Некоторые особенности функционирования станов холодной пильгерной прокатки труб

S. R. Rakhmanov /Cand. Sci. (Tech.)/

SPC «Vostok Plus», Dnipro, Ukraine
e-mail: npfvostokplus@gmail.com

Some features of mills operation cold piler pipe rolling

Цель. Установление сущности многих динамических явлений и прогнозирование пиковых значений нагрузок, как на стадиях проектирования или реконструкции станов ХПТ, так и их эксплуатации при помощи передовых методов расчета.

Методика. Предложена 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.

Результаты. Проведено исследование динамики упрощенных двухмассовых моделей стана ХПТ с комбинированными параметрами и периодически изменяемыми массовыми характеристиками. Составлено дифференциальное уравнение параметрических колебаний в силовой линии привода. Решение дифференциального уравнения позволяет оценить динамические перемещения рассматриваемого привода рабочей клетки стана ХПТ для наиболее распространенных форм колебаний механической системы. Поскольку дифференциальное уравнение представлено в постановке базовой задачи Коши, то решение задачи реализуем численно, методом Рунге – Кутты в среде стандартного программного продукта, для наиболее распространенной первой формы колебаний механической системы.

Научная новизна. Динамические особенности функционирования привода рабочей клетки стана ХПТ представлены в виде угловых перемещений приводного вала механической системы. Выполнен расчет динамики привода рабочей клетки стана ХПТ 32-3 (прокатка трубы по маршруту $38 \times 3,8 \rightarrow 19,1 \times 2,1$, материал – сталь X18H10T).

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

Ключевые слова: холодная прокатка, труба, стан, силовая линия, главный привод, динамическая модель, упрощенная расчетная схема, математическая модель, параметрические колебания, дифференциальное уравнение, угловые колебания, динамическая неустойчивость.

DOI: 10.33101/S064346875

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

Принципиальная схема наиболее распространенного конструктивного решения стана ХПТ представлена на рис. 1. Стан ХПТ состоит из ряда механизмов, кинематическая и силовая связь которых осуществляется развитой системой валов. Из технологической особенности процесса холодной прокатки труб следует, что механизмы стана ХПТ функционируют в различных непрерывных или периодических (цикловых) режимах. В пери-

оды прохождения клетью крайних положений периодически осуществляется поступательное и вращательное движения системы «заготовка – готовое изделие» посредством соответствующих патронов подачи и поворота распределительно-подающего механизма. Синхронизация цикловых операций подачи и поворота с положением клетки реализуется поворотом-подающим механизмом (ППМ).

Системы стана ХПТ объединяют в следующие основные узлы: спаренный кривошипно-ползунный механизм перемещения рабочей клетки; силовая установка, включающая электродвигатель, угловой редуктор и тормоз; входной редуктор распределительно-подающего механизма; вал

Рис. 1. Кинематическая схема стана ХПТ с поворотным-подающим механизмом редукторного типа:

1 – спаренный кривошипно-ползунный механизм перемещения рабочей клетки; 2 – силовая установка; 3 – электродвигатель и угловой редуктор с тормозом; 4 – приводной вал; 5 – редуктор распределительно-подающего механизма; 6 – кулачково-рычажного механизма и соединяющие их валы и муфты; 7 – вал распределителя

шайбы кулачково-рычажного механизма; соединяющие валы и муфты. Для удобства анализа динамических явлений в цепи все узлы могут быть объединены в так называемую главную силовую линию стана ХПТ [2].

Пиковые значения динамических нагрузок и особенности их проявления определяется низкими частотами собственных колебаний рассматриваемой механической системы. В ряде случаев, при необходимости вычисления частот собственных колебаний многомассовых механических систем, появляются неудобства различного 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].

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 [4–8].

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 составлена на базе исходной схемы рис. 1.

Исходная семимассовая динамическая модель, обладающая шестью степенями свободы [1; 8] может быть приведена к моделям с меньшим числом степеней свободы. При помощи пакета «Стандартные программы» были определены цикловые частоты собственных колебаний для различных моделей главной силовой линии стана ХПТ-32.

Современное направление модернизации станков ХПТ-32, ХПТ-55 и ХПТ-75 предусматривает установку в силовой линии стана эпициклического поворотного-подающего механизма (ЭППМ) нового поколения с независимыми приводами поступательного и вращательного перемещений системы «заготовка – готовая труба» и рациональной 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 станков (винты, гайки, патроны подачи; элементы развитой стереометрии цепей поворота 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).

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 экспериментальных исследований [1; 2] видно, что максимумы динамических нагрузок всякий раз повторяются в период характерных переходных процессов (рис. 3).

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.

Рис. 2. Кинематическая схема, динамическая модель и составляющие её парциальные системы главной силовой линии станов ХПТ с эпициклическим поворотно-подающим механизмом:

1 – спаренный кривошипно-ползунный механизм перемещения рабочей клетки; 2 – приводной вал силовой установки; 3 – электродвигатель с угловым редуктором и тормозом

Рис. 3. Параметрические колебания шатунов силовой линии стана ХПТ 32-3 при прокатке трубы по маршруту $38 \times 3,8 \rightarrow 19,1 \times 2,1$, материал – сталь Х18Н10Т:

1, 2 – колебания шатунов привода рабочей клетки; 3 – отметка времени 0,1 с

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

Согласно [1; 9], двухмассовая упрощенная парциальная динамическая модель главного привода стана ХПТ описывается дифференциальными уравнениями движения системы в виде:

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

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 клетке 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:

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

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:

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

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

После подстановок параметров динамической модели механической 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;

$\mu = \frac{I_2 m_2 R^2}{2\bar{I}_1 I_2 (I_1 + I_2)}$ – 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 выбранного элемента привода рабочей клетки стана ХПТ для наиболее распространенных форм колебаний механической системы. Поскольку дифференциальное уравнение (8) представлено в постановке базовой задачи Коши, то решение задачи реализуем численно, методом Рунге –

Кутты в среде программного продукта Matcad, для наиболее распространенной первой формы колебаний механической системы. Выполняем расчет динамики рабочей клетки стана для выбранной динамической модели механической системы на примере стана ХПТ 32-3 [1; 2]. Динамические особенности функционирования привода рабочей клетки стана ХПТ 32-3 представлены в виде угловых перемещений приводного вала механической системы (рис. 4).

Рис. 4. Динамика привода рабочей клетки стана ХПТ 32-3 (прокатка трубы по маршруту 38×3,8→19,1×2,1, материал – сталь X18H10T):
 $\varphi_\delta(t)$ – угловые перемещения приводного вала рабочей клетки

Сопоставление результатов численного расчета (рис. 4) и экспериментальных исследований [1; 2] показывает, что дифференциальное уравнение (8) с достаточно высокой степенью точности описывают вынужденные колебания привода рабочей клетки стана ХПТ 32-3. Полученные результаты с достаточной степенью сходны с результатами экспериментальных исследований (рис. 4). Амплитудно-частотные характеристики динамических процессов при параметрических колебаниях главной рабочей клетки за время реализации всего технологического процесса прокатки трубы 38×3,8→19,1×2,1, материал – сталь X18H10T на стане ХПТ 32-3 превышают допустимый уровень виброактивности механической системы.

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 в форме уравнения Матье – Хилла, то параметрическую устойчивость поведения механической системы в обобщенном виде удобно оценить на базе распространенной диаграммы устойчивости Айнса – Стретта [9].

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. При использовании диаграммы устойчивости Айнса – Стретта [9] 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 $2\omega/\Omega = 2$, т.е. $\omega/\Omega = 1$.

Из опыта эксплуатации большинства отечественных станов ХПТ [1; 8] 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

1. 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.

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

3. 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 производства труб.

4. Полученные результаты исследований динамики упрощенных динамических моделей стана ХПТ с комбинированными параметрами и периодически изменяемыми массовыми характеристиками вполне применимы к аналогичным механическим системам.

Библиографический список / References

1. Гриншпун М. И. Станы холодной прокатки труб / М. И. Гриншпун, В. И. Соколовский. – М.: Машиностроение, 1967. – 239 с.

Grinshpun M. I., Sokolovskiy V. I. *Stany kholodnoy prokatki trub*. Moscow, Mashinostroenie, 1967, 239 p.

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.

Kozhevnikov S. N., Tkachenko A. S., Khaustov G. I. *Modernizatsiya stana kholodnoy prokatki*. Vestnik mashinostroeniya, 1984, no. 4, pp. 62–65.

3. Иванченко Ф. К. Динамика и прочность прокатного оборудования / Ф. К. Иванченко, П. И. Полухин, М. А. Тылкин, В. П. Полухин. – М.: Металлургия, 1970. – 486 с.

Ivanchenko F. K., Polukhin P. I., Tytkin M. A., Polukhin V. P. *Dinamika i prochnost' prokatnogo oborudovaniya*. Moscow, Metallurgiya, 1970, 486 p.

4. Адамия Р. Ш. Оптимизация нагрузок прокатных станов / Р. Ш. Адамия. – М.: Металлургия, 1978. – 232 с.

Adamiya R. Sh. *Optimizatsiya nagruzok prokatnykh stanov*. Moscow, Metallurgiya, 1978, 232 p.

5. Мандельштам Л. И. Лекции по теории колебаний / Л. И. Мандельштам. – М.: Наука, 1972. – 470 с.

Mandel'shtam L. I. *Lektsii po teorii kolebaniy*. Moscow, Nauka, 1972, 470 p.

6. Федорова З. М. Подъемники / З. М. Федорова. – К.: Выща школа, 1976. – 296 с.

Fedorova Z. M. *Pod'emniki*. Kyiv, Vysha shkola, 1976, 296 p.

7. Кожевников С. Н. Динамика нестационарных процессов в машинах / С. Н. Кожевников. – К.: Наукова думка, 1986. – 286 с.

Kozhevnikov S. N. *Dinamika nestatsionarnykh protsessov v mashinakh*. Kyiv, Naukova dumka, 1986, 286 p.

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.

Vyshinskiy V. T. *Issledovanie i osobennosti uproshcheniya dinamicheskikh modeley ryadnykh mekhanicheskikh tsepey*. Teoriya i praktika metallurgii, 1999, no. 6, pp. 35–37.

9. Пановко Я. Г. Основы прикладной теории упругих колебаний / Я. Г. Пановко. – М.: ГНТИ, 1957. – 546 с.

Panovko Ya. G. *Osnovy prikladnoy teorii uprugikh kolebaniy*. Moscow, GNTI, 1957, 546 p.

Мета. Встановлення сутності багатьох динамічних явищ і прогнозування пікових значень навантажень, як на стадіях проектування або реконструкції станів ХПТ, так і їх експлуатації за допомогою перелічених методів розрахунку.

Методика. Запропоновано інженерну методику спрощення розвинутої динамічної моделі, що включає в себе комбінацію і розвиток відомих прийомів, крім того, виявлені активні механічні зв'язки у вихідній динамічній моделі стану ХПТ, яка зумовлює прояв яскраво виражених параметричних процесів у досліджуваній системі.

Результати. Проведено дослідження динаміки спрощених двомасових моделей стану ХПТ з комбінованими параметрами і періодично змінюваними масовими характеристиками. Складено диференціальне рівняння параметричних коливань у силовій лінії приводу. Розв'язання диференціального рівняння дозволяє оцінити динамічні переміщення розглянутого приводу робочої кліти стану ХПТ для найбільш поширених форм коливань механічної системи. Оскільки диференціальне рівняння представлено в постановці базової задачі Коші, то розв'язання задачі реалізуємо чисельно, методом Рунге – Кутти в середовищі стандартного програмного продукту, для найбільш поширеної першої форми коливань механічної системи.

Наукова новизна. Динамічні особливості функціонування приводу робочої кліти стану ХПТ представлені у вигляді кутових переміщень приводного валу механічної системи. Виконано розрахунок динаміки приводу робочої кліти стану ХПТ 32-3 (прокатка труби за маршрутом $38 \times 3,8 \rightarrow 19,1 \times 2,1$, матеріал – сталь Х18Н10Т).

Практична значущість. Виявлено причини виникнення параметричних коливань у системі приводу і встановлено зони динамічної нестійкості функціонування механічної системи приводу стану ХПТ, що дозволяє здійснити вибір оптимальних режимів прокатки на етапі проектування технологічних процесів.

Ключові слова: холодна прокатка, труба, стан, силова лінія, головний привід, динамічна модель, спрощена розрахункова схема, математична модель, параметричні коливання, диференціальне рівняння, кутові коливання, динамічна нестійкість.

Purpose. The establishment of the essence of many dynamic phenomena and the prediction of peak loads, both during the design or reconstruction stages of HPT

mills and their operation using advanced calculation methods, remain relevant.

Methodology. An engineering technique to simplify a developed dynamic model is proposed, which includes the combination and development of known techniques. In addition, active mechanical connections in the original dynamic model of a HPT mill are identified, causing the pronounced parametric processes in the system under study.

Findings. The study of the dynamics of simplified two-mass models of the HPT mill with combined parameters and periodically changing mass characteristics has been carried out. A differential equation of parametric oscillations in the drive power line has been compiled. The solution of the differential equation allows us to estimate the dynamic displacements of the considered drive of the working stand of the HPT mill for the most common modes of vibration of the mechanical system. Since the differential equations (8) are presented in the formulation of the basic Cauchy problem, we implement the solution numerically, using the Runge - Kut method in the medium of a standard software product, for the most common first form of oscillations of a mechanical system.

Originality. Dynamic features of the operation of the drive of the working stand of the HPT mill are presented in the form of angular displacements of the drive shaft of the mechanical system. The dynamics of the drive drive of the working stand of the HPT 32-3 mill are calculated (pipe rolling along the route $38 \times 3.8 \rightarrow 19.1 \times 2.1$, material – steel X18H10T).

Practical value. The causes of the appearance of parametric oscillations in the drive system are identified and dynamic instability zones of the mechanical drive system of the HPT mill are installed, which allows for the selection of optimal rolling conditions at the design stage of technological processes.

Key words: cold rolling, pipe, mill, power line, main drive, dynamic model, simplified design scheme, mathematical model, parametric oscillations, differential equation, angular oscillations, dynamic instability.

Рекомендована к публикации
д. т. н. С. В. Белодеденко

Поступила 25.03.2019