



Ольшанский В. П.

Харьковский
национальный
технический
университет сельского
хозяйства
им. П. Василенко

Рахманов С. Р.

Национальная
металлургическая
академия Украины

Ольшанский С. В.

Национальный
технический
университет
«Харьковский
политехнический
институт»

Olshanskii V. P.

Kharkiv Petro Vasilenko
National Technical
University of Agriculture

Rakhmanov S. R.

National metallurgical
academy of Ukraine

Olshanskii S. V.

National Technical
University "Kharkiv
Polytechnic Institute"

УДК 621.771.28.001.57

ОСОБЕННОСТИ НЕСТАЦИОНАРНОЙ ДИНАМИКИ ОПРАВКИ И МЕХАНИЗМА УДЕРЖАНИЯ СТЕРЖНЯ ОПРАВКИ АВТОМАТИЧЕСКОГО СТАНА С УЧЕТОМ ПЕРЕМЕННОСТИ МАССЫ ПРОКАТЫВАЕМОЙ ГИЛЬЗЫ

Рассмотрены вынужденные колебания системы «гильза – оправка – стержень» автоматического стана трубопрокатного агрегата. Составлено дифференциальное уравнение вынужденных колебаний оправки автоматического стана с учетом циклического воздействия со стороны очага деформации и переменности во времени массы прокатываемой гильзы. Приведено замкнутое решение неоднородного дифференциального уравнения колебаний оправки. Нестационарные динамические процессы в механической системе «гильза – оправка – стержень» в конечном виде представлены уравнением, через фундаментальные цилиндрические функции Бесселя и Неймана. Параметры виброактивности системы «гильза – оправка – стержень» выражены коэффициентом динамичности. Выявлены особенности нестационарного функционирования оправки со стержнем механизма удержания оправки стана.

Ключевые слова: гильза, автоматический стан, оправка, стержень, вынужденные колебания, вибрация, переменная во времени масса, интенсивность нагрузки, дифференциальное уравнение, функция Бесселя, функция Неймана, коэффициент динамичности.

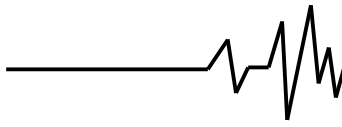
Введение. Интенсификация работы трубопрокатных агрегатов (ТПА) с автоматическими станами влечет за собой ужесточение режимов функционирования оборудования всей технологической линии для производства горячекатаных бесшовных труб.

Отметим, что автоматический стан, в силу сложившихся причин, в технологической линии ТПА является наиболее узким местом при реализации базовых процессов производства бесшовных труб [1].

Нестационарные переходные процессы на выходной стороне тяжелонагруженного

автоматического стана сопровождаются значительными динамическими нагрузками, особенно при прокатке толстостенных гильз. Они, как правило, возникают в период захвата гильзы (трубы) массивными рабочими валками и проявляются за время взаимодействия гильзы с оправкой и всеми механизмами удержания стержня оправки.

Следует отметить, что при принудительной подаче гильзы в очаг деформации стана (предусмотрена механическая подача гильзы вталивателем в калибры) происходит значительное улучшение



захвата гильзы рабочими валками. Захват гильзы валками автоматического стана, помимо всего прочего, существенно осложнен тем, что гильза, контактируя с рабочими валками, одновременно взаимодействует с оправкой, находящейся в калибре, и всей стержневой системой механизма ее удержания на оси прокатки (рис. 1).

Нестационарные вынужденные продольные колебания оправки обуславливают уход центрирующего пояска оправки от проектного ее положения в пережиме калибра рабочих валков. Помимо всего, это при реализации высокоскоростного процесса прокатки гильз на стане приводит к ее повышенной продольной разностенности.

Данные условия прокатки бесшовных труб на автоматическом стане, наряду со всеми другими, формируют характерные условия для проявления неустойчивого технологического процесса, сложное напряженно-деформированное состояние очага деформации и нестационарные динамические процессы в элементах выходной стороны стана в целом.

Постановка задачи. Среди совокупности факторов, определяющих динамические нагрузки, действующие на все базовые элементы выходной стороны автоматического стана трубопрокатного агрегата (ТПА), наименее изученными являются значительные по величине и меняющиеся во времени циклические технологические нагрузки. Кроме этого, периодические технологические нагрузки, преимущественно вызваны изменяющимся во времени взаимодействием гильзы с оправкой, существенно влияют на характер дальнейшего развития нестационарных динамических процессов. Принудительная силовая подача гильзы в очаг деформации автоматического стана вталивателем, по сути, формирует начальные параметры сил технологического сопротивления. Это обстоятельство в значительной степени усугубляет формирование начальных условий при вынужденных колебаниях оправки со стержневой системой механизма ее удержания.

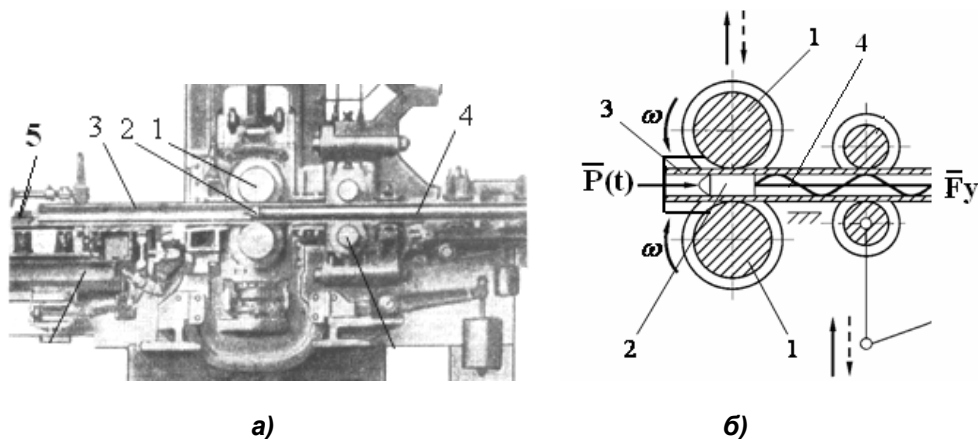


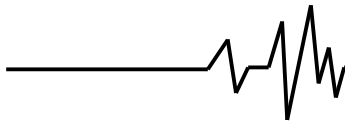
Рис. 1. Автоматический стан ТПА а) и схема механизма удержания оправки на стане б): 1 – валок; 2 – оправка; 3 – гильза (труба); 4 – стержень оправки; 5 – вталиватель гильзы

Цель работы. Данная работа выполнена на основе дальнейшего развития базовой расчетной схемы автоматического стана [1 – 4] и уточнения математической модели вынужденных нестационарных колебаний оправки с элементами выходной стороны стана. При этом сделана определенная попытка по установлению влияния основных технологических параметров систем автоматического стана и линейно изменяющейся во времени массы прокатываемой гильзы на нестационарную

динамику оправки со стержнем в предложенной - развитой постановке задачи.

Метод решения задачи. Исследованию различных процессов силового взаимодействия гильзы с технологическими инструментами станом продольной прокатки труб посвящен ряд работ [1 – 5].

Однако, приближенная математическая модель и упрощенная инженерная методика расчета процесса нестационарного взаимодействия гильзы с оправкой и стержнем стана предложена в работе [6], применение



которой в дальнейшем позволило получить выражение для определения формы соответствующего силового взаимодействия со стороны очага деформации.

На основании изложенного проводим некоторое уточнение исходной расчетной схемы задачи, разрабатываем математическую модель и подробно рассматриваем нестационарное функционирование системы «гильза – оправка – стержень» автоматического стана ТПА.

Составим дифференциальное уравнение вынужденных продольных колебаний оправки со стержнем автоматического стана и механизма ее удержания на оси прокатки гильзы с учетом переменности во времени массы трубы и периодического воздействия со стороны очага деформации.

При этом, по сути, корректная расчетная схема системы «гильза – оправка – стержень» автоматического стана представлена на рисунке 2, которая в достаточной степени близка к реальному технологическому процессу прокатки труб на стане. Далее в работе покажем, что, данная расчетная схема глубже отражает и корректно описывает формирование нестационарных динамических явлений в элементах механизма удержания оправки.

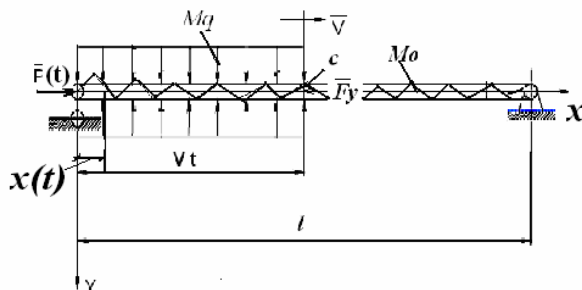


Рис. 2. Расчетная схема вынужденных продольных колебаний оправки автоматического стана ТПА с элементами механизма ее удержания на оси прокатки

Для исследования нестационарных динамических процессов и изменяющегося во времени взаимодействия прокатываемой гильзы со стержнем оправки стана воспользуемся основным законом динамики [5]

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

где $x(t)$ – продольное перемещение оправки со стержнем вдоль оси прокатки; $M(t)$ – переменная во времени масса гильзы и систем удержания оправки.

Отметим, что нестационарные динамические процессы оправки со стержнем с учетом переменности во времени массы гильзы и технологических нагрузок, действующих со стороны очага деформации стана, в целом описываются, исходя из фундаментальной постановки задачи И. В. Мещерского [7, 8]

$$M(t) \frac{d^2 x(t)}{dt^2} + \frac{dM(t)}{dt} \frac{dx(t)}{dt} = -cx(t) + P(t). \quad (2)$$

Многочисленные экспериментальные исследования энергосиловых параметров очага деформации автоматического стана ТПА [5, 6] показывают, что осевая составляющая усилия прокатки гильзы, действующая на стержневую систему, носит преимущественно периодический характер и очевидно, соответствует гармоническому закону $P(t) = P_0 \sin(\omega t)$ (рис. 1 б). Причем периодическая составляющая усилия прокатки гильзы $P(t)$, определяется условиями формирования технологических нагрузок, действующих со стороны очага деформации, а ее амплитуда P_0 и частота изменения ω являются параметрами процесса винтовой прокатки трубы. Тогда есть достаточно полное основание предположить, что в первом приближении можно принять условия и силовые параметры очага деформации, описанные в работах.

Силу упругости, действующую на оправку со стороны стержня механизма ее удержания в продольном направлении оси прокатки, принимаем по линейному закону Гука

$$F(t) = cx(t),$$

где c – продольная жесткость (пружина) упругой системы механизма удержания оправки.

Тогда, дифференциальное уравнение продольных колебаний стержня оправки (2) с учетом вышеизложенного приобретает вид

$$M(t) \frac{d^2 x(t)}{dt^2} + \frac{dM(t)}{dt} \frac{dx(t)}{dt} + cx(t) = P_0 \sin(\omega t). \quad (3)$$

Переходим к исследованию нестационарной динамики оправки совместно со стержнем механизма удержания оправки автоматического стана ТПА с учетом



переменности во времени массы прокатываемой гильзы и суммарной периодической силы очага деформации (рис. 2). Отметим, что переменность массы прокатываемой гильзы в дальнейшем с течением времени обуславливает пропорциональное изменение массы всего механизма удержания оправки на выходной стороне автоматического стана.

Следовательно, данный подход изначально в значительной степени корректен и необходим при исследованиях сложных нестационарных динамических процессов в элементах механизмов выходной стороны стана (ТПА).

Принимаем линейный закон изменения массы оправки со стержнем в ходе прокатки гильзы на стане

$$M(t) = M_0 + M_q \frac{x}{l} \Big|_{x=vt} = M_0 \left(1 + \frac{M_q v t}{M_0 l} \right) = M_0 (1 + \gamma t), \quad (4)$$

где $\gamma = \frac{M_q v}{M_0 l}$ – коэффициент, характеризующий скорость изменения массы ($\gamma > 0$ масса системы всегда увеличивается); M_0 – масса оправки со стержнем; M_q – масса гильзы; v – скорость прокатки гильзы; l – длина стержня оправки

важную реактивную слагаемую $\frac{dM(t)}{dt} \frac{dx(t)}{dt}$ в уравнении (3), что существенно отличается [7, 8].

Тогда дифференциальное уравнение (3) с учетом диссипативной составляющей $\mu \frac{dx(t)}{dt}$ и линейного закона изменения массы оправки со стержнем (4), представим в виде базовой задачи Коши при необходимых и достаточных начальных условиях [8, 9]

Базируясь на исследованиях фундаментальных вопросов динамики тела переменной массы, в данном приближении решения задачи в замкнутом виде, учитываем

$$\begin{cases} M_0(1 + \gamma t) \frac{d^2 x(t)}{dt^2} + [M_0 \gamma \varepsilon + \mu] \frac{dx(t)}{dt} + cx(t) = P_0 \sin(\omega t); \\ x(0) = x_0 = 0; \quad \frac{dx(0)}{dt} = \dot{x}_0 = 0. \end{cases} \quad (5)$$

где μ – коэффициент диссипации системы; ε – параметр учета реактивности и корректировки изменения во времени массы системы ($0 \leq \varepsilon \leq 1$)

$$\frac{d^2 x(\xi)}{d\xi^2} + \frac{\lambda}{\xi} \frac{dx(\xi)}{d\xi} + \frac{\omega_0^2}{\gamma^2} x(\xi) = 0. \quad (8)$$

После введения вспомогательной переменной $\xi = 1 + \gamma t$ в уравнение (5) окончательно запишем дифференциальное уравнение вынужденных колебаний оправки в виде

Решение однородного дифференциального уравнения (8) представляем в соответствующих фундаментальных цилиндрических функциях Бесселя и Неймана [9, 10]

$$x_1(\xi) = \eta^v J_v(\eta); \quad x_2(\xi) = \eta^v Y_v(\eta). \quad (9)$$

$$\frac{d^2 x(\xi)}{d\xi^2} + \frac{\lambda}{\xi} \frac{dx(\xi)}{d\xi} + \frac{\omega_0^2}{\gamma^2} x(\xi) = f(\xi), \quad (6)$$

где $\eta = \eta_0 \sqrt{\xi}$; $\eta_0 = \frac{2}{\gamma} \omega_0$; $v = 1 - \lambda$;

где

$$\lambda = \varepsilon + \frac{\mu}{M_0 \gamma}; \quad \omega_0^2 = \frac{c}{M_0}; \quad (7)$$

$\lambda = \varepsilon + \frac{\mu}{M_0 \gamma}$; J_v и Y_v – цилиндрические функции Бесселя и Неймана с соответствующим индексом v .

$$f(\xi) = \frac{P_0}{M_0 \xi \gamma^2} \sin \left[\frac{\omega}{\gamma} (\xi - 1) \right].$$

Принимая во внимание $P_0 = 0$ в (7), первоначально, согласно постановке метода Лагранжа, формируем однородное дифференциальное уравнение

Для систематизации и дальнейшего синтеза математической модели вынужденных колебаний оправки и упругой механической системы проведем некоторые вспомогательные операции над функциями Бесселя и Неймана [10]



$$\frac{d}{d\eta}[\eta^\beta J_\nu(\eta)] = \eta^\beta J_{\nu-1}(\eta); \quad \frac{d}{d\eta}[\eta^\beta Y_\nu(\eta)] = \eta^\beta Y_{\nu-1}(\eta); \quad \frac{d}{d\xi} = \frac{\eta_0^2}{2\eta} \frac{d}{d\eta}. \quad (10)$$

Дифференцируя выражения (9) по переменной η с учетом (10) находим:

$$\frac{dx_1(\xi)}{d\eta} = \eta^\beta J_{\nu-1}(\eta); \quad \frac{dx_2(\xi)}{d\eta} = \eta^\beta Y_{\nu-1}(\eta). \quad (11)$$

Следовательно, определитель Воронского для системы уравнений (9) и (11) имеет вид:

$$\Delta(\eta) = \begin{vmatrix} x_1(\eta) & x_2(\eta) \\ \frac{dx_1(\eta)}{d\eta} & \frac{dx_2(\eta)}{d\eta} \end{vmatrix}, \quad (12)$$

после раскрытия, которого запишем

$$\Delta(\eta) = x_1(\eta) \frac{dx_2(\eta)}{d\eta} - x_2(\eta) \frac{dx_1(\eta)}{d\eta}. \quad (13)$$

Тогда, выполнив соответствующие подстановки и преобразования, находим

$$\Delta(\eta) = \eta^{2\nu} [J_\nu(\eta)Y_{\nu-1}(\eta) - J_{\nu-1}(\eta)Y_\nu(\eta)] = \frac{2}{\eta_0} \eta^{2\nu} \quad (14)$$

Решение неоднородного дифференциального уравнения (6) по Лагранжу исходя из ВБК метода [9] определяем в соответствующих квадратурах

$$x(\eta) = C_1(\eta)x_1(\eta) + C_2(\eta)x_2(\eta). \quad (15)$$

Тогда с учетом (9) запишем

$$x(\eta) = C_1(\eta)\eta^\nu J_\nu(\eta) + C_2(\eta)\eta^\nu Y_\nu(\eta), \quad (16)$$

где

$$C_1(\eta) = -\frac{\pi P_0 \eta_0}{2c \eta^{\nu-1}} g_1(\eta); \quad (17)$$

$$C_2(\eta) = \frac{\pi P_0 \eta_0}{2c \eta^{\nu-1}} g_2(\eta). \quad (18)$$

Здесь

$$g_1(\eta) = \int_1^{\frac{\eta}{\eta_0}} \frac{Y_\nu(\eta_0 y)}{y^{\nu-1}} \sin \left[\frac{\omega}{\gamma} (y^2 - 1) \right] dy; \quad (19)$$

$$g_2(\eta) = \int_1^{\frac{\eta}{\eta_0}} \frac{J_\nu(\eta_0 y)}{y^{\nu-1}} \sin \left[\frac{\omega}{\gamma} (y^2 - 1) \right] dy. \quad (20)$$

Следовательно, после подстановок (17), (18), (19) и (20) в (16) и необходимых преобразований окончательно представляем перемещения оправки совместно со стержнем и всей упругой системы механизма удержания оправки вдоль оси прокатки в виде:

$$x(\eta) = \frac{\pi P_0 \eta_0^2}{2c} \left(\frac{\eta}{\eta_0} \right)^\nu b_1(\eta) \sin \left[\frac{\omega}{\gamma} \left(\frac{\eta^2}{\eta_0^2} - 1 \right) \right] + b_2(\eta) \cos \left[\frac{\omega}{\gamma} \left(\frac{\eta^2}{\eta_0^2} - 1 \right) \right], \quad (21)$$

где

$$b_1(\eta) = \int_1^{\frac{\eta}{\eta_0}} \frac{1}{y^{\nu-1}} [J_\nu(y\eta_0)Y_\nu(\eta) - J_\nu(\eta)Y_\nu(y\eta_0)] \cos \left[\frac{\omega}{\gamma} \left(y^2 - \frac{\eta^2}{\eta_0^2} \right) \right] dy; \quad (22)$$

$$b_2(\eta) = \int_1^{\frac{\eta}{\eta_0}} \frac{1}{y^{\nu-1}} [J_\nu(y\eta_0)Y_\nu(\eta) - J_\nu(\eta)Y_\nu(y\eta_0)] \sin \left[\frac{\omega}{\gamma} \left(y^2 - \frac{\eta^2}{\eta_0^2} \right) \right] dy. \quad (23)$$

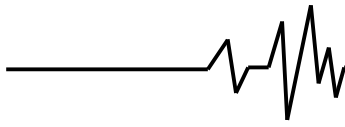
Далее для оценки нестационарного динамического состояния оправки со стержнем переходим к формированию коэффициента динамичности при продольном перемещении системы вдоль оси прокатки:

$$K_\delta(\eta) = \frac{x(\eta)}{x_c(\eta_0)}, \quad (24)$$

где $x_c(\eta_0) = \frac{P_0}{c}$ – статическая деформация

упругих систем механизма удержания оправки.

Амплитудное значение коэффициента динамичности перемещения оправки, при этом, имеет вид:



$$K_{\delta}(\eta) = \frac{c}{P_0} \text{ampl}[x(\eta)]. \quad (25)$$

После подстановок в (25) всех составляющих и преобразований окончательно определяем коэффициент динамичности системы «гильза – оправка – стержень» стана в условиях нестационарных вынужденных колебаний оправки

$$K_{\delta}(\eta) = \frac{\pi \eta_0^2}{2} \left(\frac{\eta}{\eta_0} \right)^{\gamma} \left[\sqrt{b_1^2(\eta) + b_2^2(\eta)} \right]. \quad (26)$$

Согласно (26) значение K_{δ}^{\max} зависит от степени диссипации механической системы, массы и скорости нарастания массы прокатываемой трубы. Максимумы K_{δ} , при различных скоростях прокатки гильзы и возрастании массы ($\gamma > 0$) становится больше двух, а последующие больше первого.

Таким образом, предварительно отметим, что с учётом реактивной силы, коэффициенты динамичности K_{δ} в колебательной системе механизма удержания оправки с возрастающей во времени массой всегда больше двух и носят достаточно сложный характер.

Результаты расчётов и их анализ.

Далее переходим к численному анализу и синтезу результатов задачи о вынужденных колебаниях оправки со стержнем на примере автоматического стана ТПА 350, с учетом переменности во времени массы прокатываемой гильзы.

Уравнение продольных колебаний оправки со стержнем (21) составлено для тела переменной во времени массы и представлено через базовые фундаментальные цилиндрические функции Бесселя и Неймана. Определим коэффициент динамичности оправки по формуле (26) с учетом реактивной составляющей и влияния очага деформации. Для проведения расчётов принимаем $m_0 = 200$

кг/м; $m_q = 120$ кг/м; $M_0 = m_0 l$;
 $M_q = m_q l$; $\varepsilon = 1$; $\mu = 12 \cdot 10^6$ Нс/м; $\omega = 10$ рад/с;
 $P_0 = 27 \cdot 10^6$ Н; $c = 25 \cdot 10^8$ Н/м; $l = 11$ м;
 $v = 2$ м/с; $t \in [0, 4,5]$.

Численное решение дифференциального уравнения (5) методом Рунге – Кутты и замкнутое решение задачи (21) 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 325x12, материал – сталь 20 на автоматическом стане ТПА 350, приведены на рисунке 3.

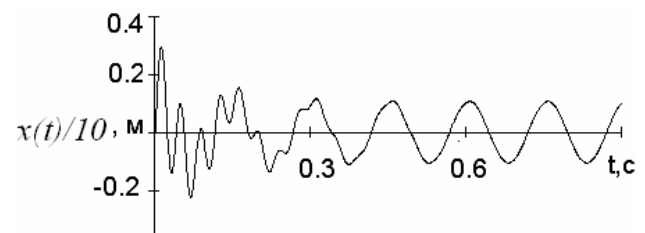


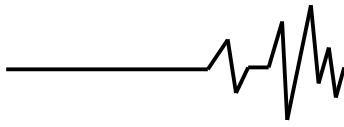
Рис. 3. Вынужденные продольные колебания оправки со стержнем автоматического стана ТПА 350 при прокатке труб диаметром 325x12, материал – сталь 20

В таблице 1 представлены значения K_{δ} , полученные с помощью численного интегрирования уравнения (5) (первая строка), приближенной формулы (вторая строка), а также точной формулы (26) (третья строка), с учетом линейного увеличения массы всей системы удержания оправки при прокатке труб диаметром 325x12 на автоматическом стане ТПА 350.

Таблица 1

Значения K_{δ} в разные моменты времени, полученные несколькими способами

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



Результаты, приведенные в таблице 1, свидетельствуют о высокой точности асимптотических приближений, из которых проще использовать в инженерных расчётах формулу (26). Полученные результаты достаточно близки данным работ [1 – 4].

На рисунке 4 представлена зависимость коэффициента динамичности K_d от времени t при возрастании массы, рассчитанная с помощью формулы (21).

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

Сравнение разработанной математической модели и результатов экспериментальных исследований нестационарных динамических процессов за время реализации технологического процесса прокатки гильз на автоматическом стане ТПА 140 [5, 6] указывают на высокую сходимость картин виброактивности системы и достоверность величин амплитудно-частотных характеристик при нестационарных продольных колебаниях оправки со стержнем.

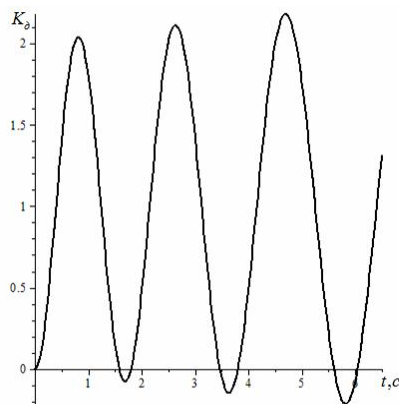


Рис. 4. Зависимость коэффициента динамичности K_d от η/η_0 при вынужденных нестационарных колебаниях оправки и линейном возрастании массы системы ($\gamma > 0$)

Возможность комплексного моделирования режимов прокатки гильз на этапе назначения технологических процессов существенно отличается от результатов работ [1 – 4], выполненных ранее, в области исследования динамической устойчивости и

виброактивности систем механизма удержания оправки автоматического стана ТПА.

Учет интенсивности периодического воздействия со стороны очага деформации и изменяющейся во времени инертности прокатываемой гильзы, надвигающейся со скоростью \bar{v} , являются определяющими параметрами в рамках выбранной динамической модели оправки и всей системы удержания оправки на оси прокатки гильзы.

Отметим, что применение дополнительных регулируемых центрующих контактных проводок на упругом основании приводит к заметной стабилизации динамических процессов на выходной стороне автоматического стана и улучшению качества прокатываемых гильз.

Решение дифференциального уравнения вынужденных продольных колебаний (5) с учетом положений и жесткости групповых опор стержня на упругом основании позволяет, на этапе конструирования механизмов выходной стороны стана, путем комплексного математического моделирования, определить жесткости, требуемое количество и проектные положения опорных узлов по оси прокатки.

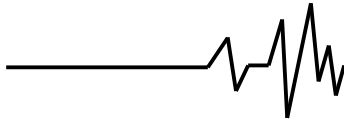
Выводы

1. Разработана математическая модель и проведено исследование нестационарной динамики системы «гильза – оправка – стержень» автоматического стана ТПА.

2. Рассмотрены нестационарные вынужденные продольные колебания системы «гильза – оправка – стержень» автоматического стана ТПА. Составлено дифференциальное уравнение вынужденных колебаний оправки автоматического стана с учетом сил технологического сопротивления и переменности во времени массы прокатываемой гильзы, и приведено ее точное решение. Нестационарные динамические процессы в системе «гильза – оправка – стержень» представлены в замкнутом виде уравнением, через фундаментальные функции Бесселя и Неймана.

3. Выражены параметры виброактивности системы «гильза – оправка – стержень» коэффициентом динамичности. Установлены особенности функционирования оправки со стержневой системой механизма удержания оправки коэффициентом динамичности.

4. Комплексное математическое моделирование нестационарных динамических



процессов в системе «гильза – оправка – стержень» с учетом переменности во времени массы гильзы и учет значительных технологических сил указывают на необходимость стабилизации виброактивности оправки со стержнем и доведения их значений до уровня допустимых величин [1, 2].

5. Комплексное математическое моделирование вынужденных продольных колебаний стержня оправки позволяет, на этапе проектирования технологических процессов, прогнозировать поведение оправки со всеми механизмами выходной стороны, назначать рациональные режимы эксплуатации автоматического стана и управлять качеством (разностенностью) выпускаемых бесшовных труб на ТПА.

Список использованных источников

1. Данченко В.Н. Технология трубного производства. Учебник для вузов. / В.Н. Данченко, А.П. Коликов, Б.А. Романцев, С.В. Самусев // – М. : Интер. Инжиниринг, 2002. – 640 с.
2. Коликов А.П. Машины и агрегаты трубного производства / А.П. Коликов, В.П. Романенко, С.В. Самусев, А.Д. Шейх – Али, В.В. Фролошкин // – М. : МИСиС, 1998. – 536 с.
3. Розов Н.В. Производство труб. Справочник. – М. : Metallurgiya, 1974. – 598 с.
4. Данилов Ф.А., Глейберг А.З., Балакин В.Г. Горячая прокатка и прессование труб. М. : Metallurgiya, 1972. – 576 с.
5. Рахманов С.Р., Тополов В.Л. Экспериментальное исследование виброактивности станов винтовой прокатки труб трубопрокатного агрегата. – Вибрация в технике и технологиях, № 2 (62), 2011. С. 91–96.
6. Сулухия Т.М. Разработка мероприятий по предотвращению изгиба стержня оправки автоматического стана ТПА 140./Р.Ш. Адамия, Л.Н. Оклей, Д.М. Ломсадзе // Труды Грузинского политехнического института, 1976. С. 98 – 102
7. Мещерский И.В. Работы по механике тел переменной массы. – М. : ГИТЛ, 1952 – 252 с.
8. Бессонов А.П. Основы динамики механизмов с переменной массой звеньев. – М. : Наука, 1967. – 279 с.
9. Ольшанский В.П. Метод ВБК в расчетах нестационарных колебаний осцилляторов / В.П. Ольшанский, С.В. Ольшанский // – Харьков: Місдрук, 2014. – 264 с.

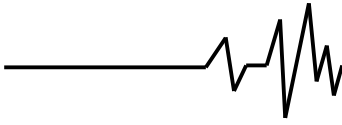
10. Абрамовиц А. Справочник по специальным функциям с формулами и таблицами / А. Абрамовиц, И. Стиган. // – М. : Наука, 1979. – 832 с.

Список источников в транслитерации

1. Danchenko V.N. Tekhnologiya trubnogo proizvodstva. Uchebnik dlya vuzov. / V.N. Danchenko, A.P. Kolikov, B.A. Romantsev, S.V. Samusev // – М. : Inter. Inzhiniring, 2002. – 640 s.
2. Kolikov A.P. Mashiny i agregaty trubnogo proizvodstva / A.P. Kolikov, V.P. Romanenko, S.V. Samusev, A.D. Sheykh – Ali, V.V. Frolochkin // – М. : MISiS, 1998. – 536 s.
3. Rozov N.V. Proizvodstvo trub. Spravochnik. – М. : Metallurgiya, 1974. – 598 s.
4. Danilov F.A., Gleyberg A.Z., Balakin V.G. Goryachaya prokatka i pressovaniye trub. М. : Metallurgiya, 1972. – 576 s.
5. Rakhmanov S.R., Topolov V.L. Eksperimentalnoye issledovaniye vibroaktivnosti stanov vintovoy prokatki trub truboprokatnogo agregata. – Vibratsiya v tekhnike i tekhnologiyakh, № 2 (62) 2011. S. 91 – 96.
6. Sulukhiya T.M. Razrabotka meropriyatiy po predotvrashcheniyu izgiba sterzhnya opravki avtomaticheskogo stana TPA 140./R.SH. Adamiya, L.N. Okley, D.M. Lomsadze // Trudy Gruzinskiy politekhnicheskoy institut, 1976. S. 98 – 102.
7. Meshcherskiy I.V. Raboty po mekhanike tel peremennoy massy. – М. : GITL, 1952 – 252 s.
8. Bessonov A.P. Osnovy dinamiki mekhanizmov s peremennoy massoy zvenyev. – М. : Nauka, 1967. – 279 s.
9. Olshanskiy V.P. Metod VBK v raschetakh nestatsionarnykh kolebaniy ostsillyatorov / V.P. Olshanskiy, S.V. Olshanskiy // – М. : Miskdruk, 2014. – 264 s.
10. Abramovits A. Spravochnik po spetsialnyimi funktsiyam s formulami i tablitsami / A. Abramovits, I. Stigan. // – М. : Nauka, 1979. – 832 s.

ОСОБЛИВОСТІ НЕСТАЦІОНАРНОЇ ДИНАМІКИ ОПРАВЛЕННЯ І МЕХАНІЗМУ УТРИМАННЯ СТРИЖНЯ ОПРАВКИ АВТОМАТИЧНОГО СТАНУ З УРАХУВАННЯМ ЗМІННОСТІ МАСИ ПРОКАТУВАНОЇ ГІЛЬЗИ

Анотація. Розглянуто вимушені коливання системи «гильза – оправлення – стрижень» автоматичного стану



трубопрокатного агрегату. Складено диференціальне рівняння вимушених коливань оправки автоматичного стану з урахуванням циклічного впливу з боку осередку деформації і змінності в часі маси прокатуваної гільзи. Приведено замкнуте рішення неоднорідного диференціального рівняння коливань оправки. Нестационарні динамічні процеси в механічній системі «гільза – оправлення – стрижень» в кінцевому вигляді представлені рівнянням, через фундаментальні циліндричні функції Бесселя і Неймана. Параметри віброактивності системи «гільза – оправлення – стрижень» виражені коефіцієнтом динамічності. Виявлено особливості нестационарного функціонування оправлення зі стрижнем механізму утримання оправки стану.

Ключові слова: гільза, автоматичний стан, оправлення, стрижень, вимушені коливання, вібрація, змінна в часі маса, інтенсивність навантаження, диференціальне рівняння, функція Бесселя, функція Неймана, коефіцієнт динамічності.

FEATURES OF THE TRANSIENT DYNAMICS OF THE MANDREL AND THE MANDREL BAR HOLDING MECHANISM AUTOMATIC MILL WITH VARIABLE MASS ROLLED SLEEVES

Annotation. The compelled fluctuations of system "a sleeve – a mandrel - a core" an automatic camp of the pipe-rolling unit are considered. The differential equation of the non-stationary compelled fluctuations of a mandrel of an automatic camp taking into account variability in time of mass of a rolled sleeve is worked out and its exact decision is provided. Dynamic processes in mechanical system "a sleeve – a mandrel – a core" in the closed look are presented by the equation, through Bessel and Neumann's functions. Parameters of vibroactivity of system "a sleeve – a mandrel – a core" are expressed by coefficient of dynamism of a mandrel. Features of non-stationary functioning of a mandrel with a core of the mechanism of deduction of a mandrel of a camp are revealed.

Key words: sleeve, automatic camp, mandrel, the core, the compelled fluctuations, vibration, variable weight in time, intensity of loading, the differential equation, Bessel's function, Neumann's function, dynamism coefficient.