

Металлургическое производство

Retrospective analysis of dynamics investigation of high-speed wire rolled blocks, means and methods, applied for their diagnostics, is carried out.

С. М. ЖУЧКОВ, П. В. КРОТ, ИЧМ НАН Украины,
В. А. МАТОЧКИН, Н. И. АНЕЛЬКИН, О. М. КИРИЛЕНКО, РУП «БМЗ»

УДК 621.771

РАЗРАБОТКА ДИАГНОСТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДЛЯ АНАЛИЗА ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ЧИСТОВОМ РЕДУКЦИОННО-КАЛИБРУЮЩЕМ БЛОКЕ ПРОВОЛОЧНОГО СТАНА

Ретроспектива исследований динамики прокатных блоков

Действующие в СНГ проволочные прокатные станы поставлены известными производителями прокатного оборудования – фирмами СКЭТ и СМС (Германия), «Морган» (США), «Даниели» (Италия). Ранее сотрудниками ИЧМ были выполнены экспериментальные и теоретические исследования динамических процессов (вибрации, крутильных моментов) в прокатных блоках Белорецкого (БМК) и Череповецкого (ЧерМК) металлургических комбинатов, а также Белорусского (БМЗ) и Молдавского (МолдМЗ) металлургических заводов [1]. Было установлено, что при захвате металла валками в линиях привода блоков существенных динамических явлений не наблюдается. На стане 150 БМК в наиболее динамичных клетях № 16–21 средние значения коэффициентов перегрузки по моменту составляли $K_d = 2,4\text{--}3,4$, которые с вероятностью 0,95 не зависят от скорости прокатки [2–4]. Основной причиной поломок оборудования (зубчатых передач) являются повышенные статические нагрузки за счет натяжения раската между клетями, который может достигать 30 Н/мм^2 (оценка выполнена по крутильным моментам в момент захвата металла валками). Предложены рекомендации по корректировке режимов работы стана 150 БМК. В исследованиях фирмы «Морган» [5] отмечена такая же закономерность малой динамики при захватах металла валками.

Известны зарубежные исследования на 8-клетьевом блоке [6,7], где показано, что при установившемся процессе прокатки на постоянной скорости

совпадение частот кинематических возмущений от конических зубчатых зацеплений редукторов и частот собственных крутильных колебаний линий привода может привести к колебаниям нагрузки, сопоставимым и превышающим технологический момент прокатки в несколько раз. Разработаны тематические модели для оптимизации конструкции прокатных блоков за счет устранения кинематических возмущений в рабочих диапазонах скоростей прокатки. Причем в качестве наиболее опасных рассматриваются восемь наивысших собственных частот и форм колебаний из 50, существующих для блока с групповым приводом, что не характерно для других типов прокатных станов, где обычно рассматриваются 1–3 низшие частоты. В качестве средств устранения динамических явлений за счет отстройки от резонансных диапазонов частот применялись упругие муфты (изменение крутильной жесткости); изменение количества зубьев (изменение жесткости передач); изменение масс вращающихся деталей (моментов инерции). Упругие муфты лишь незначительно уменьшают моменты нагрузки в раздаточном редукторе. Более эффективно – изменение количества зубьев в передачах (при тех же передаточных отношениях), так как основной причиной возникновения колебаний является периодическое изменение жесткости зацепления в редукторах и муфтах. Амплитуда колебаний жесткости зацепления зависит от коэффициента ε_R перекрытия зубьев. Рассмотренный в исследовании диапазон $\varepsilon_R = 2,5\text{--}4,1$ позволяет снизить динамику в линии привода.

Диагностика оборудования прокатных блоков

При непрерывном увеличении скоростей прокатки на проволочных блоках большое значение приобретают вопросы диагностики технического состояния оборудования, так как появление дефектов, кроме аварийных отказов, вызывает кинематические возмущения значительной амплитуды, что влияет на стабильность процесса высокоскоростной прокатки. Основными причинами повышения уровня вибрации могут быть эксцентриситеты рабочих валков (шайб); неуравновешенность деталей приводной линии; перекосы валов при износе опор и дефектах монтажа; дефекты соединительных муфт; износ зубчатых передач, поломки зубьев; дефекты подшипниковых узлов. Для диагностики дефектов используются системы диагностики прокатных блоков [8,9]. Известен способ обнаружения налипания металла в калибрах валков чистовой клетки проволочного стана, включающий измерения амплитудно-частотных характеристик процесса и сравнения их с эталонными величинами [10]. Этот способ применим на станах европейского типа 2-го поколения [11]. Колебания раската контролируют в вертикальной плоскости на выходе из чистовой клетки, из спектра выделяют составляющую колебаний катанки с частотой вращения валка и судят о налипании металла по 3–4-кратному увеличению амплитуды выделенной составляющей колебаний. Диагностику подшипников и зубчатых зацеплений осуществляют на основе стандартных методов, реализованных в приборах сбора данных, например, по спектру амплитудной огибающей сигнала вибрации или методом ударных импульсов по количеству высокочастотных импульсов в единицу времени, возникающих при прохождении локальных дефектов. Исследования в ИЧМ по диагностике прокатных блоков выполняли одновременно с измерениями крутильных колебаний моментов в линиях привода и оптимизацией режимов прокатки на различных станах [12]. Измерения вибраций прокатных блоков, выполненные в 80-х годах, проводили приборами ВШВ-003 с применением встроенных октавных фильтров и специального развертывающего узкополосного фильтра разработки ИЧМ. Несмотря на отсутствие цифровой регистрации сигналов вибрации (запись на бумажные носители) и ограниченный до 200 Гц диапазон частот, измерения, выполненные на опорах распределительного редуктора, позволили тогда выявить дефекты в блоках стана 150 БМК и редукторной кассете проволочного блока стана 320/150 МолдМЗ. Измерения

крутильных моментов в рабочем диапазоне телеметрического измерителя до 100 Гц выполняли между сдвоенными двигателями, между двигателем и редуктором на входе блоков, на трансмиссионных валах. Для определения технического состояния элементов блоков и снижения вероятности «забуривания» катанки ИЧМ совместно с БМЗ предложены системы диагностики роликовых проводок на основе контроля скорости их вращения [13,14]. Более сложные и дорогостоящие средства диагностики проводок разработаны фирмой «Morgardshammar» (Швеция). Для снижения колебаний раската при повышенных скоростях (100 м/с) за рубежом применяют устройства демпфирования [15].

Методы динамического анализа прокатных блоков

Основными характеристиками, используемыми для анализа любых динамических систем, являются переходная функция (отклик на ступенчатое воздействие); импульсная функция (отклик на единичный импульс); передаточная функция и частотные характеристики (АЧХ, ФЧХ, АФЧХ); корреляционная функция (авто- и взаимокорреляционная). Указанные характеристики полностью описывают поведение динамической системы и взаимосвязаны между собой известными соотношениями, полученными в результате преобразования Фурье. Амплитудные и фазовые частотные характеристики служат стандартным инструментом анализа сигналов. В системах вибродиагностики чаще используют спектр мощности, соответствующий квадрату модуля комплексной передаточной функции.

В отличие от зарубежных исследований, где расчеты прокатных блоков выполняли методом численного моделирования, в данной работе анализ крутильных колебаний в РКБ осуществляли на основе частотных характеристик. Такой подход непосредственно вытекает из операционного метода, на основе которого по известным дифференциальным уравнениям системы строятся передаточные функции как отношение изображения выходной величины (отклик) к изображению входного воздействия (возмущение). Амплитудные и фазовые частотные характеристики (АЧХ, ФЧХ) строятся на основе передаточных функций отклика в любом месте линии привода по входным возмущающим воздействиям в виде колебаний натяжения, усилия прокатки и дефектов зубчатых зацеплений и оборотов привода. Основные преимущества частотных методов анализа заключаются в следующем.

1. Возможность непосредственного вычисления собственных частот, амплитуд и фаз по каж-

дой из форм колебаний для систем с произвольной структурой. Известный метод Толле применяется в основном для рядных систем, а метод Терских (цепных дробей) требует громоздких табличных вычислений.

2. Обеспечивается учет в аналитическом виде параметров демпфирования и анализ устойчивости всей системы, включающей электродвигатели с регуляторами, гидравлические и механические элементы оборудования.

3. Расчет спектров выходных сигналов в многомассных системах с множественными связями, характерными для прокатных станов, выполняется матричными методами с применением стандартных процедур и наиболее соответствует задачам мониторинга в реальном масштабе времени работы прокатных станов.

4. Выполняется оптимизация параметров и упрощается проведение статистических расчетов случайных нагрузок при наличии аналитических выражений для спектров входных воздействий (моментов нагрузки).

К недостаткам метода можно отнести сложности аналитического исследования систем с нелинейностями и переменными параметрами, требующие применения других методов [16].

В работе Н. Н. Дружинина [17], касающейся систем управления прокатными станами, кроме передаточных функций, использован термин «передаточный коэффициент», под которым понимают коэффициент, полученный при разложении функции в ряд при линеаризации. Этим же термином определяется значение передаточной функции при нулевой частоте для описания статических свойств системы. Результаты применения частотного метода для анализа многомассных клетей листовых прокатных станов приведены в работе Ю. Д. Железнова и др. [18]. Здесь были получены АЧХ по каналам «биение валков – толщина на выходе», «толщина подката – толщина на выходе». Рассматривались колебания в низкочастотной области (до 10 Гц) при биениях валков, влияющих на работу системы регулирования толщины и натяжений. В работе В. Г. Дукмасова и др. [19] метод передаточных функций использован для анализа точности прокатки в клетях дуо и кварто с учетом вязкого и кинематического демпфирования за счет сил трения между подушками валков и станиной клетки. В работе Р. Ш. Адамии [20] передаточные функции использованы при оптимизации конструктивных параметров линий привода прокатных станов.

В работе С. Н. Кожевникова [21] рассматривались передаточные отношения по скорости в функ-

ции угла поворота плоских механизмов. Частотные передаточные функции получены в работе В. И. Лошкарева [22] для электромеханических систем трехмассных линий привода. В работе П. Я. Скичко, В. В. Веренева и др. [23] была получена передаточная функция одномассной системы прокатной клетки с учетом жесткости полосы, но детальный анализ частотных свойств системы «прокатная клеть – линия привода» не проводился. Частотные методы анализа применялись в работе Е. Я. Подковырина [24] для исследования механических систем приводов прокатных блоков как сложных в кинематическом отношении агрегатов. На основе АЧХ по крутильному моменту были исследованы блоки чистовых клетей БМК, ЧерМК, МолдМЗ, БМЗ и рекомендованы диапазоны рабочих скоростей в клетях. Влияние форм колебаний на технологический процесс не рассматривалось.

Разработка динамической модели редукционно-калибровочного блока

Предметом проводимых в настоящей работе исследований является динамический анализ линии привода чистового РКБ. Целью является создание диагностической модели РКБ для оценки влияния крутильных колебаний и вибрации на стабильность процесса высокоскоростной прокатки катанки.

Один из основных вопросов в расчетах многомассных систем – создание оптимальной по размерности структуры динамической модели. В работе [25] определены погрешности перехода от крутильной системы с распределенными параметрами, как наиболее точной, к упрощенной модели с дискретными массами. Для пяти масс ошибка (в виде отношения частот) составила: от 10% – для первой формы до 60% – для пятой. В работе [26] оптимальный диапазон собственных частот системы оценивается по отношению амплитуд максимальной и минимальной гармоник, который должен составлять не больше десяти. В работе [27] введено понятие спектрального числа обусловленности как отношение наибольшей и наименьшей собственной частоты. Если это число велико, то задача определения собственных частот и форм плохо обусловлена. Этот критерий тесно связан с возможностью сокращения масс динамической модели. При много меньшем единицы отношении максимальной собственной частоты к парциальной частоте некоторой массы ее можно исключить.

Анализ крутильной системы привода РКБ, выполненный фирмой-разработчиком «Морган» (входящей теперь в состав Siemens VAI), показывает, что собственная частота колебаний по низшей

форме составляет 19,6 Гц. Узел системы (позиция максимального момента) при такой частоте располагается между муфтой двигателя и шестеренчатым переходником, что характерно и для других типов прокатных станов, так как приведенный момент инерции двигателя, как правило, является максимальным из всех элементов привода. Частота основной формы оказывается достаточно низкой и попадает в диапазон регулятора скорости, где для ее нейтрализации используется узкополосный режекторный фильтр с регулировкой центральной частоты в диапазоне 15–25 Гц. При ослаблении центральной частоты минимум в 4 раза (12 dB) фильтр должен сводить к минимуму любое стремление системы к колебанию на основной частоте.

Рабочие валки (валковые шайбы) клеток РКБ приводятся от электродвигателя мощностью 3200 кВт с частотой вращения 850–1700 об/мин через конические и косозубые передачи (рис. 1). Валковые шайбы расположены под углом 45° к горизонту и 90° между смежными клетями. В блоке установлены две первые клетки с валковыми шай-

бами диаметром 230–205 мм и две последние клетки с валковыми шайбами диаметром 156–142 мм. Количество калибров на шайбе 2 или 4 (на валковых шайбах клеток № 32–34 для катанки диаметром 5–9 мм). На валках рабочих клеток установлены подшипники скольжения, трехслойные типа «Морган». Максимальная скорость прокатки в блоке составляет 120 м/с. Перед РКБ и после него установлено устройство для непрерывного бесконтактного контроля геометрических размеров проката.

Линия привода состоит из четырехступенчатой коробки передач с девятью муфтами и системы управления для переключения передаточных отношений на основе серводвигателей с интерфейсом в главной системе управления станом. Муфты М1–М3 контролируют передаточное отношение ступени «А»; муфты М4, М5 – ступень «В»; муфты М6, М7 – ступень «С» и муфты 8–9 – ступень «D». В зависимости от прокатываемого сортамента существует множество комбинаций передаточных отношений (всего 128). Из-за большого разброса моментов инерции в коробке передач РКБ регулятор скорости двигателя настроен на мини-

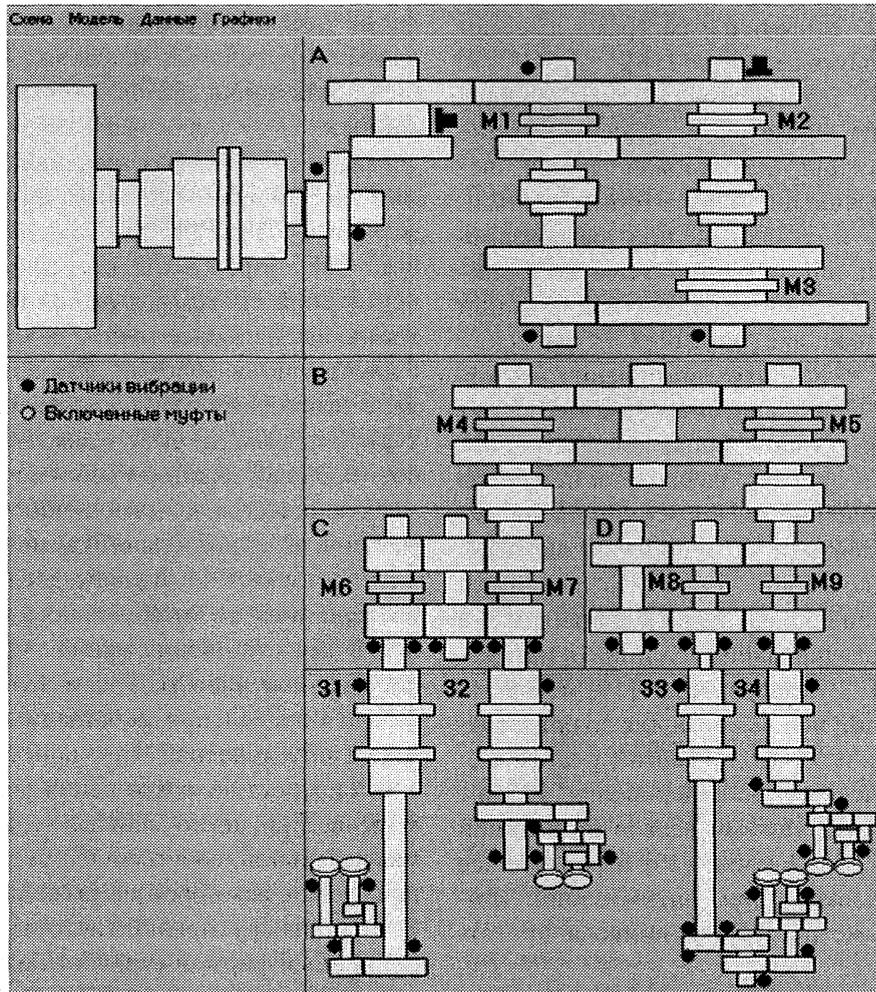


Рис. 1. Структурная схема линии привода РКБ

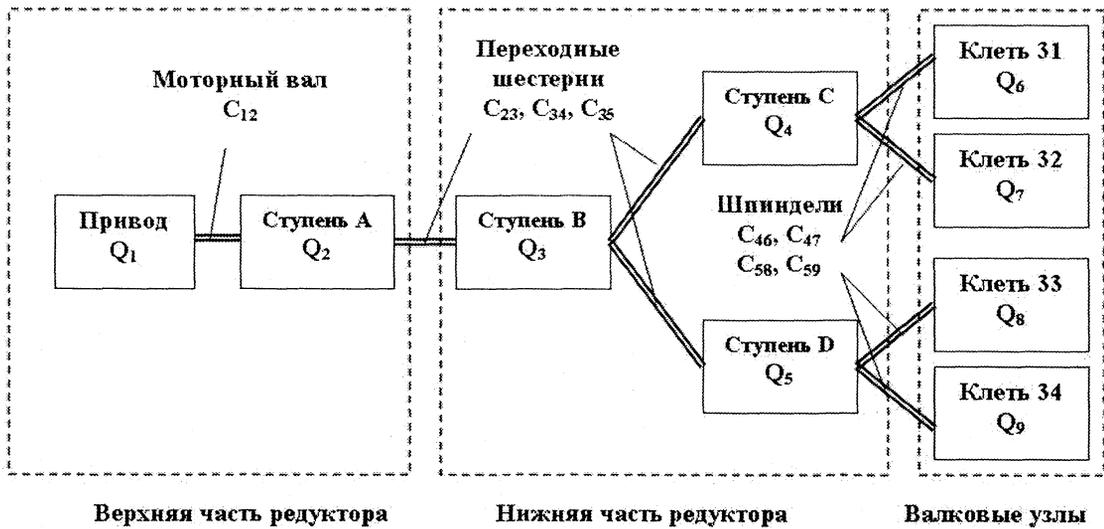


Рис. 2. Расчетная схема динамической модели линии привода РКБ

мальное значение из четырех различных передаточных отношений.

Расчетная схема крутильной системы линии привода РКБ показана на рис. 2, где в качестве сосредоточенных масс приняты: двигатель (Q_1), ступени редуктора A, B, C, D (Q_2-Q_5) и валковые узлы клетей 31–34 (Q_6-Q_9). В качестве упругих связей приняты: моторный вал (C_{12}), переходные шестерни между ступенями (C_{23}, C_{34}, C_{35}) и шпиндели ($C_{46}, C_{47}, C_{58}, C_{59}$).

В качестве внешних моментов нагрузки задаются момент электропривода M_1 и четыре момента прокатки в клетях блока M_6-M_9 . Линии привода верхних и нижних валков в модели рассматриваются совместно, замкнутые на прокатываемый металл. Упругие свойства раската между клетями оказывают несущественное влияние на собственные частоты крутильных колебаний, поэтому при модальном анализе не учитываются. Системы дифференциальных уравнений модели блока в абсолютных углах колебаний сосредоточенных масс и относительных углах закручивания валов представлены соответственно выражениями:

$$\begin{aligned}
 Q_1\varphi_1 &= M_1 - M_{12}, \\
 Q_2\varphi_2 &= M_{12} - M_{23}, \\
 Q_3\varphi_3 &= M_{23} - M_{34} - M_{35}, \\
 Q_4\varphi_4 &= M_{34} - M_{46} - M_{47}, \\
 Q_5\varphi_5 &= M_{35} - M_{58} - M_{59}, \\
 Q_6\varphi_6 &= M_{46} - M_6, \\
 Q_7\varphi_7 &= M_{47} - M_7, \\
 Q_8\varphi_8 &= M_{58} - M_8, \\
 Q_9\varphi_9 &= M_{59} - M_9.
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

$$\begin{aligned}
 \varphi_{12} &= (M_1 - M_{12})/Q_1 - (M_{12} - M_{23})/Q_2, \\
 \varphi_{23} &= (M_{12} - M_{23})/Q_2 - \\
 &\quad (M_{23} - M_{34} - M_{35})/Q_3, \\
 \varphi_{34} &= (M_{23} - M_{34} - M_{35})/Q_3 - \\
 &\quad (M_{34} - M_{46} - M_{47})/Q_4, \\
 \varphi_{35} &= (M_{23} - M_{34} - M_{35})/Q_3 - \\
 &\quad (M_{35} - M_{58} - M_{59})/Q_5, \\
 \varphi_{46} &= (M_{34} - M_{46} - M_{47})/Q_4 - \\
 &\quad (M_{46} - M_6)/Q_6, \\
 \varphi_{47} &= (M_{34} - M_{46} - M_{47})/Q_4 - \\
 &\quad (M_{47} - M_7)/Q_7, \\
 \varphi_{58} &= (M_{35} - M_{58} - M_{59})/Q_5 - \\
 &\quad (M_{58} - M_8)/Q_8, \\
 \varphi_{59} &= (M_{35} - M_{58} - M_{59})/Q_5 - \\
 &\quad (M_{59} - M_9)/Q_9.
 \end{aligned}
 \tag{2}$$

Каждое уравнение в системе (1) соответствует угловым движениям одной массы, а в системе (2) – одной упругой связи и описывает двухмассную парциальную систему линии привода (две массы на одной жесткости). Матрица правых частей дифференциальных уравнений системы (1) используется для расчета собственных частот и форм колебаний, а системы (2) – для расчета передаточных функций и частотных характеристик.

Полученные в результате расчета значения собственных частот крутильных колебаний составляют: 20,1(19,6), 22,7(22,2), 25,2(27,6), 31,8(34,3), 45,6, 62,8, 102,0, 156,0 Гц. В скобках даны значения четырех низших частот, приводимые фирмой-

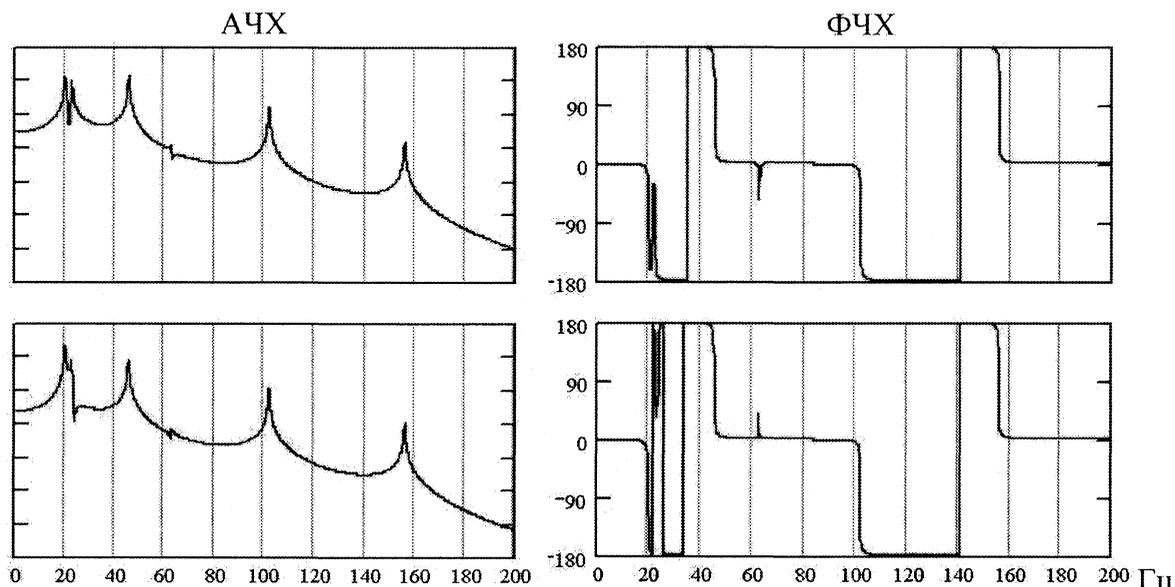


Рис. 3. Амплитудные и фазовые частотные характеристики клеток № 32–33 РКБ

производителем РКБ, отклонения которых от расчетных частот не превышают 10%.

Исследованы частотные характеристики линии привода РКБ по крутильным моментам. В качестве примера на рис. 3 приведены расчетные функции по каналу «валки – вал электропривода» при входном воздействии на рабочие валки в клетях № 32–33. По графикам АЧХ и ФЧХ можно определить амплитуды и фазы колебаний масс в линии привода на интересующей частоте, включая и собственные частоты системы, т. е. формы колебаний. При этом есть возможность варьировать уровень демпфирования, например при использовании эластичных муфт, параметры которых могут быть учтены в зависимости от предполагаемого места их установки. По АЧХ видно, что собственные частоты системы проявляют себя по-разному. Появление минимумов на некоторых частотах (22,7 Гц) обусловлено тем, что совпали нули (корни частотного полинома числителя) и полюсы (корни полинома знаменателя) соответствующей передаточной функции. Поэтому на этих частотах происходит осла-

бление амплитуды колебаний момента в данной упругой связи.

По ФЧХ определяются формы колебаний валков в клетях РКБ, расчетные значения которых в относительных единицах приведены в таблице. Возрастание амплитуды колебаний усилий натяжения следует ожидать в тех межклетевых промежутках и на тех частотах, где наблюдаются противофазные крутильные колебания валков.

Такие сочетания фаз колебаний валков выделены в таблице, что соответствует узлам колебаний, т. е. местам перехода амплитуды через нуль. На частотах 22,7 и 62,8 Гц следует ожидать усиления колебаний натяжения в паре клеток № 32–33, на частоте 25,2 Гц – в паре клеток № 33–34, а на частоте 31,8 Гц – в паре № 31–32. Поскольку первые четыре частоты имеют близкие значения, то весь диапазон 22–32 Гц следует считать неблагоприятным с точки зрения динамики. Кроме того, он пересекается с диапазоном возможных оборотных частот двигателя 14,2–28,3 Гц. На частотах 20,1,

Формы собственных колебаний линии привода РКБ

Масса	Собственные частоты системы, Гц							
	20.1	22.7	25.2	31.8	45.6	62.8	102.0	156.0
Q_1	-0,324	0,073	0,001	0,001	-0,09	-0,001	-0,059	0,015
Q_2	0,130	0,017	0,001	0,001	0,187	0,003	0,854	-0,530
Q_3	0,073	-0,040	0,001	0,001	0,406	0,005	0,452	0,835
Q_4	0,167	-0,232	0,001	0,001	0,346	-0,653	-0,147	-0,089
Q_5	0,205	0,090	0,001	0,001	0,575	0,662	-0,204	-0,120
Q_6 (31)	0,278	-0,473	0,001	-0,707	-0,328	0,226	0,016	0,004
Q_7 (32)	0,278	-0,473	0,001	0,707	-0,328	0,226	0,016	0,004
Q_8 (33)	0,569	0,491	-0,707	0,001	-0,252	-0,127	0,013	0,003
Q_9 (34)	0,569	0,491	0,707	0,001	-0,252	-0,127	0,013	0,003

45,6, 102 и 156 Гц колебания валков происходят во всех клетях синфазно.

Отклонения суммарных передаточных отношений двигатель/валок в диапазонах 0,1572–1,2173 (входная клеть) и 0,0778–0,5330 (выходная клеть) при переключении коробки передач изменяют момент инерции РКБ, приведенный к валу двигателя, в широких пределах 316–2195 кг/м². Соответственно при прокатке разного сортамента будут изменяться собственные частоты и формы колебаний крутильной системы, а также резонансные диапазоны скорости, на которых возможно усиление колебаний натяжения и нестабильный процесс прокатки. Поэтому приведенные фирмой-производителем значения первых четырех собственных частот можно считать их средними величинами по всей совокупности значений.

Разработка программного обеспечения для динамических расчетов

Для учета всех изменений передаточных отношений и коэффициентов приведения в переключаемых зубчатых передачах разрабатывается программное обеспечение, которое позволяет в реальном масштабе времени строить частотные характеристики РКБ и получать диапазоны скорости, при которых возможно усиление вибрации валков при прокатке конкретного профилеразмера сортамента. Установленные параметры сохраняются и могут быть автоматически вызваны при выборе передаточных отношений и настроек обжатий. Действия программы аналогичны работе автоматической системы управления переключением муфт. По выбранному пользователем в таблице сортаменту (конечному размеру раската) программа в соответствии с заложенным алгоритмом переключения устанавливает в активное состояние необходимые муфты, изменяя тем самым структуру динамической модели. В качестве примера на рис. 4 приведена диаграмма частот, где вертикальные линии соответствуют собственным частотам, горизонтальные – скорости привода, а наклонные – кинематическим частотам возмущений в выбранных пользователем зубчатых зацеплениях блока.

Пользователь, как и оператор стана, устанавливая рабочую скорость привода, получает картину динамических процессов, происходящих внутри блока в виде диаграмм кинематических и собственных (зависящих от конфигурации включенных муфт) частот. Для каждого профилеразмера сортамента точки совпадения кинематических и собственных частот определяют допустимые диапазоны. Обоснованным выбором скорости прокатки можно целенаправленно снижать колебания

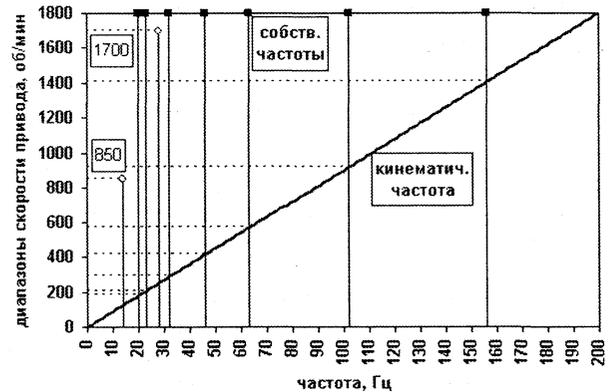


Рис. 4. Диаграмма кинематических и собственных частот РКБ

в тех упругих связях (зацеплениях), которые в наибольшей степени влияют на стабильность процесса прокатки и усиление вибрации блока.

Стан 150 БМЗ оснащен полустационарной системой вибродиагностики, т. е. датчики постоянно установлены на опорах валов, а сбор данных осуществляется переносными приборами. Всего в различных местах РКБ установлено 42 датчика вибрации (см. рис. 1). Наряду с вибрацией целесообразно реализовать контроль крутильных колебаний цифровыми телеметрическими измерителями с бесконтактным питанием передатчиков, разработанными в ИЧМ, позволяющими получать сигнал с тензометрических датчиков, установленных на промежуточных валах. Это позволит расширить диагностические возможности системы и осуществлять мониторинг крутильных колебаний в блоке при повышенных скоростях.

Выводы

1. Проведенный анализ известных исследований динамических процессов в прокатных блоках показал, что при высокоскоростной прокатке катанки крутильные колебания привода оказывают негативное влияние на стабильность технологического процесса и точность размеров катанки.

2. Исследуемый чистовой редуционно-калибровочный блок с кинематической схемой переменной структуры на основе четырехступенчатой коробки передач с управляемыми муфтами обуславливает необходимость учета изменений приведенных упругомассных параметров и собственных частот крутильной системы для каждого сортамента отдельно.

3. Обосновано применение передаточных функций как наиболее общего метода исследования линейных динамических систем с демпфированием. Разработана диагностическая модель РКБ, которая позволит определять влияние технического состояния зубчатых зацеплений (общий износ, дефекты) на динамические процессы, происходящие в блоке.

4. Программное обеспечение, разрабатываемое для динамических расчетов крутильных колебаний клетей блока, позволяет в реальном масштабе времени определять частотные характеристики в зависимости от текущей структуры линии привода отдельно по каждому выходному размеру катанки и выбирать диапазоны скорости, где колебания минимальны.

Литература

1. Комплекс исследований, выполненный при освоении, эксплуатации и усовершенствовании конструкции высокоскоростных проволочных блоков / А. А. Горбанев, А. М. Юнаков, Е. А. Евтеев, А. Н. Кудлай // Производство проката. 2004. № 3. С. 15–18.
2. Анализ статических и динамических нагрузок в линии приводов прокатных клетей и резервов оборудования – база реконструкции проволочного стана / А. М. Юнаков, А. А. Горбанев, Е. А. Евтеев // Производство проката. 2002. № 9. С. 22–26.
3. Совершенствование технологии производства катанки и режимов работы стана 150 / В. А. Кулеша, А. А. Горбанев, А. М. Юнаков и др. // Сталь. 1998. № 8. С. 31–34.
4. Оптимизация режимов прокатки в высокоскоростных чистовых блоках стана 150 / В. С. Емченко, А. М. Юнаков, Д. А. Деркач и др. // Сталь. 1985. № 5. С. 52–54.
5. Torsional vibration modeling and dynamic simulation of a rolling stand power transmission system / J. Wang, L. M. Cartright // Iron & Steel Engineer. 1999. June. P. 30–34.
6. Модель для исследования крутильных колебаний в раздаточном редукторе проволочного стана / Х. Тредер, Г. Дикханс, Х. Пекен // Черные металлы. 1979. № 22. С. 23–28.
7. Моделирование крутильных колебаний в раздаточном редукторе проволочного стана / Х. Тредер, Г. Дикханс, Х. Пекен // Черные металлы. 1980. № 24. С. 9–15.
8. Predictive maintenance for No-Twist rod mills using vibration signature analysis / J. Hofner, J. E. Olenick, J. D. Foley // Iron & Steel Engineer. 1991. January. P. 55–61.
9. Continuous Vibration Monitoring of a 10-Stand Rod Block / J. M. Schmidt, R. E. Player, et al. // AISE Steel Technology. 2002. January. P. 44–45.
10. А. с. 519239 СССР: МКИ В21 В 37/00. Способ обнаружения налипания металлов в калибрах валков чистовой клетки при прокатке / В. Н. Выдрин, П. Н. Амосов и др.
11. Теоретические и технологические основы высокоскоростной прокатки катанки / А. А. Горбанев, С. М. Жучков, В. В. Филиппов и др. Мн.: Выш. шк., 2003.
12. Приложения исследований динамических процессов в прокатных станах к решению прикладных задач производства проката / В. В. Веренев, А. М. Юнаков // Тр. IV Конгресса прокатчиков. Магнитогорск, 16–19 октября 2001 г. М.: ОАО «Черметинформация». 2002. Т. 2. С. 316–319.
13. Контроль работоспособности роликовых проводок прокатных станов / С. М. Жучков, А. Н. Бондаренко // Сталь. 1996. № 1. С. 43–45.
14. Пат. 2221658 РФ: МПК В21В 39/16, В21В 38/00 Роликовая проводка с устройством для контроля вращения роликов / А. Н. Бондаренко, С. М. Жучков, В. Ф. Дышлевич и др.
15. Пат. 1262014 Япония: МКИ В21В 39/00. Sizing roller guide for bar steel and wire rod / U. Ryuichi; S. Takeshi.
16. К р о т П. В. Параметрические колебания в прокатных станах // Сб. науч. тр. НГАУ. 2002. Т. 3. № 13. С. 15–21.
17. Д р у ж и н Н. Н. Непрерывные станы как объект автоматизации М.: Металлургия, 1975.
18. Статистические исследования точности тонколистовой прокатки / Ю. Д. Железнов, С. Л. Коцарь, А. Г. Абиев. М.: Машиностроение, 1974.
19. Производство точного проката / В. Г. Дукмасов, В. Н. Выдрин, О. И. Тищенко. М.: Металлургия, 1990.
20. А д а м я Р. Ш. Оптимизация динамических нагрузок прокатных станов. М.: Металлургия, 1978.
21. К вопросу о применении гармонического анализа передаточных функций в задачах кинематики и динамики машин / С. Н. Кожевников, Н. М. Долгов // Теория механизмов и машин. 1974. Вып. 17. С. 82–94.
22. Лошкарев В. И. Динамика электромагнитных систем приводов непрерывных станов горячей прокатки: Дис. ... канд. техн. наук. Днепропетровск, 1968.
23. Влияние жесткости прокатываемой полосы на динамические свойства клетки / П. Я. Скичко, В. В. Веренев, И. И. Лепа, В. Д. Петров // Листопркатное производство. 1975. № 4. С. 69–73.
24. П о д к о в ы р и н Е. Я. Исследование амплитудно-частотных характеристик сложных высокоскоростных машин: Деп. ВИНТИ. 1987. № 5.
25. О погрешностях замены распределенных параметров систем дискретными / А. Н. Ленский, В. М. Лобода // Динамика металлургических машин. 1969. № 31. С. 41–46.
26. Методы исследования процессов прокатки / А. П. Чекмарев, С. А. Ольдзиевский. М.: Металлургия, 1969.
27. Б а н а х Л. Я. Связь спектрального числа обусловленности с возможностью упрощения динамической модели // Колебания сложных упругих систем. М.: Наука, 1981. С. 35–37.