УДК 621.771.28.001.57

С.Р. Рахманов
Национальная металлургическая академия Украины
В.П. Ольшанский
Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства

НЕСТАЦИОНАРНЫЕ ПРОЦЕССЫ В МЕХАНИЗМЕ УДЕРЖАНИЯ ОПРАВКИ АВТОМАТИЧЕСКОГО СТАНА С УЧЕТОМ ПЕРЕМЕННОСТИ МАССЫ ПРОКАТЫВАЕМОЙ ГИЛЬЗЫ

Рассмотрены нестационарные колебания системы «гильза – оправка – стержень» автоматического стана трубопрокатного агрегата. Составлено уравнение вынужденных колебаний оправки со стержнем автоматического стана с учетом переменной массы прокатываемой гильзы и сил технологического сопротивления. Нестационарные динамические процессы в упругой системе «гильза – оправка – стержень» представлены коэффициентом динамичности перемещения оправки. Установлены особенности функционирования оправки со стержнем в очаге деформации автоматического стана с учетом переменной массы прокатываемой трубы.

Ключевые слова: *труба, автоматический стан, оправка, стержень, вынужденные колебания, вибрация, переменная масса, очаг деформации, скорость прокатки, дифференциальное уравнение, решение Лагранжа, коэффициент динамичности.*

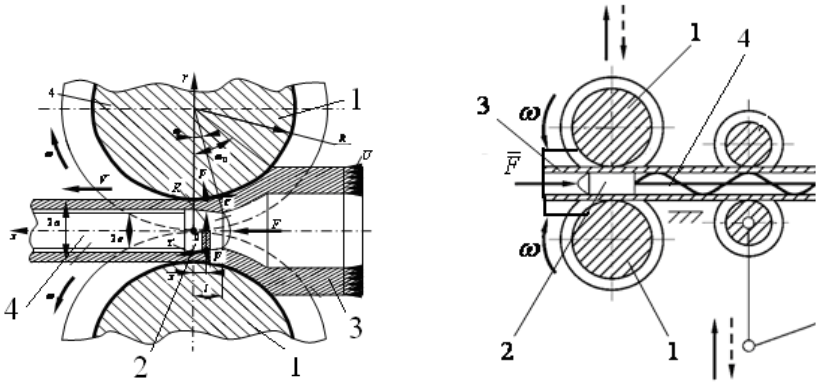
Введение. Интенсификация работы трубопрокатных агрегатов (ТПА) с автоматическими станами влечет за собой ужесточение режимов функционирования основного и вспомогательного оборудования всей технологической линии. Автоматический стан, по ряду сложившихся причин, во всей линии ТПА является наиболее узким местом при реализации необходимых технологических процессов производства горячекатаных бесшовных труб на ТПА [1].

Переходные нестационарные процессы на выходной стороне при прокатке гильз на автоматическом стане сопровождаются значительными циклическими динамическими нагрузками. Как правило, пиковые динамические нагрузки возникают при захвате гильзы (трубы) рабочими валками и находят свое дальнейшее продолжение в период взаимодействия гильзы с механизмом удержания оправки [2, 3].

Следует отметить, что при принудительной подаче гильзы в очаг деформации стана (предусмотрена подача гильзы толкателем в калибры) происходит определенное улучшение захвата гильзы рабочими валками стана. Захват гильзы валками автоматического стана, помимо всего прочего, существенно осложнен тем, что гильза, касаясь валков, одновременно взаимодействует с оправкой, находящейся в пережиме калибра, и всей стержневой системой механизма ее удержания на оси прокатки (рисунок 1) [4].

Данные базовые условия прокатки труб на автоматическом стане, наряду со всеми другими, формируют начальные параметры технологического процесса, сложное напряженно-деформированное состояние металла в очаге деформации и нестационарные динамические процессы в элементах выходной стороны стана в целом.

Постановка задачи. Среди совокупности факторов, определяющих нестационарные динамические нагрузки, действующие на все несущие элементы выходной стороны автоматического



а) б)

Рисунок 1 – Очаг деформации а) и схема механизма удержания стержня оправки б) автоматического стана ТПА: 1 – валок; 2 – оправка; 3 – гильза; 4 – стержень оправки

стана трубопрокатного агрегата (ТПА), наименее изученными являются значительные по величине и меняющиеся во времени повторяющиеся цикловые динамические нагрузки, вызываемые преимущественно изменяющимся во времени взаимодействием гильзы с оправкой, особенно в период принудительной подачи гильзы.

Отметим, что принудительная подача гильзы в очаг деформации автоматического стана пневматическим вталкивателем, по сути, формирует начальные силовые условия прокатки и усугубляет нестационарные динамические процессы в элементах механизма удержания оправки [1 – 4].

Цель работы. Данная работа выполнена на основе дальнейшего совершенствования исходной расчетной схемы и математической модели нестационарных процессов в системе «гильза – оправка – стержень» автоматического стана. При этом сделана попытка по установлению влияния основных силовых параметров очага деформации и меняющейся во времени массы прокатываемой гильзы на нестационарную динамику оправки со стержнем автоматического стана в линейной постановке задачи.

Методы решения задачи. Анализу и синтезу аналогичных динамических процессов взаимодействия гильзы с технологическим инструментом автоматического стана посвящен ряд работ [1 – 4]. При этом приближенная математическая модель процесса взаимодействия гильзы с оправкой и стержнем стана предложена в работе [4], что в дальнейшем позволило получить выражение для упрощенной формы расчета характерных сил технологического сопротивления, воздействующих со стороны очага деформации на элементы выходной стороны стана.

Далее рассмотрим подробно уточненную динамическую модель системы «гильза – оправка – стержень» автоматического стана в предложенной постановке. Для анализа нестационарных динамических характеристик в сложной механической системе составим дифференциальное уравнение продольного движения оправки со стержнем механизма удержания оправки вдоль оси прокатки автоматического стана ТПА с учетом сил технологического сопротивления и переменности во времени массы прокатываемой гильзы (трубы).

В связи с этим проведем некоторое уточнение базовой расчетной схемы, которая достаточно близка к реальному технологическому процессу прокатки гильз на автоматическом стане (рисунок 2). Очевидно, это позволить глубже отражать динамические явления в механизме удержания оправки в очаге деформации вдоль оси прокатки стана.

Для исследования нестационарных динамических процессов оправки со стержнем автоматического стана с учетом силового взаимодействия со стороны очага деформации и изменяющейся во времени массы прокатываемой гильзы воспользуемся основным законом динамики в дифференциальной форме [5 – 9]

$$\frac{d}{dt}\left[m(t)\frac{dx(t)}{dt}\right]=\sum_{k=1}^{n}F_{kx}, \tag{1}$$

где $x(t)$ – продольное перемещение оправки со стержнем вдоль оси прокатки; $m(t)$ – переменная во времени масса механической системы удержания оправки.

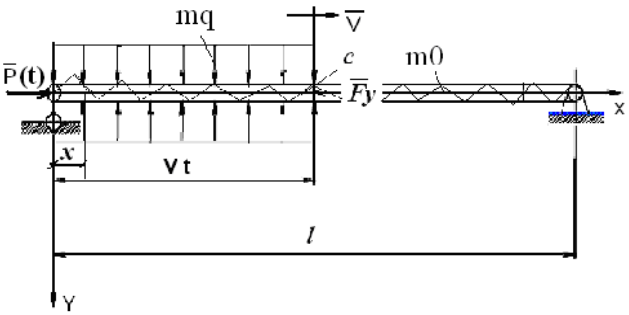


Рисунок 2 – Расчетная схема вынужденных продольных нестационарных колебаний оправки со стержнем автоматического стана ТПА

Нестационарные движения оправки с учетом переменности во времени массы гильзы и сил технологического сопротивления, в фундаментальной постановке задачи И.В. Мещерского [5], представим в виде

$$m(t)\frac{d^2x(t)}{dt^2}+\frac{dm(t)}{dt}\frac{dx(t)}{dt}=-F_y+F(t). \tag{2}$$

Многочисленные экспериментальные исследования энергосиловых параметров очага деформации автоматического стана ТПА [3, 4] показывают, что осевая составляющая усилия прокатки, действующая

на стержневую систему, носит преимущественно периодический характер и очевидно, соответствует гармоническому закону $F(t)=F_1\sin(\omega t)$ (рисунок 1, а). Причем периодическая составляющая усилия прокатки гильзы, амплитуда и частота ее изменения являются определяющими. Тогда есть достаточно полное основание предположить, что в первом приближении можно принять условия, описанные в работе [4]. При этом горизонтальную составляющую усилия прокатки гильзы можно принимать условно – гармонической $F(t)=F_0\sin(\omega t)$. Здесь F_0, ω – соответственно амплитуда и частота осевой составляющей усилия прокатки гильзы на автоматическом стане.

Силу упругости, действующую на стержень оправки в продольном направлении оси прокатки, принимаем по линейному закону Гука $F(t)=cx(t)$, где c – коэффициент жёсткости упругих систем механизма удержания оправки.

Тогда дифференциальное уравнение продольных колебаний оправки со стержнем (2) с учетом вышеизложенного приобретает вид

$$m(t)\frac{d^2x(t)}{dt^2}+\frac{dm(t)}{dt}\frac{dx(t)}{dt}=-cx(t)+F_0\sin(\omega t)\,. \tag{3}$$

Следовательно, предложенный подход учитывает силу технологического сопротивления и переменность во времени массы прокатываемой гильзы, что по сравнению с [1 – 4], более корректен. Это обуславливает детальное исследование сложных нестационарных динамических процессов в базовых элементах выходной стороны автоматического стана (ТПА).

С учетом вышеизложенного, переходим к детальному исследованию нестационарной динамики стержневой системы механизма удержания оправки с учетом переменности во времени массы прокатываемой гильзы. Отметим, что переменность во времени массы прокатываемой гильзы с течением времени вызывает изменение массы всего механизма удержания оправки.

Принимаем линейный закон изменения массы системы «гильза – оправка – стержень» во время прокатки гильзы на стане. Исходя из этого условия и пропорциональности изменения массы системы, запишем

$$m(t)=m_0+m_q\frac{x}{l}\bigg|_{x=\upsilon t}=m_0(1+\frac{m_q}{m_0}\frac{\upsilon t}{l})=m_0(1+\gamma t)\,, \tag{4}$$

где $\gamma=\frac{m_q}{m_0}\frac{\upsilon}{l}$ – скорость изменения массы системы ($\gamma>0$ масса системы всегда увеличивается); m_0 – масса стержня оправки; m_q – масса трубы; υ – скорость прокатки гильзы; l – длина стержня оправки; t – время прокатки гильзы на стане.

Базируясь на исследованиях фундаментальных вопросов динамики тела переменной массы, в очередном приближении решения задачи в замкнутом виде реактивной слагаемой $\frac{dm(t)}{dt}\frac{dx(t)}{dt}$ в уравнении (3) пренебрегаем [5 – 9].

Далее переходим к исследованию нестационарной динамики системы «гильза – оправка – стержень» и определению коэффициента динамичности при продольных перемещениях оправки со стержнем в очаге деформации автоматического стана без учета реактивной силы.

Тогда, без учёта диссипативных сил, продольные перемещения оправки $x(t)$ со стержнем, при ее нагружении со стороны очага деформации периодической составляющей усилия прокатки $F_0\sin(\omega t)$, исходя из (3) описываются неоднородным дифференциальным уравнением

$$\frac{d^2x(t)}{dt^2}+\omega_0^2\frac{x(t)}{1+\gamma t}=\frac{F_0\sin(\omega t)}{(1+\gamma t)m_0}H(t)\,, \tag{5}$$

где $\omega_0=\sqrt{c/m_0}$ – частота свободных колебаний системы «гильза (труба) – оправка – стержень»; $H(t)$ – импульсная функция Хевисайда.

Для удобства решения задачи вводим новую переменную

$$\xi=1+\gamma t\,. \tag{6}$$

Очевидно, при этом дифференциальное уравнение (5) можно представить в виде

$$\frac{d^2x(\xi)}{d\xi^2}+\frac{\omega_0^2}{\gamma^2}\frac{x(\xi)}{\xi}=\frac{F_0}{m_0\xi\gamma^2}\sin\left[\frac{\omega}{\gamma}(\xi-1)\right]. \tag{7}$$

Решение неоднородного дифференциального уравнения (7) найдено при следующих начальных условиях

$$x(0)\Big|_{\xi=0}=0;\ \frac{dx(0)}{d\xi}\Bigg|_{\xi=0}=0. \tag{8}$$

Это отличает от работ [4 – 7], где однородное дифференциальное уравнение (7) решено с помощью фундаментальных функций Бесселя. Упрощая математическую модель вынужденных продольных нестационарных колебаний оправки, фундаментальные решения $x_1(\xi)$ и $x_2(\xi)$ определим приближённо, методом ВБК [7 – 9]. Согласно этому методу решение однородного дифференциального уравнения ($F_0=0$)

$$\frac{d^2x(\xi)}{d\xi^2}+\frac{\omega_0^2}{\gamma^2}\frac{x(\xi)}{\xi}=0\,, \tag{9}$$

запишем в виде

$$x_1(\xi)=\sqrt{\eta}\cos(\eta);\quad x_2(\xi)=\sqrt{\eta}\sin(\eta). \tag{10}$$

Здесь $\eta=\eta_0\sqrt{\xi};\quad \eta_0=\frac{2}{\gamma}\omega_0$. Дифференцируя выражения (10) в новой переменной, находим

$$\frac{dx_1(\xi)}{d\xi}=\frac{\eta_0^2}{2\eta}\left[\frac{\cos(\eta)}{2\sqrt{\eta}}-\sqrt{\eta}\sin(\eta)\right]; \tag{11}$$

$$\frac{dx_2(\xi)}{d\xi}=\frac{\eta_0^2}{2\eta}\left[\frac{\sin(\eta)}{2\sqrt{\eta}}-\sqrt{\eta}\cos(\eta)\right]. \tag{12}$$

Задача Коши (7), представленная равенствами (10), согласно Лагранжу, имеет решение в квадратурах

$$x(\xi)=c_1(\eta)x_1(\eta)+c_2(\eta)x_2(\eta)\,, \tag{13}$$

где

$$\begin{aligned} c_1(\eta)&=-\frac{2}{\eta_0^2}\int_{\eta_0}^{\eta}\frac{\eta f(\eta)x_2(\eta)d\eta}{\Delta(\eta)};\\ c_2(\eta)&=\frac{2}{\eta_0^2}\int_{\eta_0}^{\eta}\frac{\eta f(\eta)x_1(\eta)d\eta}{\Delta(\eta)}. \end{aligned} \tag{14}$$

Здесь $f(\eta)=\frac{F_0\eta_0^2}{m_0\gamma^2\eta^2}\sin\left[\frac{\omega}{\gamma}\left(\frac{\gamma^2}{\eta_0^2}-1\right)\right]$.

При этом из соответствующих уравнений (10), (11) и (12) для системы уравнений составляем определитель Воронского. После раскрытия определителя следует

$$\Delta(\eta)=x_1(\eta)\frac{dx_2(\eta)}{d\eta}-x_2(\eta)\frac{dx_1(\eta)}{d\eta}\,. \tag{15}$$

Следовательно, согласно постановке Лагранжа, из (13) окончательно находим решение задачи в квадратурах. Вынужденные колебания оправки со стержнем в очаге деформации определяются как

$$x(\eta)=\frac{F_0}{c}\sqrt{\eta\eta_0}\left[a_1(\eta)\sin\left[\frac{\omega}{\gamma}\left(\frac{\gamma^2}{\eta_0^2}-1\right)\right]+a_2(\eta)\cos\left[\frac{\omega}{\gamma}\left(\frac{\gamma^2}{\eta_0^2}-1\right)\right]\right], \tag{16}$$

где

$$a_1(\eta)=\int_{\eta_0}^{\eta}\frac{\sin(\eta-\eta_0)}{\sqrt{y}}\cos\left[\frac{\omega^2}{\gamma}\left(y^2-\frac{\eta^2}{\eta_0^2}\right)\right]dy; \tag{17}$$

$$a_2(\eta)=\int_{\eta_0}^{\eta}\frac{\sin(\eta-\eta_0)}{\sqrt{y}}\sin\left[\frac{\omega^2}{\gamma}\left(y^2-\frac{\eta^2}{\eta_0^2}\right)\right]dy. \qquad (18)$$

Коэффициент динамичности системы «гильза (труба) – оправка – стержень»

$$K_\partial(\eta)=\sqrt{\eta\eta_0}\left[a_1(\eta)\sin\left[\frac{\omega}{\gamma}\left(\frac{\gamma^2}{\eta_0^2}-1\right)\right]+a_2(\eta)\cos\left[\frac{\omega}{\gamma}\left(\frac{\gamma^2}{\eta_0^2}-1\right)\right]\right]. \qquad (19)$$

Амплитудное значение коэффициента динамичности имеет вид:

$$K_\partial(\eta)=\frac{c}{F_0}ampl\left[x(\eta)\right]. \qquad (20)$$

После преобразований (20) для вынужденных колебаний оправки окончательно определяем коэффициент динамичности системы «гильза – оправка – стержень» автоматического стана

$$K_\partial(\eta)=\sqrt{\eta_0\eta}\left[\sqrt{a_1^2(\eta)+a_2^2(\eta)}\right]. \qquad (21)$$

Согласно (21) значение $K_\partial^{\max}$ в основном зависит от массы системы «гильза (труба) – оправка – стержень» и скорости нарастания массы прокатываемой гильзы. Максимумы, при различных скоростях прокатки трубы и линейном возрастании массы системы $(\gamma>0)$ становится больше двух, а последующие больше первого.

Таким образом, следует подчеркнуть, что без учёта реактивной силы, коэффициенты динамичности в колебательной системе механизма удержания оправки с линейно возрастающей массой всегда больше двух и для нестационарных процессов носят достаточно сложный характер.

Результаты расчётов и их анализ. Далее переходим к численному анализу и синтезу результатов задачи о вынужденных колебаниях оправки со стержнем автоматического стана ТПА 140 с учетом переменности во времени массы гильзы.

Уравнение продольных колебаний оправки со стержнем (16) составлено и представлено в виде базовых уравнений тела переменной во времени массы. Определим коэффициент динамичности оправки в очаге деформации по формуле (21) без учета реактивной силы. Для проведения расчётов принимаем данные автоматического стана ТПА 140: $F_0=120000$ Н, $m_0=\bar{m}_0\,l$; $\bar{m}_0=100$ кг/м; $m_q=\bar{m}_q\,l$; $\bar{m}_q=120$ кг/м; $c=16\cdot10^5$ Н/м; $l=11$ м; $\upsilon=4$ м/с; $t\in[0;4{,}5]$.

Численное решение дифференциального уравнения (5) методом Рунге – Кутта и замкнутое решение задачи (16) позволяет оценить динамические перемещения изображающей точки оправки в очаге деформации и поведение всей механической системы для наиболее распространенных форм колебаний механической системы строго в продольном направлении оси прокатки стана. Результаты численного анализа продольных колебаний оправки совместно со стержнем механизма ее удержания при прокатке труб диаметром 114х12, материал – сталь 20 на автоматическом стане ТПА 140 приведены на рисунке 3.

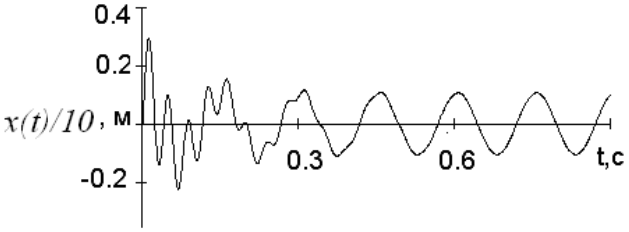


Рисунок 3 – Продольные колебания оправки со стержнем автоматического стана ТПА 140 при прокатке труб диаметром 114х12, материал – сталь 20

В таблице 1 представлены значения K_∂, полученные с помощью численного интегрирования уравнения (5) (первая строка), приближённой формулы (19) (вторая строка), а также приближённой формулы (21) (третья строка), при линейном увеличении массы системы удержания оправки.

Результаты из таблицы 1 свидетельствуют о высокой точности асимптотических формул, из которых проще использовать в инженерных расчётах формулу (21).

На рисунке 4 представлена зависимость коэффициента динамичности K_∂ от времени t при возрастании массы, рассчитанная с помощью формулы (12).

Таблица 1 – Значения K_∂ в разные моменты времени, полученные несколькими способами

t, с	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5
K_∂	1,4402 1,4399 1,4514	1,4560 1,4543 1,4447	0,1106 0,1108 0,1138	1,8024 1,8021 1,8076	0,4557 0,4526 0,4454	1,4135 1,4158 1,4255	0,4730 0,4678 0,4628	1,6660 1,6623 1,6639	1,3247 1,3289 1,3391

График на рисунке 4 подтверждает ранее сделанный вывод о том, что для системы с линейно возрастающей массой без учёта реактивной силы первый максимум $K_\partial > 2$, а последующие больше первого.

Сравнение разработанной математической модели и экспериментальных исследований динамических процессов за время реализации одного цикла технологического процесса прокатки гильз на автоматическом стане ТПА 140 [3, 4] указывают на высокую сходимость картин виброактивности системы и достоверность величин амплитудно-частотных характеристик при вынужденных продольных колебаниях оправки со стержнем.

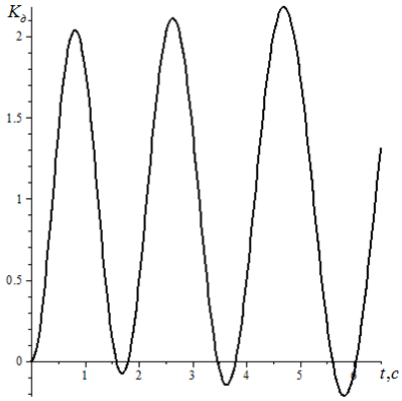


Рисунок 4 – Зависимость коэффициента динамичности K_∂ от времени t при возрастании массы системы

Возможность комплексного моделирования режимов прокатки гильз на этапе назначения технологических процессов существенно отличает полученные результаты от результатов ранее известных работ в области исследования динамической устойчивости и виброактивности стержневой системы механизма удержания оправки автоматического стана ТПА [1 – 4].

Очевидно, что учет интенсивности воздействия очага деформации и изменяющейся во времени инертности прокатываемой гильзы, надвигающейся со скоростью $\vec{\upsilon}$, являются определяющими параметрами в рамках выбранной динамической модели элементов механизма удержания оправки.

Применение дополнительных модернизированных регулируемых центрующих проводок на упругом основании приводит к стабилизации динамических процессов на выходной стороне автоматического стана и улучшению качества прокатываемых гильз [4]. Решение дифференциального уравнения (5) и уравнения (10) с учетом проектных положений и жесткости рядно установленных группы опор стержня на упругом основании позволяет, на этапе конструирования механизмов выходной стороны стана, путем комплексного математического моделирования нестационарных динамических процессов определить требуемые жесткости опорных узлов и их проектные положения на оси прокатки.

Выводы

1. Выявлены динамические особенности функционирования системы «гильза – оправка – стержень» автоматического стана ТПА. Составлено уточненное дифференциальное уравнения вынужденных продольных колебаний оправки со стержнем с учетом переменности массы прокатываемой гильзы и сил технологического сопротивления. Решение задачи реализовано в замкнутом виде.

2. Математическое моделирование нестационарной динамики системы «гильза – оправка – стержень» показало, что при периодическом нагружении оправки со стороны очага деформации и упругой системы механизмов ее удержания, максимумы коэффициента динамичности перемещений оправки вдоль оси прокатки существенно отличается от известных представлений задачи с постоянными массами. Значения коэффициента динамичности перемещений оправки в ходе вынужденных колебаний системы монотонно меняются и с линейным увеличением массы прокатываемой гильзы заметно возрастает.

3. Математическое моделирование нестационарных динамических процессов в системе «гильза – оправка – стержень» с учетом переменности во времени массы механической системы указывает на

разработку кардинальных мероприятий по стабилизации вынужденных колебаний оправки со стержнем автоматического стана до уровня допустимых величин [1 – 4].

4. Исследование вынужденных продольных колебаний оправки со стержнем позволяет, на этапе проектирования технологических процессов прокатки, прогнозировать особенности формирования нестационарной динамики механизмов выходной стороны, назначать рациональные режимы эксплуатации автоматического стана ТПА и управлять качеством (величиной продольной разностенности) выпускаемых труб.

Библиографический список использованной литературы

1. Розов Н.В. Производство труб. Справочник / Н.В. Розов. — М.: Металлургия, 1974. — 598 с.

2. Технология трубного производства. Учебник для вузов /В.Н. Данченко, А.П. Коликов, Б.А. Романцев, С.В. Самусев. — М.: Интер. Инжиниринг, 2002. — 640 с.

3. Оклей Л.Н. Качество горячекатаных труб / Л.Н. Оклей.— М.: Металлургия, 1986. — 144 с.

4. Разработка мероприятий по предотвращению изгиба стержня оправки автоматического стана ТПА 140. / Т.М. Сулухия, Р.Ш. Адамия, Л.Н. Оклей, Д.М. Ломсадзе // Труды Грузинского политехн. института. — 1976. — С. 98–102.

5. Мещерский И.В. Работы по механике тел переменной массы / И.В. Мещерский. — М.: ГИТЛ, 1952. — 252 с.

6. Бессонов А.П. Основы динамики механизмов с переменной массой звеньев / А.П. Бессонов. — М.: Наука, 1967. — 279 с.

7. Ольшанский В.П. Метод ВБК в расчетах нестационарных колебаний осцилляторов / В.П. Ольшанский, С.В. Ольшанский. — Харьков: Міскдрук, 2014. — 264 с.

8. Cveticanin L. Dynamics of Machines with Variable Mass / L. Cveticanin. — Taylor & Francis Ltd, 1998. — 300 p.

9. Ольшанский В.П. Моделирование колебаний осциллятора линейно-переменной массы при импульсном нагружении / В.П. Ольшанский, С.В. Ольшанский // Вісник НТУ “ХПІ”: Математичне моделювання в техніці та технологіях. — 2013. — № 37 (2010). — С. 125–130.

10. Образцов И.Ф. Асимптотические методы в механике тонкостенных конструкций / И.Ф. Образцов, Б.В. Нерубайло, И.В. Андрианов. — М.: Машиностроение, 1991. — 416 с.

11. Янке Е. Специальные функции / Е. Янке, Ф. Эмде, Ф. Лёш. — М.: Наука, 1977. — 344 с.

12. Абрамовиц А. Справочник по специальным функциям с формулами и таблицами /А. Абрмовиц, И. Стиган. — М.: Наука, 1979. — 832 с.

Поступила в редакцию 21.03.2014 г.

Рахманов С.Р., Ольшанський В.П. Нестаціонарні процеси в механізмі втримання оправлення автоматичного стану з урахуванням змінності маси гільзи, що прокочується

Розглянуті нестаціонарні коливання системи «гільза – оправлення – стрижень» автоматичного стану трубопрокатного агрегату. Складене диференціальне рівняння змушених коливань оправлення зі стрижнем автоматичного стану з урахуванням змінності в часі маси гільзи, що прокочується, й сил технологічного опору. Нестаціонарні динамічні процеси в пружній системі «гільза – оправлення – стрижень» представлені коефіцієнтом динамічності переміщення оправлення. Установлені особливості функціонування оправлення зі стрижнем у вогнищі деформації автоматичного стану з урахуванням змінності в часі маси труби, що прокочується.

Ключові слова: труба, автоматичний стан, оправлення, стрижень, змушені коливання, вібрація, змінна маса, вогнище деформації, швидкість прокатки, диференціальне рівняння, розв'язок Лагранжа, коефіцієнт динамічності.

Rakhmanov S.R., Olshanskiy V.P. Non-stationary processes in mechanism of mandrel holding mechanism of automatic camp with due regard for variability of mass of rolled sleeve

Non-stationary fluctuations of system "a sleeve – a mandrel – a core" an automatic camp of the pipe-rolling unit are considered. The differential equation of the compelled fluctuations of a mandrel with a core of an automatic camp taking into account variability in time of mass of a rolled sleeve and forces of technological resistance is worked out. Non-stationary dynamic processes in elastic system "a sleeve – a mandrel – a core" are presented by coefficient of dynamism of movement of a mandrel. Features of functioning of a mandrel with a core in the center of deformation of an automatic camp taking into account variability in time of mass of a rolled pipe are established.

Keywords: pipe, automatic camp, mandrel, the core, the compelled fluctuations, vibration, variable weight, the deformation center, rolling speed, the differential equation, Lagrange's decision, dynamism coefficient.