

УДК 621.771.06.5

Вышинский В. Т.
Рахманов С. Р.
Николаенко Ю. Н.
Удовик П. В.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ СТАНОВ ХОЛОДНОЙ ПРОКАТКИ ТРУБ

Необходимость установления сущности многих динамических явлений и прогнозирование пиковых значений нагрузок, как на стадиях проектирования или реконструкции стансов ХПТ, так и их эксплуатации при помощи передовых методов расчета остаются актуальными.

Принципиальная схема наиболее распространенного конструктивного решения станса ХПТ представлена на рис. 1, а. Станс ХПТ состоит из ряда механизмов, кинематическая и силовая связь которых, осуществляется развитой системой валов [1].

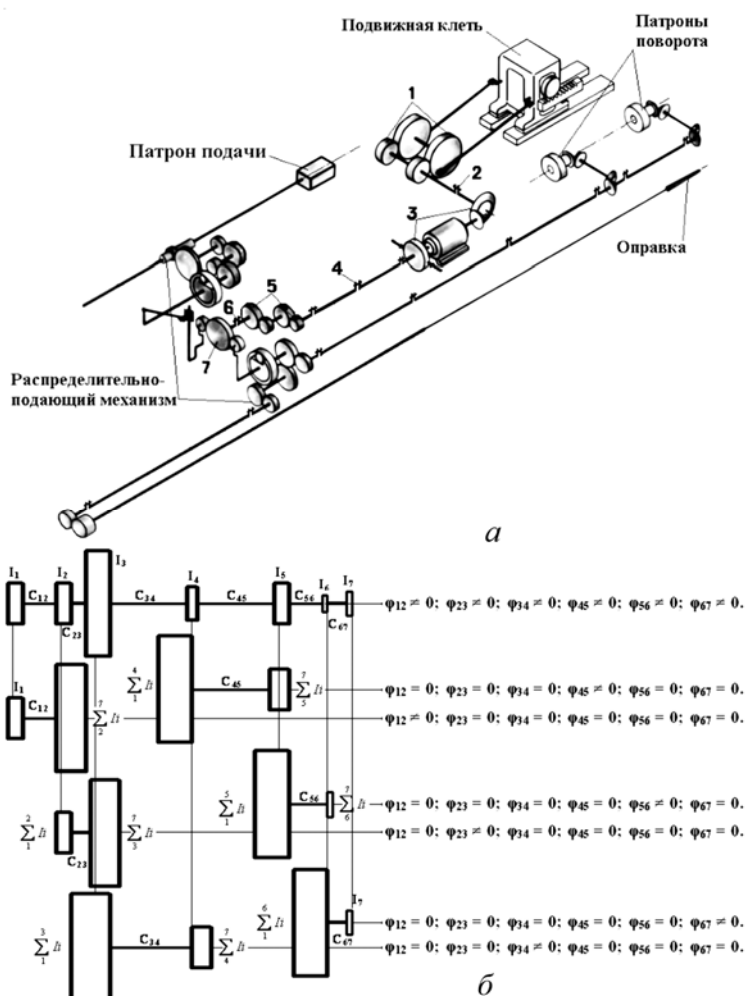


Рис. 1. Кинематическая схема, многомассовая динамическая модель и составляющие ее парциальные системы стансов ХПТ с поворотно-подающим механизмом редукторного типа

и муфты. Для удобства анализа динамических явлений в цепи все узлы могут быть объединены, в так называемую, главную силовую линию станса ХПТ [2].

Пиковые значения динамических нагрузок и особенности их проявления определяется низшими частотами собственных колебаний. В ряде случаев, при необходимости вычисления частот собственных колебаний многомассовых систем, появляются неудобства различного

Из технологической особенности процесса холодной прокатки труб следует, что механизмы станса ХПТ функционируют в различных непрерывных или периодических (цикловых) режимах. В периоды прохождения клетью крайних положений периодически осуществляется поступательное и вращательное движения системе «заготовка – готовое изделие» посредством соответствующих патронов подачи и поворота распределительно-подающего механизма. Синхронизация цикловых операций подачи и поворота с положением клетки реализуется поворотно-подающим механизмом (ППМ).

Системы станса ХПТ объединяют в следующие основные узлы: спаренный кривошипно-ползунный механизм перемещения рабочей клетки; силовую установку, включающую электродвигатель, угловой редуктор и тормоз; входной редуктор распределительно-подающего механизма; вал шайбы кулачкового-рычажного механизма; соединяющие валы

характера (вычислительные в том числе), которые затрудняют получение достоверных данных. При этом выделить главные факторы, определяющие развитие различных динамических процессов в стане ХПТ становится затруднительным [2, 3].

Целью данной работы является исследование динамической модели главного привода стана ХПТ, обоснование конструктивных решений по модернизации стана и стабилизации его динамики.

Известны методики упрощения развитых динамических моделей сложных многомассовых механических систем, предполагающие возможность сведения к системе, состоящей из простых, в, общем случае, «связанных» друг с другом рядных парциальных систем с одной степенью подвижности [4, 5, 6].

Для анализа физических явлений и динамических процессов в сложной механической системе стана ХПТ необходимо знать характер колебаний в простых или, как их называют, парциальных подсистемах. Каждая из таких предложенных парциальных систем стана представляет собой простейшую двухмассовую систему. В табл. 1 представлены основные параметры механической системы стана ХПТ-32-3, динамическая модель которого представлена на рис. 1, б.

Таблица 1

Основные параметры механической системы стана ХПТ-32-3

Порядковый номер массы, i	Момент инерции массы, I_i , кгм ²	Коэффициент жесткости участка вала, $c_{i,i+1}$, Нм×10 ⁵	Собственная частота парциальной системы, $p_{i,i+1}$, с ⁻¹	Коэффициенты		
				связи		связанности $\sigma_{i-1,i+1}$
				$\gamma_{i-1,i+1}^2$	$\gamma_{i-1,i+1}$	
1	53,2					
		51,5	317,54			
2	49,8			0,4963	0,7045	2,228
		178,6	433,43			
3	1128,4			0,0068	0,0826	0,032
		6,2	81,71			
4	26,5			0,7202	0,8486	3,501
		7,5	103,89			
5	65,5			0,1069	0,3271	0,182
		13,3	404,56			
6	2,9			0,6492	0,8057	1,664
		22,4	645,37			
7	5,4					

Исходная семимассовая модель, обладающая шестью степенями свободы, может быть приведена к моделям с меньшим числом степеней свободы. Используя известные программы, были определены цикловые частоты собственных колебаний для различных моделей главной силовой линии стана ХПТ-32, приведенные в табл. 2.

Таблица 2

Цикловые частоты собственных колебаний для различных моделей главной силовой линии стана ХПТ-32

Число масс в модели	Порядковый номер цикловой частоты собственных колебаний					
	1	2	3	4	5	6
7	66,5	239,6	257,7	379,3	706,5	1237,5
6	64,1	275,6	373,3	705,9	1237,1	
4	64,1	254,1	357,2			
3	62,5	255,8				
2	59,2					

Современное направление модернизации станов ХПТ-32, ХПТ-55 и ХПТ-75 предусматривает установку эпициклического поворотного-подающего механизма (ЭППМ) нового поколения с независимыми приводами поступательного и вращательного перемещений системы «заготовка – готовая труба» и рабочей клетки [2]. В цепях подачи и поворота, в отличие от используемых в РПМ, вместо кулачково-рычажного механизма и механизмов свободного хода, применен механизм периодического действия, выполненный на базе эпициклических преобразователей с пневматической системой управления. Эффективность модернизации была обеспечена за счет максимального использования элементов РПМ модернизируемых станов (винты, гайки, патроны подачи; элементы развитой стереометрии цепей поворота

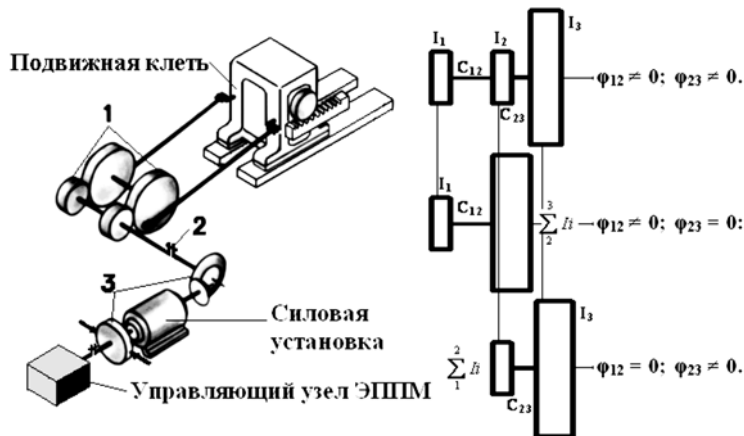


Рис. 2. Кинематическая схема, динамическая модель и составляющие ее парциальные системы главной силовой линии станов ХПТ с ЭППМ

Варьирование темпом работы стана ХПТ, обусловленное требованиями технологического процесса, несомненно, связано с динамическими особенностями функционирования привода рабочей клетки, что подтверждается результатами множества экспериментальных исследований [1, 2, 7].

Из типовой осциллограммы экспериментальных исследований (рис. 3) видно, что максимумы динамических нагрузок каждый раз повторяются в период характерных переходных процессов.

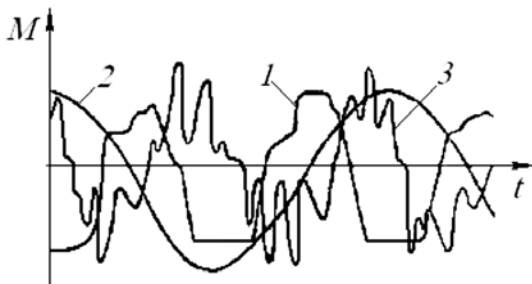


Рис. 3. Осциллограмма изменения давления на валки (1), скорости перемещения клетки (2) и усилия (3), действующего вдоль шатуна стана ХПТ 32-3

Согласно [1, 7], двухмассовая упрощенная динамическая модель главного привода стана описывается дифференциальными уравнениями движения системы в виде

и др.). Отметим, что новые элементы эпициклического поворотного-подающего комплекса не требовали дополнительных конструктивных узлов и устанавливались на места демонтированных РПМ редукторного типа.

Существенным проявлением этого решения явилось разделение механических систем стана на ряд независимых силовых цепей, взаимодействие которых осуществляется лишь программой, «защитой» в пневматической системе управляющего узла ЭППМ. В результате этого существенно изменились параметры главной силовой линии (рис. 2).

Динамические нагрузки в установившемся режиме работы привода клетки стана ХПТ 32-3 носят периодический характер. Амплитудно-частотные характеристики системы наиболее близки к характеристикам двухмассовой упрощенной динамической модели главного привода стана.

Для анализа периодически изменяющихся во времени динамических нагрузок (параметрический явлений), возникающих в установившемся режиме работы привода рабочей клетки стана ХПТ, проведем дальнейшее исследование полученных упрощенных динамических моделей системы.

$$\begin{aligned} I_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} + c(\varphi_1 - \varphi_2) &= -M_1; \\ I_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} - c(\varphi_1 - \varphi_2) &= M_2, \end{aligned} \quad (1)$$

где M_1 – момент технологического сопротивления со стороны очага деформации; M_2 – момент на валу двигателя главного привода стана ХПТ; φ_1, φ_2 – угловые перемещения масс выбранной механической системы; I_1, I_2 – моменты инерции соответствующих масс механической системы; c – эквивалентная крутильная жесткость связи между массами системы.

Если пренебречь деформацией шатунов привода рабочей клетки, а их массы заменить соответствующими массами одна из которых присоединена к кривошипному колесу, и другая к подвижной рабочей клетки стана, то получится достаточно приемлемая расчетная схема. Следует подчеркнуть, что к моменту инерции кривошипного колеса должен быть прибавлен момент инерции присоединенной массы части шатуна $m_1 R^2$:

$$I_1 = I + m_1 R^2, \quad (2)$$

где I – момент инерции кривошипного колеса главного привода стана; R – радиус кривошипного колеса.

В рамках рассматриваемой двухмассовой динамической модели главного привода стана ХПТ периодически изменяющийся приведенный момент инерции системы «рабочая клетка-шатун-кривошипное колесо» с учетом вышеизложенного определяется в виде:

$$I_1 = I + m_1 R^2 + \frac{1}{2} m_2 R^2 (1 - \cos(2\omega t)), \quad (3)$$

где m_2 – общая масса рабочей клетки и соответствующей части шатунов; ω – установившаяся величина угловая скорость кривошипного колеса.

Следовательно, согласно [3, 7], из системы уравнений колебаний элементов привода (1) имеем следующее:

$$\frac{d^2 \varphi}{dt^2} + \frac{c(\bar{I}_1 + I_2)}{\bar{I}_1 I_2} \varphi = \frac{M_1}{I_2} + \frac{M_2}{I_1}, \quad (4)$$

где $\varphi_1 - \varphi_2 = \varphi$; $\bar{I}_1 = I + m_1 R^2 + \frac{1}{2} m_2 R^2$ – некоторое среднее значение приведенного момента инерции кривошипного колеса, шатунов и рабочей клетки механической системы.

Подставляя выражение (3) в дифференциальное уравнение (4) запишем:

$$\frac{d^2 \varphi}{dt^2} + c \left[\frac{1}{I_2} + \frac{1}{\bar{I}_1 \left(1 - \frac{m_2 R^2}{2 \bar{I}_1} \cos(2\omega t)\right)} \right] \varphi = \frac{M_1 I_2 + M_2 \bar{I}_1}{I_2 \bar{I}_1}. \quad (5)$$

Из уравнения (5) видно, что коэффициент при функции φ зависит от времени t . Это является отличительным от случаев, рассмотренных в работах [1–9]. Отметим, что в рамках рассматриваемой задачи динамики привода рабочей клетки стана ХПТ переменность коэффициента связана с периодическими изменениями момента инерции системы, а не коэффициента жесткости системы.

Для удобства анализа динамических явлений в главном приводе стана проведем некоторое упрощение уравнения (5). Ввиду малости дроби $\frac{m_2 R^2}{2\bar{I}_2}$ сравнительно с единицей допустимо принять, что:

$$\frac{1}{1 - \frac{m_2 R^2}{2\bar{I}_1} \cos(2\omega t)} \approx 1 + \frac{m_2 R^2}{2\bar{I}_1} \cos(2\omega t). \quad (6)$$

Тогда исходное дифференциальное уравнение (5) примет следующий вид:

$$\frac{d^2 \varphi}{dt^2} + c \left(\frac{1}{I_1} + \frac{1}{I_{2\text{нб}}} \right) \left[1 - \frac{I_2 m_2 R^2}{2\bar{I}_1 I_2 (\bar{I}_2 + \bar{I}_1)} \cos(2\omega t) \right] \varphi = \frac{M_1 I_2 + M_2 \bar{I}_1}{I_2 \bar{I}_1}. \quad (7)$$

Дифференциальное уравнение (7) удобно представить в виде известных параметрических уравнений Матье–Хилла с правой частью [7, 9].

После подстановок параметров динамической модели системы и некоторых преобразований дифференциального уравнения (7) получим уравнение принятой обобщенной математической модели привода стана ХПТ и удовлетворяющее условиям поставленной задачи, в виде:

$$\frac{d^2 \varphi}{dt^2} + \Omega^2 [1 - \mu \cos(2\omega t)] \varphi = \frac{M_1 I_2 + M_2 \bar{I}_1}{I_2 \bar{I}_1}, \quad (8)$$

где $\Omega^2 = c \left(\frac{1}{I_2} + \frac{1}{\bar{I}_1} \right)$ – квадрат частоты свободных колебаний механической системы

привода рабочей клетки стана; $\mu = \frac{I_2 m_2 R^2}{2\bar{I}_1 I_2 (\bar{I}_1 + I_2)}$ – коэффициент динамического возбуждения двухмассовой модели привода рабочей клетки стана.

Коэффициент динамического возбуждения системы μ и частота свободных колебаний главного привода Ω определяются из характерных условий взаимного изменения динамических параметров стана ХПТ.

Решение дифференциального уравнения (8) позволяет оценить динамические перемещения изображающей точки для наиболее распространенных форм колебаний линии привода рабочей клетки стана ХПТ.

Разработанная математическая модель существенно уточняет поведение механической системы и достоверно описывает процессы в приводе рабочей клетки стана ХПТ-32-3. В силу того, что динамика привода рабочей клетки стана ХПТ представлена уравнением Матье–Хилла параметрическую устойчивость поведения механической системы удобно оценить на базе распространенной диаграммы устойчивости Айнса–Стретта (рис. 4) [7].

Отметим, что диаграмма устойчивости функционирования системы для рассматриваемой обобщенной динамической модели стана ХПТ позволяет проанализировать возможные области параметрической устойчивости функционирования линии привода рабочей клетки, и может быть использована при выборе рациональных режимов прокатки труб. Соответствующие области динамической устойчивости системы выделены заштрихованными зонами диаграммы.

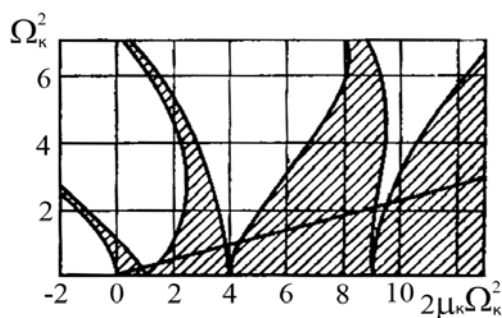


Рис. 4. Диаграмма параметрической устойчивости для обобщенной динамической модели привода рабочей клетки стана ХПТ

При использовании диаграммы устойчивости Айнса – Стретта следует принимать во внимание то, что в рассматриваемом случае частота изменения коэффициента жесткости системы равна не ω , а 2ω . Поэтому основная область параметрического резонанса элементов привода соответствует $\frac{2\omega}{\Omega} = 2$, т. е. $\frac{\omega}{\Omega} = 1$.

Из опыта эксплуатации станов ХПТ известно, что при некоторых режимах работы стана действительно наблюдаются значительные параметрические колебания. Возможность моделирования квазигармонических колебаний в главном приводе и возможности выбора оптимальных режимов прокатки высококачественных труб на этапе проектирования технологических процессов существенно отличает полученные результаты от результатов ранее известных работ.

ВЫВОДЫ

Использована инженерная методика упрощения развитой динамической модели, включающая в себя комбинацию и развитие известных приемов, кроме того, выявлены активные механические связи в исходной динамической модели стана ХПТ, обуславливающей проявление ярко выраженных параметрических процессов в исследуемой системе.

Проведено исследование динамики упрощенных двухмассовых моделей стана ХПТ с комбинированными параметрами и периодически изменяемыми массовыми характеристиками.

Выявлены причины возникновения параметрических колебаний в системе привода и установлены зоны динамической неустойчивости функционирования привода стана ХПТ, что позволяет осуществить выбор оптимальных режимов прокатки на этапе проектирования технологических процессов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гриншпун М. И. Станы холодной прокатки труб / М. И. Гриншпун, В. И. Соколовский. – М. : Машиностроение, 1967. – 239 с.
2. Кожевников С. Н. Модернизация стана холодной прокатки / С. Н. Кожевников, А. С. Ткаченко, Г. И. Хаустов и др. // Вестник машиностроения. – 1984. – № 4. – С. 62–65.
3. Динамика и прочность прокатного оборудования / Иванченко Ф. К., Полухин П. И., Тылкин М. А., Полухин В. П. – М. : Металлургия, 1970. – 486 с.
4. Адамия Р. Ш. Оптимизация нагрузок прокатных станов / Р. Ш. Адамия. – М. : Металлургия, 1978. – 232 с.
5. Мандельштам Л. И. Лекции по теории колебаний / Л. И. Мандельштам. – М. : Наука, 1972. – 470 с.
6. Федорова З. М. Подъемники / З. М. Федорова. – К. : Выща школа, 1976. – 296 с.
7. Кожевников С. Н. Динамика нестационарных процессов в машинах / С. Н. Кожевников. – К. : Наукова думка, 1986. – 286 с.
8. Вышинский В. Т. Исследование и особенности упрощения динамических моделей рядных механических цепей / В. Т. Вышинский // Теория и практика металлургии. – 1999. – № 6. – С. 35–37.
9. Пановко Я. Г. Основы прикладной теории упругих колебаний / Я. Г. Пановко. – М. : ГНТИ, М-Л, 1957. – 546 с.

Вышинский В. Т. – ст. преп. НМетАУ;

Рахманов С. Р. – канд. техн. наук НМетАУ;

Николаенко Ю. Н. – ст. преп. НМетАУ;

Удовик П. В. – магистр НМетАУ.

НМетАУ – Национальная металлургическая академия Украины, г. Днепропетровск.

E-mail: vostok@dnipro.ru; npfvostok@mail.ru