

$$Z_3 = Z_2/x. \quad (7)$$

### 1.2. Простые планетарные механизмы типа II.

Выражения для чисел зубьев планетарного механизма II находят также как и для механизма AA, используя условие передаточного отношения, соосности и сборки [2]:

$$Z_1 = k \frac{P - Qx}{i_{1H}^{(4)}}; \quad (8)$$

$$Z_1 = Z_2 \frac{1 - i_{1H}^{(4)} \frac{dw_2}{dw_3}}{1 - \frac{dw_2}{dw_3}}; \quad (9)$$

$$Z_3 = Z_2/x; \quad (10)$$

$$Z_4 = Z_1 \frac{1 - i_{1H}^{(4)}}{x}. \quad (11)$$

2. Области существования планетарных механизмов AA, II, AI с косозубыми колесами у уравновешенными осевыми силами.

Исходными для определения областей существования являются уравнение передаточного отношения, уравнение соосности и условие соседства сателлитов. Причем последнее условие принимается в соответствии с рекомендацией [2] в той форме, что и для прямозубых нулевых колес.

Системы неравенств, определяющих область существования исследуемых механизмов, имеют вид:

Таблица 1

Схема механизма	$xx \leq 1$	$xx \geq 1$
AA	$1 + \frac{dw_2}{dw_3} < i_{1H}^{(4)} < \frac{1 - \frac{dw_2}{dw_3}}{1 - \frac{dw_2}{dw_3} \sin \frac{\pi}{k}}$	$\frac{1 - \frac{dw_2}{dw_3}}{1 - \frac{dw_2}{dw_3} \sin \frac{\pi}{k}} < i_{1H}^{(4)} < 1 - \frac{dw_2}{dw_3}$
II	$\frac{1 - \frac{dw_2}{dw_3}}{1 + \frac{dw_2}{dw_3} \sin \frac{\pi}{k}} < i_{1H}^{(4)} < 1 - \frac{dw_2}{dw_3}$	$1 - \frac{dw_2}{dw_3} < i_{1H}^{(4)} < \frac{1 - \frac{dw_2}{dw_3}}{1 + \sin \frac{\pi}{k}}$
AI	$1 + \frac{dw_2}{dw_3} < i_{1H}^{(4)} < \frac{1 + \frac{dw_2}{dw_3}}{1 - \frac{dw_2}{dw_3} \sin \frac{\pi}{k}}$	$1 + \frac{dw_2}{dw_3} < i_{1H}^{(4)} < \frac{1 + \frac{dw_2}{dw_3}}{1 - \sin \frac{\pi}{k}}$

Анализ неравенств показывает на возможность образования нулевых и смещенных зацеплений планетарных механизмов AA и II для  $dw_2/dw_3 \neq 1$  и для механизмов AI с  $dw_2/dw_3 \leq 1$  и  $dw_2/dw_3 \geq 1$  при разных углах наклона зубьев и коэффициентах смещения.

**Выводы.** Рассмотрен синтез простых планетарных механизмов с косозубыми цилиндрическими колёсами типа AA, II, AI осевые силы которых уравновешены. Приведены генеральные уравнения для подбора чисел зубьев колес и неравенства, определяющие область существования механизмов. Предлагаемые механизмы с косозубыми колесами позволяют передавать значительно больше мощности, чем с прямозубыми при высокой плавности движения и одинаковых габаритах.

**Список литературы:** 1. Кладова О.Ю., Сапрыкин В.Н., Шебанов И.Г. К синтезу оптимальных планетарных механизмов типа AI с косозубыми цилиндрическими колёсами // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Проблемы механического привода". – Харьков, 2009. – №19. – С.90–95. 2. Ткаченко В.А. Планетарные механизмы. (Оптимальное проектирование). Харьков, "ХАИ", 2003. – 445с.

Поступила в редакцию 10.06.10

УДК 621.771

**П.В. КРОТ**, к.т.н., ИЧМ им. З.И. Некрасова НАН Украины, г. Днепропетровск

### ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РЕДУКТОРНОГО ПРИВОДА С ИЗМЕНЯЕМОЙ СТРУКТУРОЙ ВЫСОКОСКОРОСТНОГО ПРОВОЛОЧНОГО ПРОКАТНОГО БЛОКА

Виконано дослідження динаміки високошвидкісного дротового редукційно-калібруючого стану. Розроблено діагностичну модель лінії приводу блоку зі змінною структурою на основі передатних функцій. Виконано аналіз амплітудних і фазових частотних характеристик приводу. Розроблено програмне забезпечення для автоматизованих розрахунків у реальному часі обертових коливань у лінії приводу.

It has been carried out a research of dynamics of the high speed wire reduction-sizing mill (RSM). Diagnostic model is developed of the multi-ratio drive train on the basis of transfer functions. The amplitude and phase-frequency characteristics of drive are analyzed. Software is developed for on-line calculations of the torsional oscillations in the drive train.

**Введение.** Действующие на сегодняшний день в СНГ проволочные прокатные станы поставлены известными производителями прокатного оборудования – фирмами Скот и СМС (Германия), Морган (США), Даниели (Италия). Ранее сотрудниками ИЧМ были выполнены экспериментальные и теоретические исследу-

дования динамических процессов (вибрации, крутильных моментов) в прокатных блоках Белорезцкого (БМК) и Череповецкого (ЧерМК) металлургических комбинатов, а также Белорусского (БМЗ) и Молдавского (МолдМЗ) металлургических заводов [1]. Было установлено, что в переходных режимах нагрузок 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  $K_d=2.4\dots 3.4$ , которые с вероятностью 0,95 не зависят от скорости прокатки [2-4]. В исследованиях фирмы Морган [5] отмечена такая же закономерность малой динамики при захватах металла валками. Несмотря на это, на стане 150 БМК фиксировались достаточно частые поломки оборудования (зубчатых передач), основной причиной которых определены повышенные статические нагрузки за счет натяжения раската между клетями, которые могут достигать  $30 \text{ Н/мм}^2$  (оценка выполнена по крутильным моментам в момент захвата металла валками). Предложены рекомендации по корректировке режимов работы блока.

**Постановка проблемы.** В настоящее время на многих предприятиях, производящих сортовой прокат и проволоку, стоит проблема повышенных вибраций редукторных приводов высокоскоростных прокатных блоков, которая до конца не решена как в СНГ, так и в дальнем зарубежье. Нарастание скорости свыше 110-115 м/с ограничено высокой вероятностью "забуривания" раската из-за его колебаний в межклетевых промежутках блоков и последующей потери продольной устойчивости либо обрыва в зависимости от диаметра, формы сечения (круг, овал) и предварительной настройки клетей, которые в процессе прокатки не регулируются. Природа этой нестабильности до сих пор однозначно не установлена, наблюдение за процессом в полностью закрытых во время прокатки корпусах блоков затруднено или невозможно, что требует проведения углубленных аналитических исследований динамики приводов блоков. Проблема также заключается в том, что исследуемый в данной работе прокатный стан производства фирмы Морган, в отличие от всех ранее исследованных в СНГ блоков, имеет изменяемую структуру привода, за счет чего достигаются определенные технологические преимущества при прокатке катанки различного сортамента, но усложняется динамический анализ и диагностика оборудования. Это требует автоматизации процесса расчета собственных частот крутильных колебаний и кинематических частот зубчатых зацеплений с целью диагностики редукторного привода.

**Анализ публикаций.** Известны зарубежные исследования, выполненные на 8-клетевом прокатном блоке [6, 7]. Было установлено, что при постоянной скорости прокатки, совпадение кинематических частот зубчатых зацеплений редуктора и частот собственных крутильных колебаний линий привода может привести к амплитудам, сопоставимым по уровню или превышающих в несколько раз технологический момент прокатки на валках. Разработаны

математические модели для оптимизации конструкции прокатных блоков за счет устранения кинематических возмущений в рабочих диапазонах скоростей прокатки. Причем, в качестве наиболее опасных рассматриваются 8 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 эффективным является изменение количества зубьев в передачах (при тех же передаточных отношениях), т.к. основной причиной возникновения колебаний является периодическое изменение жесткости зацепления в редукторах и муфтах. Амплитуда колебаний жесткости зацепления зависит от коэффициента  $\varepsilon_R$  перекрытия зубьев. Рассмотренный в исследованиях диапазон его изменения  $\varepsilon_R=2.5\dots 4.1$  позволяет снизить динамику в линии привода до приемлемых величин. Основными подходами к решению задачи повышения скорости прокатки являются диагностика состояния оборудования и контроль натяжения раската.

Диагностика оборудования блоков. При увеличении скоростей прокатки на проволочных блоках большое значение приобретают дефекты привода: эксцентриситеты рабочих валков (шайб); неуравновешенность деталей приводной линии; перекосы валов при износе опор; дефектах монтажа и соединительных муфт; износ зубчатых передач, поломки зубьев; дефекты подшипниковых узлов. Кроме аварийных отказов, они вызывают кинематические возмущения, влияющие на точность катанки. Для выявления дефектов используются системы диагностики прокатных блоков [8, 9]. Известен способ обнаружения налипания металла в калибрах валков проволочного блока, включающий периодические измерения АЧХ и сравнение их с эталонными функциями [10]. Исследования ИЧМ по диагностике прокатных блоков выполнялись одновременно с измерениями крутильных колебаний моментов в линиях привода и оптимизацией режимов прокатки на различных станах [11]. Предложены системы диагностики роликовых проводок на основе контроля скорости их вращения [12, 13]. За рубежом для демпфирования колебаний раската при повышенных скоростях (более 100 м/с) применяют специальные ролики [14].

**Контроль усилий натяжения.** При повышенных вибрациях чистовых блоков в процессе высокоскоростной прокатки катанки для выполнения допусков по геометрии необходимо поддержание минимального усилия натяжения и подпора [15]. Ввиду отсутствия прямых методов измерения натяжения катанки, в качестве параметров предложено использовать его прогиб, а также частоту и амплитуду поперечных колебаний металла между клетями [16], что пока не

реализовано в чистовых блоках с групповым приводом валков. За рубежом применяются программные продукты для расчета режима обжатий раската по критериям как внутренних свойств и структуры металла, так и точности его геометрических размеров. При этом динамические процессы, происходящие в линиях привода прокатных блоков, в расчетах не учитываются.

**Цель исследования.** Целью данных исследований является разработка динамической модели редукторного привода высокоскоростного блока конструкции Морган с изменяемой структурой. На основе модели крутильной системы необходимо установить возможные причины возбуждения колебаний раската при различной скорости прокатки и установить режимы, оказывающие наименьшее влияние на размеры сечения прокатываемого металла, которые ограничены допусками 0.10-0.15мм.

**Методы решения задачи.** В отличие от зарубежных исследований прокатных блоков, где расчеты в основном выполнялись методом численного моделирования, в данной работе аналитический анализ крутильных колебаний в редукционно-калибрующем блоке (РКБ) выполняется на основе передаточных функций. Частотные характеристики (АЧХ, ФЧХ) наряду с остальными основными функциями: переходной (отклик на ступенчатое воздействие); импульсной (отклик на единичный импульс) полностью описывают поведение динамической системы и взаимосвязаны между собой известными соотношениями, полученными в результате преобразования Фурье.

**Динамический анализ прокатного блока.** В данной статье рассматривается наиболее сложный в кинематическом отношении привод РКБ Белорусского металлургического завода\*. На основе операционного метода непосредственно строятся передаточные функции по известным дифференциальным уравнениям системы, как отношение изображения выходной величины (отклик) к изображению входного воздействия (возмущение). Амплитудные и фазовые частотные характеристики (АЧХ, ФЧХ) могут быть построены в любом месте линии привода по входным возмущающим воздействиям в виде колебаний натяжения, усилия прокатки, дефектов зубчатых зацеплений и дисбаланса валов привода. Основные преимущества частотных методов анализа заключаются в следующем:

1. Возможность непосредственного вычисления собственных частот, амплитуд и фаз по каждой из форм колебаний для систем с произвольной структурой. Известный метод М. Толле (остаточных сумм) применяется в основном для рядных систем, а метод В.П. Терских (цепных дробей) требует громоздких табличных вычислений.

2. Обеспечивается учет в аналитическом виде параметров демпфиро-

вания и анализ устойчивости всей системы, включающей электродвигатели с регуляторами и механические элементы оборудования.

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

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

К недостаткам метода можно отнести сложности аналитического исследования систем с нелинейностями и переменными параметрами, требующие применения других методов [17].

В работе Н.Н. Дружинина [18] и других работах, касающихся систем управления прокатными станами, кроме передаточных функций использован термин "передаточный коэффициент", под которым понимают коэффициент, полученный при разложении функции, например, усилия прокатки в ряд при линеаризации по частным производным от технологических параметров прокатки. В динамических расчетах этим же термином определяется значение передаточной функции при нулевой частоте для описания статических свойств системы. Результаты применения частотного метода для анализа многомассных клеток листовых прокатных станков приведены в работе Ю.Д. Железнова и др. [19]. 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. [20] 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 [21] передаточные функции использованы при оптимизации конструктивных параметров линий привода прокатных станков.

В исследованиях ИЧМ рассматривались передаточные отношения по скорости в функции угла поворота плоских механизмов в работе С.Н. Кожевникова [22]. Частотные передаточные функции получены в работе В.И. Лошкарева [23] для электромеханических систем трехмассных линий привода. В работе П.Я. Скичко, В.В. Веренева и др. [24] была получена передаточная функция одномассной системы прокатной клетки с учетом жесткости полосы, но детальный анализ частотных свойств системы "прокатная клетка - линия привода" не проводился. Наиболее полно частотные методы анализа применялись в работе Е.Я. Подковырина [25] для исследования механических систем приводов прокатных блоков, как сложных в кинематическом отношении агрегатов. На основе АЧХ по крутильному моменту были исследованы

\* Работа выполняется при участии сотрудников РУП "БМЗ"

блоки чистовых клетей БМК, ЧерМК, МолдМЗ, БМЗ и рекомендованы диапазоны рабочих скоростей в клетях. Влияние форм крутильных колебаний, т.е. ФЧХ, на технологический процесс высокоскоростной прокатки катанки не рассматривалось.

### Разработка модели редукционно-калибрующего блока.

Рабочие валки (валковые шайбы) клетей РКБ приводятся от электродвигателя мощностью 3200кВт с частотой вращения 850...1700об/мин через конические и косозубые передачи (см. рисунок 1). Валковые шайбы расположены под углом  $45^\circ$  к горизонту и  $90^\circ$  между смежными клетями. В блоке установлены две первые редукционные клетки с валковыми шайбами диаметром 230÷205мм и две последние калибрующие клетки с валковыми шайбами диаметром 156÷142мм. Количество калибров на шайбе составляет 2 или 4 (на валковых шайбах клетей №32-34 для катанки диаметром 5,0–9,0мм). На валах рабочих клетей установлены подшипники скольжения, трехслойные типа Морган. Максимальная допускаемая скорость прокатки составляет 120м/с в последней клетке. Перед РКБ и после него установлено устройство для непрерывного бесконтактного контроля геометрических размеров проката.

Линия привода РКБ состоит из четырехступенчатой коробки передач с девятью муфтами и системой управления для переключения передаточных отношений на основе серводвигателей с интерфейсом в главной системе управления станом. Муфты M1...M3 контролируют передаточное отношение ступени "А"; муфты M4, M5 - ступени "В"; муфты M6, M7 - ступени "С" и муфты M8, M9 - ступени "D". Запатентованная Морган [26] конструкция муфт (M1-M3 – две позиции, M4-M9 – три позиции) в зависимости от прокатываемого сортамента обеспечивает множество комбинаций передаточных отношений (всего 128). Переключением муфт между зубчатыми шестернями (G1-G6) каждой ступени обеспечивается различная схема силовых потоков и, соответственно, передаточных отношений (см. рисунок 2), что используется при настройке скоростей (обжатий) в смежных клетях блока при разных диаметрах валковых шайб и сортаменте.

Одним из основных вопросов в расчетах многомассных систем является создание оптимальной по размерности структуры динамической модели. В работе [27] 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 [28] оптимальный диапазон собственных частот системы, оценивается по отношению амплитуд максимальной и минимальной гармоники, который должен составлять не больше десяти. В работе [29] 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 со-

ращения масс динамической модели. При много меньшем единицы отношении максимальной собственной частоты к парциальной частоте некоторой массы, ее можно исключить.

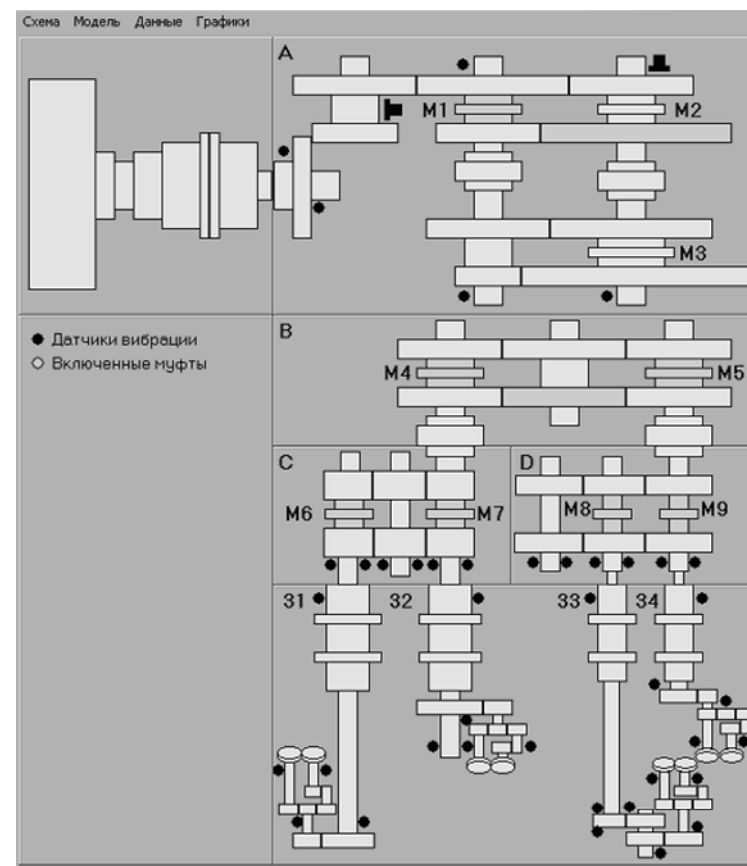


Рисунок 1 – Структурная схема линии привода в системе моделирования РКБ

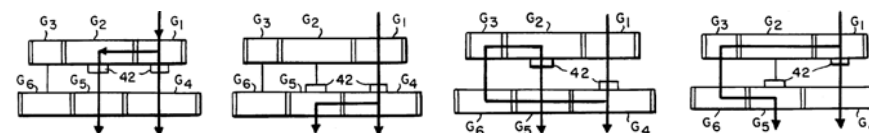


Рисунок 2 – Схема силовых потоков при переключении муфт ступени D

Первая собственная частота крутильной системы привода РКБ, приведенная фирмой-разработчиком Морган (входящей теперь в состав Siemens VAI), составляет 19.6Гц. Узел системы (позиция максимального момента) при

такой частоте колебаний располагается между муфтой двигателя и шестеренчатым переходником, что характерно и для других типов прокатных станов, т.к. приведенный момент инерции двигателя, как правило, является максимальным из всех элементов привода. Частота основной формы оказывается достаточно низкой и попадает в диапазон регулятора скорости, поэтому для ее нейтрализации предусмотрен узкополосный режекторный фильтр с регулировкой центральной частоты в диапазоне 15...25Гц. При ослаблении центральной частоты минимум в 4 раза (12dB), фильтр должен сводить к минимуму любое стремление системы к колебанию на основной частоте. Из-за большого разброса моментов инерции в коробке передач РКБ, регулятор скорости двигателя настроен на минимальное значение из 4-х различных передаточных отношений ступеней.

Расчетная схема линии привода РКБ представлена на рисунке 3, где в качестве сосредоточенных масс приняты: двигатель ( $Q_1$ ), ступени редуктора А, В, С, D ( $Q_2-Q_5$ ) и валковые узлы клеток 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 ( $C_{46}, C_{47}, C_{58}, C_{59}$ ).

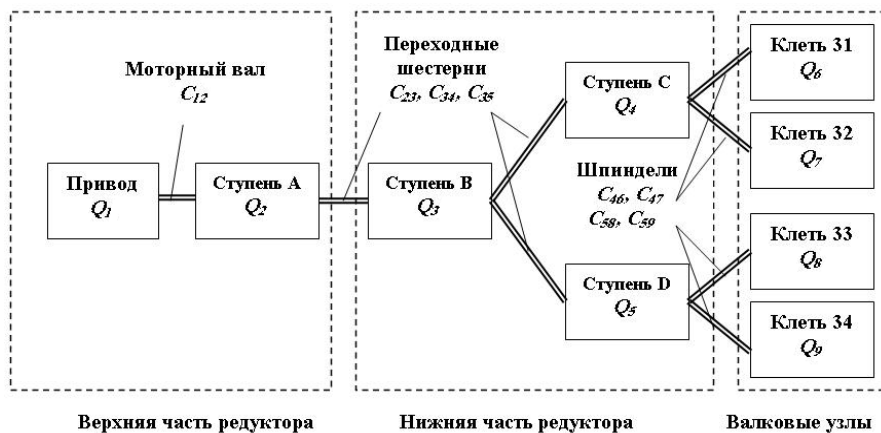


Рисунок 3 – Расчетная схема динамической модели линии привода РКБ

В качестве внешних воздействий 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 РКБ составлены в абсолютных углах колебаний сосредоточенных масс и относительных углах закручивания валов, которые представлены выражениям (1) и (2), где  $Q_i$  – моменты инерции сосредоточенных масс;  $\varphi_i$  –

абсолютные углы поворота масс;  $\varphi_{ij}$  – относительные углы закручивания упругих связей (валов);  $M_1$  – электромагнитный момент двигателя;  $M_6...M_9$  – моменты нагрузки на валках;  $M_{ij} = C_{ij}(\varphi_i - \varphi_j)$  – моменты сил упругости.

$$\begin{aligned}
 Q_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 &= M_1 - M_{12}; & \ddot{\varphi}_2 &= (M_1 - M_{12})/Q_1 - (M_{12} - M_{23})/Q_2; \\
 Q_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 &= M_{12} - M_{23}; & \ddot{\varphi}_{23} &= (M_{12} - M_{23})/Q_2 - (M_{23} - M_{34} - M_{35})/Q_3; \\
 Q_3 \cdot \ddot{\varphi}_3 &= M_{23} - M_{34} - M_{35}; & \ddot{\varphi}_{34} &= (M_{23} - M_{34} - M_{35})/Q_3 - (M_{34} - M_{46} - M_{47})/Q_4; \\
 Q_4 \cdot \ddot{\varphi}_4 &= M_{34} - M_{46} - M_{47}; & \ddot{\varphi}_{35} &= (M_{23} - M_{34} - M_{35})/Q_3 - (M_{35} - M_{58} - M_{59})/Q_5; \\
 Q_5 \cdot \ddot{\varphi}_5 &= M_{35} - M_{58} - M_{59}; & \ddot{\varphi}_{46} &= (M_{34} - M_{46} - M_{47})/Q_4 - (M_{46} - M_6)/Q_6; \\
 Q_6 \cdot \ddot{\varphi}_6 &= M_{46} - M_6; & \ddot{\varphi}_{47} &= (M_{34} - M_{46} - M_{47})/Q_4 - (M_{47} - M_7)/Q_7; \\
 Q_7 \cdot \ddot{\varphi}_7 &= M_{47} - M_7; & \ddot{\varphi}_{58} &= (M_{35} - M_{58} - M_{59})/Q_5 - (M_{58} - M_8)/Q_8; \\
 Q_8 \cdot \ddot{\varphi}_8 &= M_{58} - M_8; & \ddot{\varphi}_{59} &= (M_{35} - M_{58} - M_{59})/Q_5 - (M_{59} - M_9)/Q_9; \\
 Q_9 \cdot \ddot{\varphi}_9 &= M_{59} - M_9.
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

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

**Модальный анализ редукторного привода.** 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-производителем РКБ, отклонения от которых расчетных частот не превышают 10%. Исследованы частотные характеристики линии привода РКБ по крутильным моментам. В качестве примера (см. рисунок 4) приведены расчетные функции по каналу "валки - вал электропривода" при входном воздействии на рабочие валки в клетях №32-33. По графикам АЧХ и ФЧХ можно оценивать влияние 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 (22.7Гц) обусловлено тем, что совпали нули (корни частотного полинома числителя) и полюсы (корни полинома знаменателя) соответствующей передаточной функции. Поэтому на этих частотах происходит ослабление амплитуды колебаний момента в данной упругой связи.

По ФЧХ определяются формы колебаний валков в клетях РКБ, расчет-

ные значения которых в относительных единицах приведены в таблице 1. 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 1, что соответствует узлам колебаний, т.е. местам перехода амплитуды через ноль. 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.

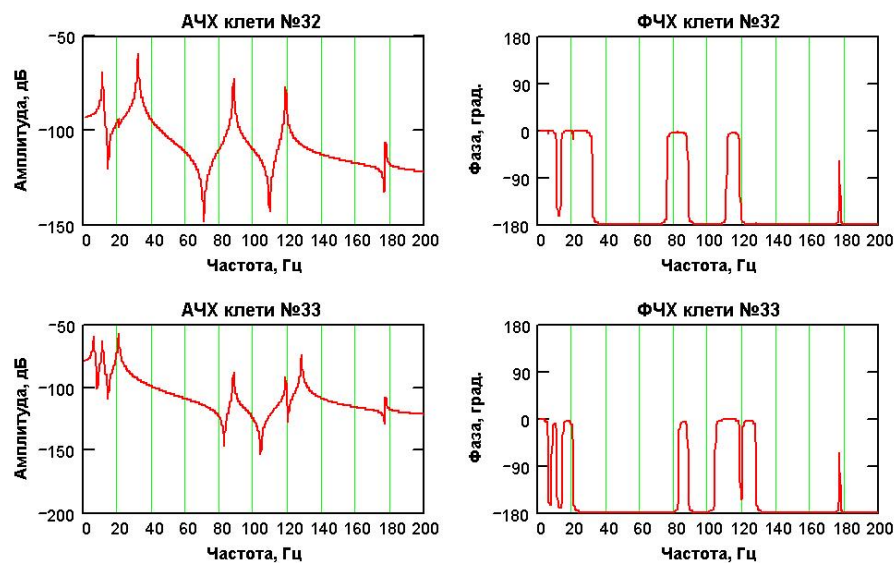


Рисунок 4 – АЧХ (а) и ФЧХ (б) клеток 32 и 33 РКБ

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, 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·м<sup>2</sup>. 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.

Таблица 1 – Формы собственных колебаний линии привода РКБ

массы	Собственные частоты системы (Гц)							
	20.1	22.7	25.2	31.8	45.6	62.8	102.0	156.0
Q1	-0.324	0.073	0.001	0.001	-0.09	-0.001	-0.059	0.015
Q2	0.130	0.017	0.001	0.001	0.187	0.003	0.854	-0.530
Q3	0.073	-0.040	0.001	0.001	0.406	0.005	0.452	0.835
Q4	0.167	-0.232	0.001	0.001	0.346	-0.653	-0.147	-0.089
Q5	0.205	0.090	0.001	0.001	0.575	0.662	-0.204	-0.120
Q6 (31)	0.278	-0.473	0.001	-0.707	-0.328	0.226	0.016	0.004
Q7 (32)	0.278	-0.473	0.001	0.707	-0.328	0.226	0.016	0.004
Q8 (33)	0.569	0.491	-0.707	0.001	-0.252	-0.127	0.013	0.003
Q9 (34)	0.569	0.491	0.707	0.001	-0.252	-0.127	0.013	0.003

**Моделирование крутильных колебаний в линии привода.** Учитывая плотный спектр собственных частот привода РКБ (18, 22, 25, 26, 41, 63, 102, 156 Гц) в диапазоне до 60 Гц можно ожидать повышенного влияния крутильных колебаний через натяжения с периодами амплитудной модуляции 3-5 Гц за счет биений в ветвях привода.

Выполнено моделирование импульсного возмущения на входе в РКБ в виде прямоугольного скачка момента нагрузки на валках в клетях 31. Длительность импульса задавалась в диапазоне 0.001...0.01 с, что соответствует времени прохождения дефекта на поверхности катанки или прокатной шайбы при частотах вращения 120-220 Гц на скорости 110 м/с. Транспортирование металла между клетями происходит с запаздываниями порядка 0.003...0.01 с. Установлено, что картина динамических процессов в блоке может качественно изменяться. При большой длительности возмущений, в т.ч. ступенчатых, две более высокие собственные частоты (около 100 и 150 Гц) себя практически не проявляют. В то же время при повышении частоты импульсного возмущения (уменьшении его длительности), формы колебаний, связанные с этими собственными частотами и локализованные в ступенях "С" и "D" редуктора становятся заметными в переходных процессах при амплитуде возмущения 1% от статического момента прокатки.

**Программное обеспечение 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 профилируемого 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 приведена диаграмма частот (см. рисунок 5), где вертикальные линии соответствуют собственным частотам, горизонтальные – скорости привода, а наклонные – кинематическим частотам возмущений в выбранных пользователем зубчатых зацеплениях блока.

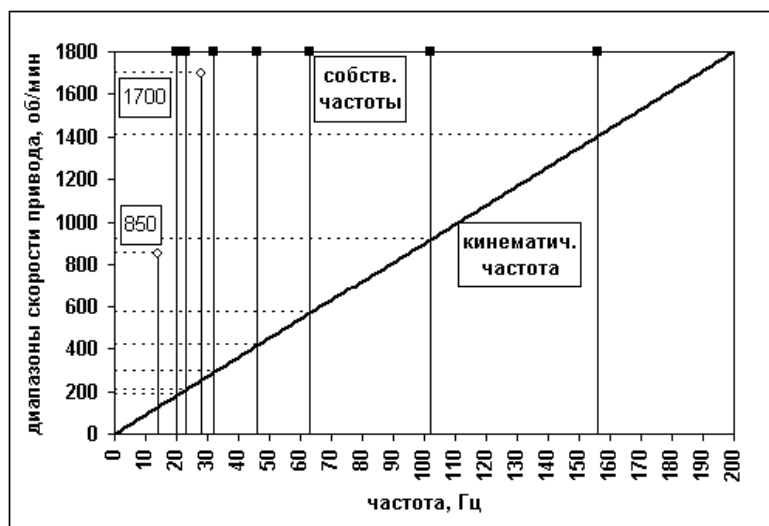


Рисунок 5 – Диаграмма кинематических и собственных частот РКБ

Пользователь программы, как и оператор стана, устанавливая рабочую скорость привода, получает картину динамических процессов, происходящих внутри блока в виде диаграмм кинематических и собственных частот (зависящих от конфигурации включенных муфт). Для каждого профилируемого сортамента точки совпадения кинематических и собственных частот определяют допустимые диапазоны скорости привода. Целенаправленным изменением скорости можно снижать колебания в тех упругих связях (зацеплениях), которые в наибольшей степени влияют на стабильность процесса прокатки и усиление вибрации блока.

**Диагностика привода.** Исследуемый стан оснащен полустационарной системой вибродиагностики, т.е. датчики постоянно установлены на опорах валов, а сбор данных осуществляется переносными приборами. Всего в раз-

личных местах установлено 42 датчика вибрации (см. рисунок 1). Появляется возможность с помощью программного обеспечения проводить достоверную диагностику зубчатых зацеплений и подшипников РКБ при изменении структуры привода за счет текущей, выбранной на момент измерений, конфигурации включенных муфт, которые влияют на частотную картину по всему блоку. Наряду с вибрацией целесообразно реализовать контроль крутильных колебаний цифровыми телеметрическими измерителями с бесконтактным питанием, разработанными в ИЧМ, позволяющими получать сигнал с тензометрических датчиков, установленных на вращающихся валах. Это позволит расширить диагностические возможности системы и осуществлять мониторинг крутильных колебаний в блоке на основе динамической модели.

**Выводы и перспективы исследований.** Проведенный анализ известных исследований динамических процессов в прокатных блоках показал, что высокоскоростной сортовой прокатке присущи крутильные колебания привода даже на постоянных скоростях привода, которые оказывают негативное влияние на стабильность технологического процесса и точность размеров катанки.

Исследуемый чистовой редукционно-калибрующий блок с кинематической схемой переменной структуры на основе четырехступенчатой коробки передач с управляемыми сервомуфтами обуславливает необходимость учета изменений приведенных упруго-массных параметров и собственных частот крутильной системы для каждого сортамента отдельно.

Целесообразно применение передаточных функций, как наиболее общего метода исследования линейных динамических систем с демпфированием. Разработана диагностическая модель РКБ, которая позволяет определять влияние технического состояния зубчатых зацеплений (общий износ, дефекты) на динамические процессы в зоне рабочих валков.

Программное обеспечение, разрабатываемое для динамических расчетов крутильных колебаний клетей блока, позволяет в реальном масштабе времени определять частотные характеристики в зависимости от текущей структуры.

**Список литературы:** 1. Горбанев А.А. Комплекс исследований, выполненный при освоении, эксплуатации и усовершенствовании конструкции высокоскоростных проволочных блоков / А.А. Горбанев, А.М. Юнаков, Е.А. Евтеев, А.Н. Кулдай // Производство проката. – 2004. – №3. – С.15–18. 2. Юнаков А.М. 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. Кулеша В.А. 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. Емченко В.С. 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. Wang J. Torsional vibration modeling and dynamic simulation of a rolling stand power transmission system / J. Wang, L.M. Cartright // Iron & Steel Eng. – 1999. – Jun. – Pp.30–34. 6. Тредер Х. Модель для исследования крутильных колебаний в раздаточном редукторе проволочного стана / Х. Тредер, Г. Дикханс, Х. Пекен // Черные металлы. – 1979. – №22. – С. 23–28. 7. Тредер Х. Моделирование крутильных колебаний в раздаточном редукторе проволочного стана / Х. Тредер, Г. Дикханс, Х. Пекен // Черные

металлы. – 1980. – №24. – С.9–15. **8. Hofner J.** Predictive maintenance for No-Twist rod mills using vibration signature analysis / J. Hofner, J.E. Olenick, J.D. Foley // *Iron & Steel Eng.* – 1991. – Jan. – Pp.55–61. **9. Schmidt J.M.** Continuous Vibration Monitoring of a 10-Stand Rod Block / J.M. Schmidt, R.E. Player, et al. // *AISE Steel Technology.* – 2002. – January. – Pp.44–45. **10. А.с. №519239 СССР.** МКИ В21 В 37/00. Способ обнаружения налипания металлов в калибрах валков чистой клетки при прокатке / В.Н. Выдрин, П.Н. Амосов и др. Челябин. политехн. ин-т. 2103797/02 Заявл. 11.02.1075. Оpubл. 30.06.1976. Бюл. №24. **11. Верев В.В.** Приложения исследований динамических процессов в прокатных станах к решению прикладных задач производства проката / В.В. Верев, А.М. Юнаков // Труды IV Конгресса прокатчиков, Магнитогорск, 16-19 октября 2001г. – М.: ОАО "Черметинформация". – Т.2. – 2002. – С.316–319. **12. Жучков С.М.** Контроль работоспособности роликовых проводок прокатных станов / С.М. Жучков, А.Н. Бондаренко // *Сталь.* – 1996. – №1. – С.43–45. **13. Патент №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. 20011129443/02. Заявл. 02.11.2001. Оpubл. 20.01.2004. Бюл. "Изобретения". – 2004. – №2. – С.643. **14. Патент. №1262014.** Япония. МКИ В21В 39/00. Sizing roller guide for bar steel and wire rod / U. Ryuichi; S. Takeshi. Hitachi Metals Ltd. Оpubл. 18.10.1989. **15. Горбанев А.А.** Теоретические и технологические основы высокоскоростной прокатки катанки / А.А. Горбанев, С.М. Жучков, В.В. Филиппов и др. – Мн.: Выш. шк., 2003. – 287с. **16. Праздников А.В.** Автоматизация непрерывных мелкосортных станов / А.В. Праздников, В.С. Егоров, С.Д. Гринберг и др. – М.: Металлургия, 1975. – 216с. **17. Крот П.В.** Параметрические колебания в прокатных станах // Сб. научных трудов НГАУ – Дн-ск: Национальный горный ун-т, 2002 – №13. – Т.3. – С.15–21. **18. Дружинин Н.Н.** Непрерывные станы как объект автоматизации. – М.: Металлургия, 1975. – 336с. **19. Железнов Ю.Д.** Статистические исследования точности тонколистовой прокатки / Ю.Д. Железнов, С.Л. Коцарь, А.Г. Абиев. – М.: Машиностроение, 1974. – 240с. **20. Дукмасов В.Г.** Производство точного проката / В.Г. Дукмасов, В.Н. Выдрин, О.И. Тищенко. – М.: Металлургия, 1990. – 168с. **21. Адамия Р.Ш.** Оптимизация динамических нагрузок прокатных станов – М.: Металлургия. – 1978. – 232с. **22. Кожевников С.Н.** 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. **23. Лошкарев В.И.** Динамика электромагнитных систем приводов непрерывных станов горячей прокатки: Дисс. ... канд. техн. наук. 05.05.08 – Днепропетровск: Ин-т черной металлургии, 1968. – 325с. **24. Скичко П.Я.** Влияние жесткости прокатываемой полосы на динамические свойства клетки / П.Я. Скичко, В.В. Верев, И.И. Леера, В.Д. Петров // "Листопркатное производство". Тем. отраслевой сб. ИЧМ. – 1975. – №4. – С.69–73. **25. Подковырин Е.Я.** Исследование амплитудно-частотных характеристик сложных высокоскоростных машин // Деп. научные работы. Библ. указатель ВИНТИ. – 1987. – №5. – 169с. **26. Патент US 5 921 152. F16 H 37/06.** Optional multi-ratio gear transmission system. Wang J. Morgan Construction. Priority Jul. 13, 1999. **27. Ленский А.Н.** О погрешностях замены распределенных параметров систем дискретными / А.Н. Ленский, В.М. Лобода // *Динамика металлургических машин.* Сб. трудов ИЧМ. – 1969. – №31. – С.41–46. **28. Чекмарев А.П.** Методы исследования процессов прокатки / А.П. Чекмарев, С.А. Ольдзиевский. – М.: Металлургия, 1969. – 293с. **29. Банаш Л.Я.** Связь спектрального числа обусловленности с возможностью упрощения динамической модели // *Колебания сложных упругих систем.* – М.: Наука, 1981. – С.35–37.

Поступила в редколлегию 15.05.10

УДК 621.83

**М.В. МАРГУЛИС**, д.т.н., профессор каф. ТМ ПГТУ, г. Мариуполь  
**В.В. МИТИН**, магистр каф. ТМ ПГТУ

## РАЗМЕРНО-ФУНКЦИОНАЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ ВОЛНОВЫХ ПЕРЕДАЧ С ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ И ВЫБОР ТРЕБУЕМОЙ ТОЧНОСТИ ИХ ИЗГОТОВЛЕНИЯ

Виконаний розмірно-функціональний аналіз основного вузла механізму – передавального вузла, що включає вхідний вал, диски, прещесуюче, рухливе і нерухоме колеса. Встановлено зв'язки між розмірами всіх деталей механізму і складання загального розмірного ланцюга хвильової передачі з проміжними тілами качення.

The size-functional analysis of basic knot of mechanism is executed – transmitter knot, plugging in itself an entrance billow, disks, precessing, mobile and immobile wheels. Connections between the sizes of all details of mechanism and drafting of frame-clamping size chain of wave transmission are set with the intermediate bodies of wobbling.

Волновая передача с промежуточными телами качения (ВППТК) является уникальной разработкой в области силовых зацеплений, так как обеспечивает возможность получения передаточных чисел в интервале  $\approx 10 \dots 40000$  и более, обладает высоким КПД, вследствие изменения конструкции передающего узла в сравнении с известными аналогами ВППТК [1], и обеспечивает передачу высоких вращающих моментов.

При разработке любого передаточного механизма необходим его размерно-функциональный анализ с целью минимизации себестоимости его изготовления. Размерно-функциональный анализ ВППТК позволяет: определить точность деталей механизма, необходимую и достаточную для его правильного функционирования, и минимизировать их себестоимость изготовления. Он включает:

- размерно-функциональный анализ основного узла механизма – передающего узла, включающего в себя входной вал, диски, прещесующее, подвижное и неподвижное колеса.
- установление связи между размерами всех деталей механизма и составление сборочной размерной цепи ВППТК.

Наиболее ответственной частью ВППТК является передающий узел (см. рисунок 1), состоящий из входного вала (1), дисков (2, 3), прещесующего (4), подвижного (5) и неподвижного колес (6), контакт между которыми осуществляется через промежуточные тела качения – шарики (7, 8). Очень важно правильно произвести точностной расчет данного узла с целью исключения дефектов волновом зацеплении тел качения и зигзагообразной дорожки качения.

В качестве замыкающего звена при расчете сборочной размерной цепи ВППТК принимается зазор между телами качения (шариками) и поверхно-