



Рахманов С. Р.

Вышинский В. Т.

Национальная  
металлургическая  
академия  
Украины

УДК 621.774.32/.38

## НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ УПРОЩЕНИЯ РАЗВИТЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ РЯДНЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ НА ПРИМЕРАХ СТАНОВ ТРУБОПРОКАТНОГО ПРОИЗВОДСТВА

*Разработана инженерная методика упрощения развитых динамических моделей рядных механических систем на примерах станов трубопрокатного производства, которая включает в себя комбинацию приемов и дальнейшее развитие известных методов расчета динамики тяжелых машин.*

*The engineering method of simplification of the developed dynamic models of the row mechanical systems is developed on the examples of figures of трубопрокатного production, which plugs in itself combination of receptions and further development of the known methods of calculation of dynamics of heavy machines.*

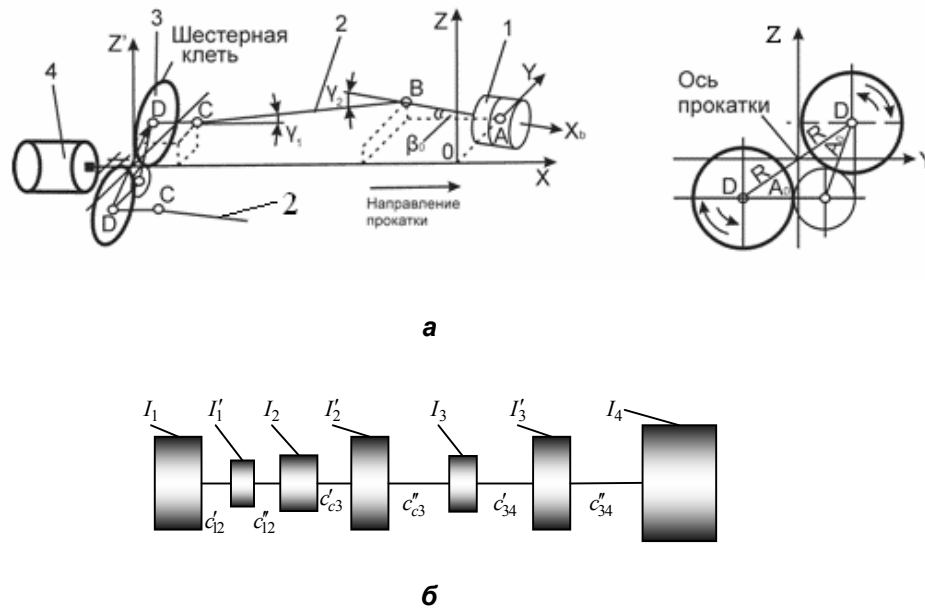
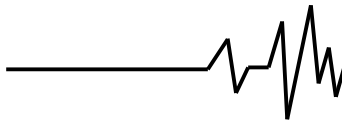
Широкое распространение в различных тяжело нагруженных машинах и агрегатах металлургического производства имеют механические системы, кинематическая и силовая связь исполнительных механизмов которых осуществляется, посредством массивных звеньев.

Остановимся более подробно на таких наиболее ярких примерах аналогичных машин и агрегатов, как трубопрокатные агрегаты (ТПА) и станы холодной прокатки труб (ХПТ).

Станы ТПА представляют комплекс тяжело нагруженных машин и механизмов, выполняющих различные технологические операции по производству горячекатаных труб. Опыт эксплуатации станов ТПА показывает, что условия нагружения и формирования силовой линии и элементов главного привода носит достаточно сложный характер. Чаше всего режимы производства бесшовных труб (гильз) на станах ТПА сопровождаются значительными динамическими нагрузками, что приводит к их преждевременному разрушению и существенному сдерживанию возможного роста производительности всей

технологической линии. Скоростные и деформационные режимы работы станов, в силу их морального износа чаще, всего соответствуют нижнему уровню технических характеристик. Неоднократные попытки форсирования скоростных и силовых режимов работы главного привода прошивного стана в этих условиях не увенчались успехом.

Отметим, что, в большинстве, устаревшие по своей конструкции групповые или индивидуальные приводы рабочих валков станов содержат массивные крупногабаритные валопроводы. Следовательно, формирование характерных пиковых динамических нагрузок в элементах линии привода по ходу реализации технологического процесса, как правило, обусловлено особенностями их функционирования. Для оценки уровня динамических нагрузок в расчетных схемах главную силовую линию станов винтовой прокатки труб во многих случаях представляют в виде многомассовой рядной механической системы (рис. 1), упрощение которой осуществляется не корректно и без особых обоснований [1, 2].

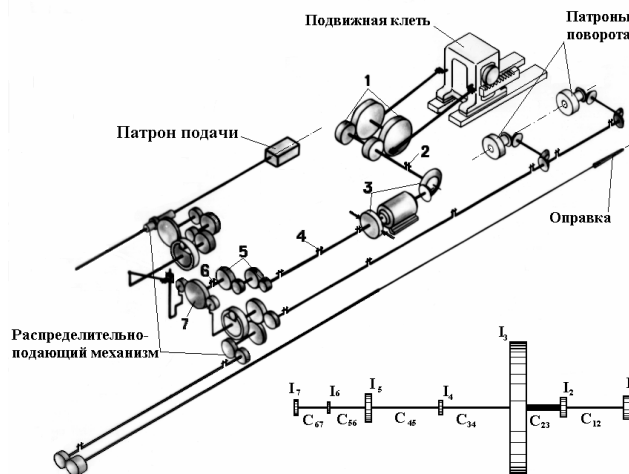


**Рис. 1. Кинематическая схема главного привода валков рабочей клетки прошивного стана ТПА и ее динамическая модель: 1 – валок; 2 – универсальный шпиндель; 3 – шестеренная клетка; 4 – электродвигатель**

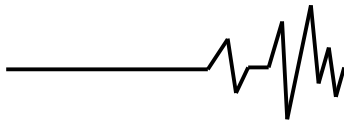
По необходимости, дальнейший процесс трансформации исходной горячекатаной трубной заготовки (гильзы) в готовое изделие – тонкостенную холоднокатаную трубу осуществляется на станах холодной прокатки труб (ХПТ), принципиальная схема которой представлена на рисунке 2.

Обрабатываемая заготовка (гильза) устанавливается между валками в подвижной массивной рабочей клетке стана. Валками заготовка (гильза) раскатывается в

тонкостенную трубу на оправке, удерживаемая стержнем на оси прокатки. В периоды прохождения клетку крайних положений соответственно, периодически, осуществляет поступательное и вращательное движения гильза, посредством патронов подачи и поворота. Синхронизация циклов операций подачи и поворота гильзы с положением клетки реализуется распределительно-подающим механизмом.



**Рис. 2. Кинематическая схема и многомассовая динамическая модель главной силовой линии станов ХПТ**



Из технологической особенности процесса холодной прокатки следует, что механизмы стана ХПТ функционируют в различных непрерывных или периодических (цикловых) режимах.

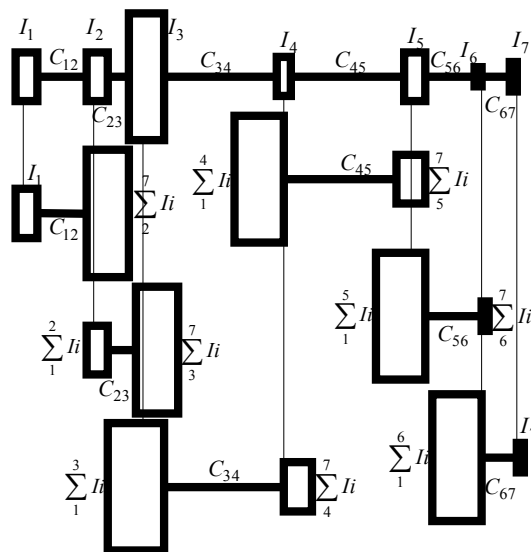
Системы стана ХПТ объединяют в следующие основные узлы: спаренный кривошипно-ползунный механизм перемещения клетки; силовую установку, включающую электродвигатель, угловой редуктор и тормоз; входной редуктор распределительно-подающего механизма; вал шайбы кулачково-рычажного механизма; соединяющие валы и муфты. Для удобства анализа динамических явлений в цепи все узлы могут быть объединены, в так называемую, главную силовую линию стана ХПТ.

Пиковые значения динамических нагрузок и различного рода явления, в рассматриваемых (принятых) многомассовых динамических моделях сложных механических систем, определяется низшими частотами собственных колебаний, которые характеризуются, как правило, первыми формами колебаний этих систем. В ряде случаев, при

необходимости вычисления частот собственных колебаний данных многомассовых 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 машине становится затруднительным.

Ниже, в работе, приводится одна из схем решения динамической задачи, представляющая комбинации известных методик с последующим развитием некоторых из них.

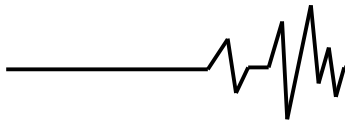
Известна методика упрощения развитых динамических моделей сложных многомассовых механических систем, приводящихся к системе рядных расположенных дискретных крутильных масс, соединенных, обладающими жесткостью, «невесомыми» участками валопровода, предполагающими возможность сведения к системе, состоящей из простых, в, общем случае, «связанных» друг с другом рядных парциальных систем с одной степенью подвижности [2, 3, 4] (рис.3).



**Рис. 3. Обобщенная динамическая модель многомассовой механической системы станов трубопрокатного агрегата и составляющие её парциальные системы**

Для анализа физических явлений и динамических процессов в сложной механической системе тяжелонагруженных машин и агрегатов необходимо знать характер колебаний в простых или, как их называют, парциальных подсистемах с дискретно расположенными массами. Каждая из таких предложенных парциальных систем

представляет собой двухмассовую подсистему. Отметим, что для принятой многомассовой динамической модели коэффициент жесткости связи, соединяющей массы вала, равен коэффициенту жесткости участка вала, угол закручивания которого взят в качестве изменяемой координаты, а массы, формируют, с рассматриваемым участком вала, простую



парциальную систему. Очевидно, при этом, парциальные подсистемы представляют собой суммы масс полной развитой системы, расположенные до и после рассматриваемого участка исходной механической системы.

Рассмотрим составление парциальных систем для многомассовых механических

систем на выбранных примерах развитых динамических моделей главных силовых линий стана ХПТ и привода рабочих валков прошивного стана ТПА.

В таблице 1 представлены основные параметры развитых механических систем стана ХПТ-32 [6].

Таблица 1

**Характеристики исходной модели главной силовой линии стана ХПТ-32-3**

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

Значения цикловых частот собственных колебаний парциальных систем, коэффициентов их связи и связанности определяются согласно [3] из выражений

$$p_{i,i+1} = (c_{i,i+1} \sum_1^n I_k / (\sum_1^i I_k \sum_{i+1}^n I_k))^{1/2};$$

$$\gamma_{i-1,i+1}^2 = (\sum_1^{i-1} I_k \sum_{i+1}^n I_k) / (\sum_1^i I_k \sum_1^n I_k); \quad (1)$$

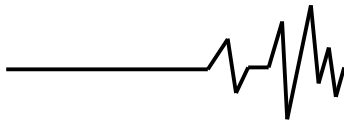
$$\sigma_{i-1,i+1} = 2\gamma_{i-1,i+1} p_{i-1,i} p_{i,i+1} / (p_{i-1,i}^2 - p_{i,i+1}^2),$$

где  $\sum_1^{i-1} I_k$  и  $\sum_1^n I_k$  – моменты инерции дискретных масс, характеризующих парциальную систему, образованную на базе участка валопровода с коэффициентом

жесткости  $c_i$ ;  $\sum_1^i I_k$  и  $\sum_{i+1}^n I_k$  – моменты инерции дискретных масс, характеризующих парциальную систему, образованную на базе участка валопровода с коэффициентом жесткости  $c_{i+1}$ .

Анализ приведенных зависимостей позволил обосновать возможность расчленения исходной динамической модели системы. Если  $\sigma \ll 1$  и  $\gamma^2 \rightarrow 0$ ; в случае же если  $\gamma^2 \rightarrow 1$  парциальные системы «сильно» связаны. В этом случае динамическую модель расчлененной системы удается представить одной парциальной системой, уменьшая число степеней свободы полной системы на единицу.

Следовательно, замена структурной группы (модуля) сложной развитой механической системы машины осуществляется динамической моделью, состоящей из массы с моментом инерции  $I_i$  и примыкающих к ней участков валопровода,



характеризуемых коэффициентами жесткости  $C_{i+1,i}$  и  $C_{i,i+1}$ , структурной группой (модулем), включающей участок валопровода с коэффициентом жесткости  $C_{i-1,i+1}$  и концевыми массами с соответствующими моментами инерции  $\Delta I_{i-1}$  и  $\Delta I_{i+1}$ . Отметим, что очень важно, чтобы собственные частоты этих структурных групп (модулей) значительно превышали наивысшую предельную частоту  $n_{\max}$ , что представляет определенный интерес изучения поведения динамической модели системы. Количественная сторона понятия «значительно превышает» устанавливается из анализа выражения  $(1-(n_{\max}/\beta)^2)$ .

Анализ данных, приведенных в таблице 1, позволяет сделать вывод о том, что самые «сильные» связь и «связанность» третьей и четвертой парциальных систем сильнее связи и связанности первой и второй, а также пятой и шестой парциальных систем. После уменьшения числа степеней свободы, вновь полученная динамическая модель, после анализа по вышеприведенной схеме, аналогично подвергается дальнейшему упрощению.

Достоверность полученных результатов и оценка степени приближения задачи может быть осуществлена после определения значений цикловых частот собственных колебаний исходной многомассовой развитой динамической модели системы.

Известны различные методики [3, 4, 5] получения значений частотных характеристик механических систем. Применительно к рядным многомассовым механическим системам для определения значений цикловых частот чаще используется рекуррентное соотношение вида

$$\Delta_{k-1} = \Delta_{k-2}(\omega^2 - \beta_{k-1,k}^2) - \Delta_{k-3}C_{k-1,k}C_{k-2,k-1}/I_{k-1}^2 \quad (2)$$

где  $\Delta_{k-1}$  – определитель  $k$ -1 порядка для «к» массовой системы;  $\Delta_{k-2}$  и  $\Delta_{k-3}$  – определители более низкого порядка;  $\beta_{k-1,k}$  – цикловые частоты собственных колебаний двухмассовых парциальных систем, на которые может быть разбита изучаемая рядная система;  $\omega$  – искомая цикловая частота собственных колебаний системы.

Из решения уравнения (2) находим искомую цикловую частоту собственных колебаний развитой системы  $\omega$ . По мере увеличения числа обобщенных координат, трудности вычислительного характера растут гораздо быстрее, чем степень приближения расчетной схемы к реальной многомассовой развитой системе. Анализируя

вышеприведенное рекуррентное соотношение, можно установить, что по мере усложнения системы (добавления новой массы на конце) определитель усложняется по сравнению с определителями, описывающими системы с  $k-1$  и  $k-2$  массами, в результате появления дополнительных сомножителей. Учитывая, что значение квадрата цикловой частоты  $\beta_{k-1,k}$  двухмассовой системы, образованной массами с моментами инерции  $I_{k-1}$  и  $I_k$ , а также участком валопровода с коэффициентом жесткости  $C_{k-1,k}$  может быть получено как сумма квадратов частот элементарных систем  $\alpha_{k-1,k}$  и  $\alpha_{k,k-1}$ , образованных массой  $I_{k-1}$  и участком вала с коэффициентом жесткости  $C_{k-1,k}$  и массой  $I_k$  с тем же участком вала, можно заключить, что коэффициенты характеристического уравнения системы формируются из значений цикловых частот элементарных систем, последовательным соединением которых, получена рядная система. В результате анализа (2) установлено, что  $A_{1k}$  – первый коэффициент характеристического уравнения системы равен сумме квадратов цикловых частот элементарных систем, а для получения значений  $A_{2k}$ ,  $A_{3k} \dots A_{k-1,k}$  целесообразно использовать рекуррентное соотношение

$$A_{ik} = A_{i,k-1} + A_{i-1,k-1}\beta_{k-1,k}^2 - A_{i-2,k-2}\alpha_{k-1,k-2}^2\alpha_{k-1,k}^2 \quad (3)$$

где  $A_{ik}$  – коэффициент характеристического уравнения «к» массовой системы;  $A_{i-1,k-1}$  и  $A_{i-2,k-2}$  – коэффициенты характеристических уравнений «к-1» и «к-2» массовых систем.

Соотношения амплитуд колебаний всех «к» масс этой системы могут быть получены в результате использования рекуррентной зависимости

$$\lambda_{i-1}/\lambda_i = -\alpha_{i-1,i}^2 / (\omega^2 + \alpha_{i-1,i-2}^2(\lambda_{i-2}/\lambda_{i-1} - 1) - \alpha_{i-1,i}^2) \quad (4)$$

где  $\lambda_i$  – амплитуда массы  $I_i$ .

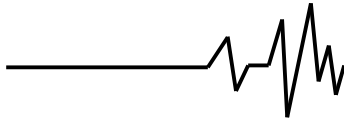
Соотношения амплитуд колебаний последних двух масс и первых масс (крайних масс) целесообразно получить из выражений

$$\lambda_{k-1}/\lambda_k = -(\omega^2 - \alpha_{k-1,k}^2) / \alpha_{k-1,k}^2$$

и

$$\lambda_1/\lambda_2 = -\alpha_{12}^2 / (\omega^2 - \alpha_{12}^2) \quad (5)$$

Построив характеристическое уравнение рядной системы, известными методами определяются значения  $k-1$  корней, характеризующих свободные колебания исследуемой системы. При поиске корней



уравнения (5) целесообразно использовать последовательность значений цикловых частот собственных колебаний парциальных систем, расположив их в порядке возрастания. Используя известные программы нахождения корней характеристических уравнений [6], были

определены цикловые частоты собственных колебаний для различных моделей многомассовой динамической системы (главная силовая линия стана ХПТ-32), которые приведены в таблице 2.

Таблица 2

**Цикловые частоты собственных колебаний различных моделей главной силовой линии стана ХПТ-32-3**

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

Для оценки степени правомочности использования вышеприведенных построений в таблице 3 приведены значения частот

парциальных систем при различных степенях упрощения исходной многомассовой рядной системы.

Таблица 3

**Цикловые частоты собственных колебаний парциальных систем различных моделей главной силовой линии стана ХПТ-32-3**

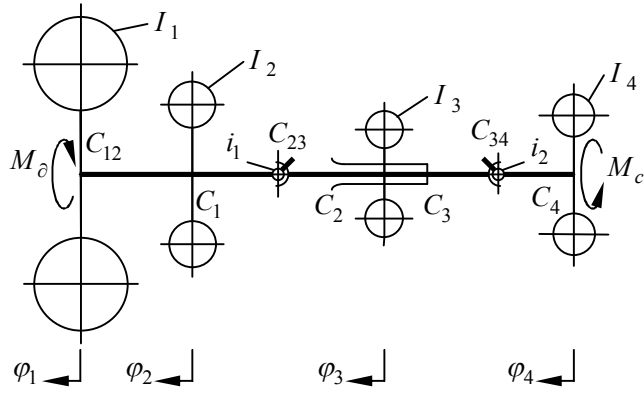
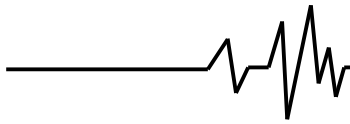
Число масс в модели	Порядковый номер цикловой частоты собственных колебаний					
	1	2	3	4	5	6
7	81,7	103,9	317,6	404,6	433,4	654,4
6	64,2	317,5	404,6	433,4	645,4	
4	64,2	255,7	343,7			
3	62,6	255,5				
2	59,2					

Сопоставление значений, приведенных в таблицах, показывает, что лучшее приближение имеют частоты парциальных систем четырехмассовой модели. Относительная погрешность низшей частоты собственных колебаний динамической модели силовой линии стана ХПТ-32 составляет 3,5%, второй частоты парциальных систем относительно второй и третьей частот исходной модели – 6% и 7,8% соответственно.

Аналогичные расчеты, проведены для исходной многомассовой динамической модели линии привода рабочих валков прошивного стана ТПА. Инерционные, жесткостные и другие характеристики принятой семимассовой рядной модели механической системы линии

привода прошивного стана трубопрокатного агрегата ТПА 140, частично, заимствованы из [1] или определены согласно [2, 3, 4, 5]. Величина относительной погрешности низшей частоты динамической модели исходной системы составляет примерно 5% второй частоты парциальной системы относительно второй и третьей частот исходной модели - 7% и 9% соответственно.

Результаты расчетов показывают, что динамические явления, происходящие в приводе, в доверительном интервале, удовлетворительно описываются четырехмассовой моделью механической системы (рис. 3).



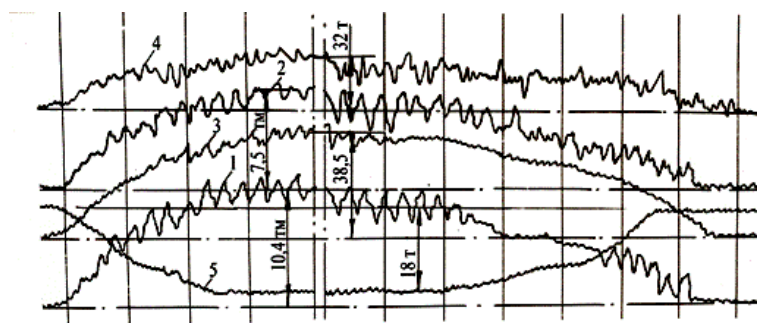
**Рис. 4. Упрощенная четырехмассовая динамическая модель главного привода прошивного стана ТПА:  $I_1, I_2, I_3, I_4$  – соответственно приведенные моменты инерции якоря электродвигателя главного привода, зубчатых колес редуктора (шестеренной клетки), универсальных шпинделей и рабочих валков стана**

Достоверность полученных данных проверяется результатами экспериментальных исследований прошивного стана ТПА 140 [1, 7]. Из типовой осциллограммы экспериментальных исследований (рис. 4) видно, что максимумы динамических нагрузок всякий раз повторяются в период характерных переходных процессов, когда передний конец трубы входит в валки рабочей клетки стана. Далее динамические нагрузки в установившемся режиме работы привода рабочих валков прошивного стана носят периодический характер. Амплитудно-частотные характеристики системы наиболее близки к характеристикам четырехмассовой упрощенной динамической модели главного

привода прошивного стана.

Отметим, что современный уровень развития механики и информационных технологий позволяет выполнить достаточно полное описание динамического поведения отдельных элементов тяжелых машин.

Следовательно, необходимость установления сущности многих динамических явлений и прогнозирование пиковых значений нагрузок, как на стадиях проектирования машин, так и их эксплуатации при помощи передовых методов расчета остается актуальными по методологическим соображениям и являются экономически оправданными.



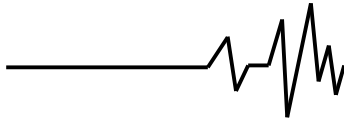
**Рис. 5. Осциллограмма экспериментальных исследований прошивного стана ТПА 140: 1 – момент сил упругости на нижнем шпинделе; 2 – момент сил упругости на верхнем шпинделе; 3, 4 – давления металла на валки; 5 – усилие на стержень оправки (интервал времени 0,1с)**

**Выводы**

1. Предложена методика упрощения сложных крутильных многомассовых механических систем трубопрокатных станов,

приводящихся к системе рядно расположенных дискретных масс.

2. Рекомендовано использование упрощенных эквивалентных рекуррентных соотношений для определения частот



собственных колебаний динамических моделей рядных крутильных многомассовых механических систем  $\omega_i$ , что является отличительным.

3. На примерах многомассовых рядных динамических моделей стана ХПТ и линии привода рабочих валков ТПА, показано, что лучшее приближение имеют частоты эквивалентных парциальных систем для упрощенных четырехмассовых моделей.

4. Установлено, что разработанная инженерная методика упрощения развитой динамической модели, включающая в себя комбинацию и развитие известных приемов, кроме всего, выявляет активные механические связи в исходной динамической системе, обуславливающей проявление ярко выраженных процессов в исследуемой машине.

5. Сопоставлением результатов экспериментальных исследований с расчетными данными, полученными по методике упрощения рядных моделей многомассовых механических систем, установлена достоверность полученных результатов.

6. Методика упрощения динамических моделей рядных крутильных механических систем по аналогии может быть применена, как к механическим системам с поступательно

движущимися массами, так и к комбинированным системам.

### Литература

1. Иванченко Ф.К., Полухин П.И., Тылкин М.А., Полухин В.П. Динамика и прочность прокатного оборудования. – М.: Металлургия, 1970. – 486 с.
2. Адамия Р.Ш. Оптимизация нагрузок прокатных станов. М.:Металлургия,1978, – 232 с.
3. Мандельштам Л.И. Лекции по теории колебаний. – М.: Наука,1972. – 470 с.
4. Федорова З.М. Подъемники – К.: Выша школа,1976. – 296 с.
5. Кожевников С.Н. Динамика нестационарных процессов в машинах. – К.: Наукова думка,1986. – 286 с.
6. Вышинский В.Т. Исследование и особенности упрощения динамических моделей рядных механических цепей // Теория и практика металлургии. – 1999. – №6. – С.35 – 37.
7. Данченко В.Н., Рахманов С.Р., Морозова Л.А. Динамические особенности привода валков рабочей клетки стана винтовой прокатки труб. //Металлургическая и горнорудная промышленность, 2009. №2. С.47 – 52.