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.