

Зацепление колёс $Z_1 - Z_2$

$$Z_1^{\exists} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta_{12}} = \frac{15}{\cos^3 20^\circ} = \frac{15}{0,828} = 18,1,$$
$$Z_2^{\exists} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta_{12}} = \frac{45}{\cos^3 20^\circ} = \frac{45}{0,828} = 54,3.$$

Ближайший блокирующий контур $Z_1 = 18, Z_2 = 50$ (рис.141) [5]

$$x_1 + x_2 = \frac{(\text{inv } \alpha_{W12} - \text{inv } \alpha)(Z_1 + Z_2)}{2 \text{tg } \alpha} = \frac{0,023383 \cdot 60}{0,728} = 1,92.$$

Принимаем по блокирующему контуру $x_1 = 0,72, x_2 = 1,2$.

Зацепление колёс $Z_3 - Z_4$

$$Z_3^{\exists} = \frac{Z_3}{\cos^3 \beta_{34}} = \frac{45}{0,828} = 54,3, \quad Z_4^{\exists} = \frac{Z_4}{\cos^3 \beta_{34}} = \frac{108}{0,828} = 130,4.$$

Ближайший блокирующий контур $Z_3 = 50, Z_4 = 195$ рис.121 [4]

$$(x_4 - x_3) = \frac{(Z_4 - Z_3)(\text{inv } \alpha_{W34} - \text{inv } \alpha)}{2 \text{tg } \alpha} = \frac{63 \cdot 0,00244}{0,728} = 0,211;$$
$$x_3 = 0,6; \quad x_4 = 0,811.$$

Выводы. Рассмотрен синтез планетарного механизма типа АІ с косозубыми колёсами и уравновешенными осевыми силами, позволяющими передавать значительно большие мощности, чем при прямозубых колёсах. Повышается плавность движения механизма. Приведены расчетные зависимости и типовые примеры синтеза для нулевых и смещенных зацеплений колёс.

Список литературы: 1. *Ткаченко В.А.* Планетарные механизмы. (Оптимальное проектирование). Харьков, "ХАИ", 2003. – 445с. 2. *Теория механизмов и машин.* Под ред. К.В.Фролова. М.: Высшая школа, 1987. – 496с. 3. *Болотовский И.А., Гурьев Б.И., Смирнов В.Э. и др.* Цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи внешнего зацепления. М.: Машиностроение, 1974. – 157с. 4. *Болотовский И.А., Гурьев Б.И., Смирнов В.Э. и др.* Цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи внутреннего зацепления. М.: Машиностроение, 1977. – 191с. 5. *Болотовская Т.П., Болотовский И.А., Смирнов В.Э.* Справочник по коррегированию зубчатых колёс. М.: Машгиз, 1962. – 215с.

Поступила в редколлегию 25.04.09

УДК 621.771

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

ДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ В МНОГОПОТОЧНОМ РЕДУТОРНОМ ПРИВОДЕ СЛЯБИНГА

Виконано аналіз обертальних коливань у нелінійній системі с зазорами багатопотокового редукторного приводу слябінгу. Досліджені перехідні параметричні резонанси в лінії приводу. Показано, що динамічні навантаження у зчепленнях залежать також від кугової відстані між центрами вхідних шестерень на вихідному зубчастому колесі.

An analysis is fulfilled of the parametric torsional oscillations in the nonlinear system with backlashes of the branched geared drive of slabbing. The transient parametric resonances are investigated in the drive train. It is shown that dynamic loads also depend on angular distance between the centers of input shafts on the output gear wheel.

Введение. Повышенная динамика в редукторных приводах прокатных станов изначально обусловлена спецификой технологического процесса (постоянные захваты и выбросы металла валками), а также сложными условиями эксплуатации оборудования (увеличенный износ и зазоры в линии привода). Наличие зазоров в кинематических парах и соединениях механических систем существенно влияет на динамические нагрузки в линии привода. Особенно значительным оказывается влияние зазоров в приводах механизмов, работающих в условиях систематического реверсирования или быстрого ступенчатого приложения нагрузки при захватах и выбросах заготовки валками слябінга. Кроме этих причин существуют и другие факторы динамики, которые часто не учитываются при проектировании редукторов, если их рассматривать отдельно от всей линии привода в целом. Например, периодические изменения жесткости упругих связей в зубчатых зацеплениях редуктора даже при постоянной нагрузке привода могут приводить в определенных диапазонах скорости к появлению резонансных крутильных колебаний, сопоставимых по амплитуде с переходными колебаниями.

Постановка проблемы. Проведены исследования* нового четырехдвигательного редуктора вертикальных валков слябінга, которые были вызваны отказами в виде поломок зубьев, износа корпуса в подшипниковых опорах, возникшими вскоре после ввода его в эксплуатацию. Предыдущий привод вертикальной клетки слябінга, также исследованный в ИЧМ ранее [1], включал только один электродвигатель с горизонтальным валом, который передавал момент на вертикальные валки через две конические передачи. Повышенная вибрация нового редуктора наблюдалась и после замены шестерен,

* В исследованиях участвовали В.В. Вернев, А.П. Даличук, А.М. Юнаков.

происходили повторные отказы оборудования. Необходимо было установить причины поломок и выдать рекомендации по их устранению. Сравнение статических нагрузок в клети с допускаемыми пределами с учетом коэффициентов запаса прочности не выявило технологических нарушений, поэтому основной объем исследований касался динамических нагрузок в редукторе и линии привода в целом.

На основании кинематического и частотного анализа линии привода автором данной статьи было выдвинуто предположение, что одной из основных причин поломок редуктора являются крутильные колебания, возникающие уже после захвата металла валками при прохождении нескольких параметрических резонансов в рабочем диапазоне скорости привода [2]. Основанием для такого предположения были аналогичные процессы, наблюдавшиеся многими авторами в многопоточных приводах других машин и агрегатов (экскаваторы, кислородные конвертеры, барабанные мельницы).

Анализ публикаций. Многопоточные, многодвигательные, сумматорные приводы используются в крупных машинах и агрегатах, когда технологические возможности производителей оборудования ограничивают габариты редукторов традиционной конструкции. В прокатных станах значительные рабочие моменты не позволяют использовать планетарные редукторы с непосредственным приводом от них валков. Применение многопоточного привода позволяет в зависимости от конкретной схемы в несколько раз снизить мощность отдельных электроприводов и суммарную стоимость агрегата. Рациональным считается глубокое разделение силовых потоков, т.е. их суммирование на последней ступени, где нагрузки максимальны.

Кроме положительных качеств многопоточных редукторных приводов, возникают определенные конструктивные и эксплуатационные проблемы. Это касается, в первую очередь, необходимости устранения статической неопределенности, обеспечения одинаковых угловых зазоров, оптимального выбора количества потоков и схем совместного управления электроприводами, не только выравнивающих статические нагрузки, но и подавляющих противофазные колебания быстроходных шестерен за счет разницы фаз зацеплений в параллельных ветвях, сходящихся на сумматорной выходной шестерне [3].

Исследованию динамических процессов в сумматорных приводах экскаваторов посвящены работы Д.П. Волкова и Д.А. Каминской [4], В.И. Ключева [5], В.Ю. Чудновского [6]. Многодвигательные приводы кислородных конвертеров изучались Б.Е. Житомирским [7], В.М. Лободой и В.М. Пасальским [8], В.И. Большаковым [9]. Среди зарубежных авторов можно отметить работы [10, 11] по динамике зацепления прямозубых передач.

Для математического описания динамических процессов в редукторах авторы рассматривали возмущающие моменты в зацеплениях, как внешние воздействия и как переменные параметры системы в виде малого отклонения передаточного числа редуктора и жесткости зацепления, что определяет методы исследо-

вания и резонансные свойства механизма. В данной работе для прямозубых передач многопоточного редуктора в качестве параметрического возмущения принято изменение жесткости при переходе между однопарным и двухпарным зацеплением. В косозубых передачах этот фактор имеет значительно меньшее влияние на динамику. Известны разработки профилей зубьев, уменьшающих влияние зазоров. В работе [12] предложены, так называемые, эвольвентно-конические колеса, в которых толщина зуба линейно изменяется от одного торца к другому. Достижение динамическими моментами сил упругости в зацеплениях уровня статической нагрузки приводит к раскрытию зазоров, обратным ударам и дополнительным знакопеременным циклам нагрузок на зубьях и в подшипниковых опорах, что снижает общую долговечность редуктора [13].

Цель исследования. Основной целью исследований является определение динамических нагрузок в нелинейной крутильной системе с угловыми зазорами, вызванных переменной жесткостью зацепления в двух ступенях многопоточного редуктора вертикальных валков слябинга. Динамические нагрузки при захвате металла валками и в результате взаимодействия клетей через прокатываемый слиток за счет рассогласования их скоростей оставлены за пределами данной статьи, т.к. ранее были уже достаточно полно изучены.

Методы решения задачи. Значения динамических нагрузок определялись методом численного моделирования для системы с сосредоточенными упруго-массовыми параметрами. Собственные частоты и формы колебаний разветвленной трансмиссии определялись, как для линейной системы без зазоров. Для оценки резонансных диапазонов скорости привода строились амплитудные и фазовые частотные характеристики механической системы. Система регулирования моделировалась для создания условий ускорения и замедления привода линейным изменением питающего напряжения. Уровни механического демпфирования оценивались по осциллограммам на аналогичных действующих станах.

Составление расчетной схемы редукторной линии привода. Привод каждого вертикального валка слябинга представляет собой двухступенчатый прямозубый цилиндрический редуктор с разветвленными первыми ступенями. Две симметричные части приводов каждого валка объединены в один корпус редуктора (см. рисунок 1).

Согласно традиционным подходам и методам расчета динамических процессов в прокатных станах, линию привода или валковую систему клети обычно представляют в виде расчетной схемы с небольшим числом приведенных масс (от 2 до 5) и постоянной жесткостью упругих связей между ними с учетом нелинейностей в виде зазоров. Такой подход вполне оправдан, т.к. пиковые значения моментов нагрузки достигаются, как правило, в течение первого периода колебаний по низшим формам крутильных колебаний линий привода в диапазоне 10–20 Гц, а колебания по высшим формам успе-

вают затухать в течение этого времени. Но при параметрическом возмущении могут проявляться и высшие формы колебаний при наложении с частотами изменений параметров или их гармониками. Поэтому при составлении математической модели привода слябинга расчетная схема линии привода каждого вертикального вала представлена маховыми массами двух двигателей, всех шестерен и валков с приведенной массой слитка. Учитывается переменная жесткость связей в зубчатом зацеплении и зазоры (см. рисунок 1).

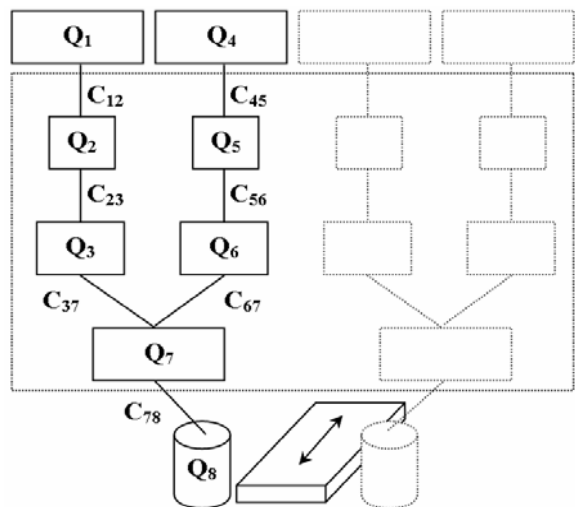


Рисунок 1 – Расчетная схема линии привода вертикальных валков слябинга

Обозначения и численные значения параметров расчетной схемы приведены в таблице 1. Все параметры приведены к скорости вращения вала. Анализ показал, что наименьшей жесткостью обладает шпиндельный участок, а наибольшую жесткость имеет первая ступень редуктора. Момент инерции вала в 3 раза меньше момента инерции колеса 2-й ступени редуктора и в 3,5 раза меньше момента инерции двигателя. Известно, что в подобных схемах, когда к концевой массе с малым моментом инерции прикладывается мгновенная нагрузка, возникают существенные колебания моментов сил упругости.

Параметрические колебания. Периодические изменения жесткости зацеплений приводят к изменению собственных частот системы и по своему характеру являются параметрическими возмущениями. Даже малые изменения этих параметров при определенных условиях, зависящих от соотношения демпфирования и величины возмущения, с одной стороны могут вызывать усиление колебаний в стане, а с другой стороны эти колебания являются важными диагностическими признаками, так как непосредственно зависят от условий контактного взаимодействия в зубчатом зацеплении и в очаге деформации.

Таблица 1 – Параметры расчетной схемы линии привода

Обозначения	Наименование	Значения	Ед. измерения
Q_1, Q_4	Якорь двигателя	7.0	$КН м с^2$
Q_2, Q_5	Входные шестерни	2.1	$КН м с^2$
Q_3, Q_6	Промежут. шестерни	1.7	$КН м с^2$
Q_7	Выходное колесо	5.2	$КН м с^2$
Q_8	Валок	1.83	$КН м с^2$
C_{12}, C_{45}	Жесткость дв.-шест.	$15.7 \cdot 10^5$	$КН м/рад$
C_{23}, C_{56}	Жесткость I ст.	$32.7 \cdot 10^5$	$КН м/рад$
C_{37}, C_{67}	Жесткость II ст	$13.8 \cdot 10^5$	$КН м/рад$
C_{78}	Жесткость шпинделя	$0.61 \cdot 10^5$	$КН м/рад$

Для двухмассной системы с одной обобщенной координатой параметрически возбуждаемые колебания описываются уравнением Маттье:

$$\frac{d^2 \varphi}{dt^2} + \omega_0^2 [1 - \mu \cdot \cos(\omega_1 t + \psi)] \varphi = 0, \quad (1)$$

где $\mu = \Delta \omega_0 / \omega_0$ – относительное изменение собственной частоты или глубина пульсации параметра; ω_1 – частота изменения (пульсации) параметра.

К стандартной форме уравнения Маттье можно перейти путем замены переменных: $\omega_1 \cdot t + \psi = 2\tau$; $\omega_0^2 = a \cdot \omega_1^2 / 4$; $\mu = 2\varepsilon / a$.

После подстановки получаем:

$$\frac{d^2 q}{d\tau^2} + (a - 2\varepsilon \cdot \cos 2\tau) q = 0. \quad (2)$$

Решениями уравнения (2) являются специальные функции в виде полиномов, вид которых определяет области устойчивости системы на диаграмме Айнса-Стретта (см. рисунок 2) в координатах a, ε . Диаграмма симметрична относительно оси a , так как знак ε в уравнении (2) не имеет значения.

Условием неограниченного возрастания амплитуды колебаний, т.е. возникновения параметрического резонанса, при сколь угодно малой величине пульсации параметра (точки на оси абсцисс диаграммы) является:

$$n = \frac{2\omega_0}{\omega_1} = 1, 2, 3, \dots \quad (3)$$

При значительной глубине пульсации параметра резонанс может возникать при значениях соотношений частот, лежащих в некотором интервале (не заштрихованные области) около значений из условия (3). Чем больше значение пульсации, тем шире эти области. Поэтому частотная отстройка от параметрического резонанса труднее, чем от обычного с внешним возбуждением, так как

область неустойчивости может перекрываться доверительным интервалом вычисления средней критической частоты.

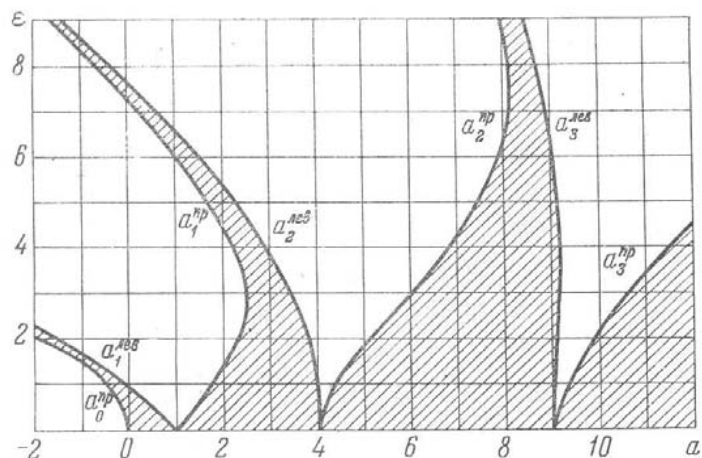


Рисунок 2 – Диаграмма Айнса-Стретта областей устойчивости системы с параметрическим возбуждением колебаний

Линейное демпфирование в системе лишь несколько суживает области неустойчивости, но не способно ограничить возрастание амплитуд колебаний в не заштрихованных областях диаграммы устойчивости. При действии нелинейно-вязких сил сопротивления амплитуды колебаний оказываются ограниченными.

Приближенное значение коэффициента μ , при котором возможно возникновение резонанса порядка n , определяется из соотношения:

$$\mu_* = \left(\frac{d}{\pi} \right)^{1/n}, \quad (4)$$

где $d=2\pi h/\omega_0$ – декремент свободных колебаний, h – коэффициент эквивалентного сопротивления (внутреннее трение в материале и на контактных поверхностях). Затухание в крутильной системе линии привода, согласно экспериментальным данным, не превышает $d<0.3-0.6$, а коэффициент пульсации, достаточный для развития колебаний, не превысит $\mu < 0.1-0.2$. Поэтому в редукторе слябинга реальные величины пульсации могут превышать критические значения, по крайней мере, при $n=1$, т.е. когда собственная частота вдвое меньше частоты возбуждения $2 \cdot \omega_0 = \omega_1$.

Для сохранения в каждый момент времени постоянным передаточного отношения необходимо, чтобы следующая пара зубьев вступала в зацепление тогда (или ранее), когда предыдущая пара зубьев выйдет из контакта. Про-

должительность зацепления в зависимости от количества зубьев сопрягаемых шестерен характеризуют коэффициентом торцового перекрытия: $e=1,88 - 3,22(1/z_1+1/z_2)$, где z_1, z_2 – количество зубьев. Обычно $1<e<2$. При $e<1$ отсутствует двухпарное зацепление. При увеличении e от 1 до 2 длительность однопарного зацепления сокращается, а при $e=2$ начинает появляться трехпарное зацепление в передачах с малым модулем и большим числом зубьев.

Для двух ступеней редуктора слябинга коэффициент $e=1.78-1.79$. Поэтому реализуется однопарное и двухпарное зацепление. При пересопряжении прямозубых передач, когда $1<e<2$, резко изменяется длина контактных линий и жесткость зацепления. При максимальной скорости прокатки 3 м/с окружные скорости в зацеплениях ступеней редуктора составляют: I ст. – 13 м/с, II ст. – 10 м/с. Для 7-го класса точности изготовления редуктора с учетом твердости зубьев 42-52 HRC коэффициент динамичности, согласно справочным данным, составит: $K_V=1.17-1.22$.

Взаимодействие параллельных ветвей редуктора. Анализ геометрии редуктора позволил выявить его особенности в связи с применением многодвигательного привода. Источником периодических возмущений является не синхронность зацепления зубьев каждой пары промежуточных шестерен с колесами редуктора, обусловленная тем, что угол между осями их центров вращения составляет 60.2 град. В этом секторе находится не целое число зубьев передачи $n=60.2/2.88=20.9028$, где 2.88 – угловой шаг зубьев выходного колеса редуктора ($Z_k=125$). Поэтому в процессе вращения, происходит периодическое возмущение с зубцовой частотой со стороны одной шестерни (в упругой связи C_{37}), затем со стороны другой (в упругой связи C_{67}) со сдвигом фаз $\varphi=0.9028 \cdot 2.88 \pi / 180=0.0454$ рад.

С учетом сдвига фаз, формула для переменной жесткости зацепления имеет вид:

$$C_{ij}(t) = C_0[1 - \Delta C \cdot \cos(\omega_k \cdot t + \varphi)], \quad (5)$$

где C_0 – номинальная жесткость зацепления, рассчитанная по известным формулам и приведенная в таблице 1; $\Delta C=0.17-0.22$ – изменение жесткости зубьев без учета их износа; $\omega_Z = Z_k \cdot \omega_k$ – частота зацепления зубьев колеса.

Частотные свойства линии привода. Значения трех первых собственных частот привода одного вала составляют: $\omega_1=155...186$ рад/с, $\omega_2=520...550$ рад/с, $\omega_3=990-1070$ рад/с. Диапазоны соответствуют отклонениям с учетом и без учета приведенной массы слитка. Узел первой формы колебаний находится в упругой связи шпиндельного участка. В главных линиях клеток широкополосных станков, содержащих редуктор, узел расположен, как правило, между двигателем и редуктором. Узел является точкой, относительно которой совершаются колебания масс. В данном случае остальные массы

Q_1-Q_7 колеблются в противофазе с валком Q_8 (см. рисунок 1).

При реверсе стана, а также в период захвата металла валками угловые зазоры в шпиндельном узле оказывают существенное влияние на уровень динамических перегрузок на всех участках линии привода – от шпинделя до моторного вала. Поэтому зазоры в шпинделях необходимо поддерживать минимальными, а в период захвата металла валками привод должен работать с ускорением, чтобы не допускать раскрытия зазоров в редукторе.

Резонансные режимы работы привода. При определенных скоростях прокатки соотношение собственных и зубчатых частот удовлетворяет условию (3). При разгоне стана до номинальной скорости 3 м/с и торможении с последующим реверсом линия привода проходит пять диапазонов скоростей параметрического возбуждения:

$$V_{p1}=r(\omega_1/iZ_{ш})=0.26\dots 0.32 \text{ м/с};$$

$$V_{p2}=r(\omega_1/Z_k)=0.42\dots 0.52 \text{ м/с};$$

$$V_{p3}=r(\omega_2/iZ_{ш})=0.92\dots 0.97 \text{ м/с};$$

$$V_{p4}=r(\omega_2/Z_k)=1.46\dots 1.54 \text{ м/с};$$

$$V_{p5}=r(\omega_3/Z_k)=2.80 \text{ м/с}.$$

где $\omega_1, \omega_2, \omega_3$ – собственные частоты крутильной системы; $Z_{ш}$ – число зубьев шестерни; Z_k – число зубьев колеса; r – радиус валков; i – передаточное отношение редуктора.

На рисунке 3 представлены модельные графики изменения моментов нагрузки в зубчатом зацеплении второй ступени редуктора при разгоне стана. Прохождение через резонансные зоны скоростей сопровождается усилением амплитуды противофазных колебаний в зубчатых зацеплениях параллельных ветвей редуктора. На некоторых участках переходного процесса коэффициент динамичности достигает $K_d=M_{max}/M_{ycm}=3\dots 4$ с переходом момента сил упругости через ноль и раскрытием зазоров. Колебания в шпинделе при этом практически отсутствуют. Наибольшая амплитуда колебаний наблюдается в зацеплении выходного колеса редуктора при скорости порядка 1.5 м/с. В этом диапазоне происходит совпадение второй собственной частоты (520...550 рад/с) и половины третьей собственной частоты системы (990...1070 рад/с). При торможении стана наибольшие амплитуды наблюдаются на третьей собственной частоте (990...1070 рад/с) и незначительны на низких частотах.

При постоянном реверсировании привода разница динамических нагрузок будет тем больше, чем более неравномерный износ шестерен в ветвях редуктора. В связи с этим необходимо во время ремонтов комплектовать пары шестерен, имеющих наименьшее отличие по износу зубьев или заменять их комплектно. Ветви с меньшим зазором может соответствовать больший пик момента нагрузки.

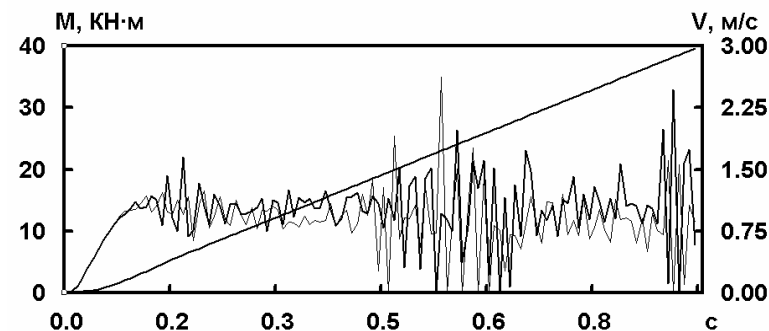


Рисунок 3 – Переходный параметрический резонанс при разгоне привода

Схемы управления электроприводами. Динамические процессы в электродвигателях постоянного тока описаны стандартными уравнениями:

$$\frac{dn_{\partial e}}{dt} = (M_{\partial e} - M_{12}) / Q_1; \quad (6)$$

$$\frac{dI}{dt} = (U - C_e \cdot \Phi \cdot n_{\partial e} - I \cdot R) / L, \quad (7)$$

где $n_{\partial e}, M_{\partial e} = C_m \cdot \Phi \cdot I$ – обороты и момент привода; L, R – индуктивность и сопротивление якорной цепи; U – напряжение питания, C_e, C_m – постоянные двигателя; Φ – магнитный поток возбуждения; I – ток нагрузки в якорной цепи.

Четыре электродвигателя постоянного тока с независимым возбуждением включены по параллельной схеме с попарно групповым заданием скорости на каждый валок (первая зона регулирования при постоянном магнитном потоке). Неизбежный разброс параметров реальных электроприводов (до 5% от паспортных данных) устраняют путем подстройки магнитного потока двигателей (тока возбуждения) на холостом ходе. При моделировании задавалась разница в 0.5% магнитных потоков спаренных электродвигателей одного валка, что приводило к раскрытию зазоров (0.5 мм) в одной из ветвей редуктора при незначительной разнице в статической нагрузке. Поэтому использование двух двигателей для каждого валка слябинга требует выравнивания как статических, так и динамических нагрузок. При параллельном соединении лучше демфируются динамические нагрузки, а при последовательном выравнивается статическая нагрузка.

Выводы и перспективы исследований. Полученные результаты исследований параметрических колебаний в приводе вертикальных валков слябинга принципиально уточняют расчеты на прочность и долговечность многопоточного редуктора, и могут быть использованы в задачах диагностики текущего технического состояния зубчатых передач.

Список литературы: 1. *Большаков В.И., Ленский А.И., Скичко П.Я.* Исследование режимов работы вертикальных валков слябинга завода "Запорожсталь" // Сталь. – 1966. – №3. С.239-242. 2. *Крот П.В.* Параметрические колебания в прокатных станах // В кн.: Сборник научных трудов НГУ. – Днепропетровск: Нац. горный университет. – 2002. – №13. – том 3. – С.15-21. 3. Трансмиссии приводов металлургических машин. Труды ВНИИМЕТМАШ. М. – 1975. – № 38. 4. *Волков Д.П., Каминская Д.А.* Динамика электромеханических систем экскаваторов. М., "Машиностроение", 1971. – 382с. 5. *Ключев В.И.* Ограничение динамических нагрузок электропривода, М., "Энергия", 1971. – 320с. 6. *Чудновский Ю.Д.* Динамические проблемы мощных многодвигательных электроприводов // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2005. – №5. – С.22-27. 7. *Целиков А.И., Житомирский Б.Е., Майоров А.И.* Опыт применения сумматорных приводов в металлургическом машиностроении // Вестник машиностроения. – 1971. – №6. – С.30-33. 8. *Лобода В.М., Пасальский В.М., Перлина Ф.А.* Математическая модель многодвигательного привода поворота конвертера // Металлургическое машиноведение и ремонт оборудования. – М.: Металлургия. – 1979. – №6. – С.49-52. 9. Экспериментальное исследование нагрузок в многодвигательном приводе наклона конвертера с редуктором опорой / *В.И. Большаков, В.И. Хоменко и др.* // Металлургическая и горнорудная пром-сть. – 1993. – №3. – С.56-59. 10. *Ван С.М.* Расчет нелинейных переходных крутильных колебаний зубчатых передач // Труды Американского общества инженеров-механиков. Сер. Конструирование и технология машиностроения. – 1974. – Т.96. – №3. – С.334-344. 11. *К. Ичимару, Ф. Хирано* Динамика высоконагруженных цилиндрических передач // Труды Американского общества инженеров-механиков. Сер. Конструирование и технология машиностроения. – 1974. – Т.96. – №3. – С.410-418. 12. *Волженская А.М.* Эвольвентная передача с регулируемым боковым зазором с постоянным межцентровым расстоянием. – М.: ГОСИНТИ. – Вып.4. – 1962. – С.3-14. 13. Расчет механических систем приводов с зазорами // *В.Л. Вейц, А.Е. Кочура, Г.В. Царев.* – М.: Машиностроение. – 1979. – 183с.

Поступила в редколлегию 15.04.09

УДК 621.833.3

В.С. НАДЄЇН, канд. техн. наук, КНТУ, ВФ "АСТРА", Кіровоград

СИНТЕЗ ВЕРСТАТНИХ ЗАЧЕПЛЕНЬ ДЛЯ ФОРМОУТВОРЕННЯ АКТИВНИХ ПОВЕРХОНЬ ЛАНОК ЧЕРВ'ЯЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ ЖОРСТКОЮ НЕ КОНГРУЕНТНОЮ ВИРОБНОЮ ПАРОЮ

В работе изложена методика синтеза станочных зацеплений для формообразования сопряженной червячной передачи жесткой неконгруэнтной производящей парой.

In the robot the synthesis technique machine tool gearings for form-building the interfaced worm gear rigid incoincident is stated by the making pair.

Постановка проблеми. Черв'ячні передачі знайшли широке використання в машинобудуванні завдяки притаманним їм позитивним властивостям. Але з ростом потужності робочих процесів машин і швидкості їх виконання суттєво зросла навантаженість передатних механізмів їх робочих органів. В цих умовах гостро проявилися негативні властивості черв'ячного зачеплення, такі як знос із-за поганих умов змашування і великій швидкості ковзання кон-

такуючих поверхонь, чутливість до похибок виготовлення, деформацій та інші.

Аналіз технічних характеристик черв'ячних редукторів провідних виробників, таких як НТЦ "Редуктор" (Росія), фірм "Flender", "Sew-Eurodrive" (Німеччина), "SITI S.p.a", "Bonfiglioli" (Італія) свідчать про те, що навантажувальна здатність редукторів в середньому перевищує аналогічні показники редукторів 30-річної давності на (10...15) %, а швидкість черв'яка яка була $n_{max} = 1500 \text{ x } \text{с}^{-1}$, так залишилась. З цього витікає, що ті новітні досягнення теорії черв'ячного зачеплення і практики його виробництва (що нав'язливо і настійно рекламуються в каталогах) не дозволяють суттєво підняти технічний рівень черв'ячних редукторів.

Вказаний рівень технічних характеристик не можна признати як такий, який дозволяє вимогам сучасного машинобудування. Якщо зважити на те, що в такому стані знаходиться і виробництво черв'ячних редукторів в Україні, а суттєве підвищення технічних характеристик черв'ячних редукторів дасть змогу вийти на провідне місце на світовому ринку приводної техніки, то комплексне вирішення цього питання є науково-виробничою проблемою в машинобудуванні.

Аналіз способів підвищення навантажувальної черв'ячної передачі показав наступне.

Відомо, що поле зачеплення черв'ячної передачі за показниками, які визначають навантажувальну здатність контактної площадки активних поверхонь витка черв'яка і зубців черв'ячного колеса, змінні, і залежать від положення цієї площадки на полі зачеплення. Для усунення контакту активних поверхонь на несприятливих зонах поля зачеплення А.Н.Грубін запропонував поверхню зубця черв'ячного колеса зрізати на вхідній зоні поля зачеплення [1]. Цю пропозицію слід вважати першим способом локалізації контакту в зачепленні черв'ячних передач. Значне зменшення міцності зубців колеса на згин, технологічна складність і трудомісткість виготовлення стали причиною нерозповсюдження такого способу локалізації контакту. Але черв'ячні передачі, виконані у такий спосіб, мали значно вищий ККД.

Для усунення недоліків такого способу локалізації контакту А.І. Назаренко було запропоновано локалізувати контакт в черв'ячній передачі шляхом нарізування черв'ячного колеса черв'ячною фрезою, діаметр якої перебільшує діаметр черв'яка, парного до черв'ячного колеса [2]. Єдиною вимогою до поверхонь зубців колеса і витків черв'яка було належність їх до евольвентних, тобто лінійчатих, поверхонь для забезпечення спряженості зачеплення і забезпечення сталості закону передачі руху.

Використовуючи умову перебільшення діаметра черв'ячної фрези діаметра черв'яка передачі, було запропоновано багато способів локалізації контакту. Теоретичним обґрунтуванням їх можна вважати роботу [3]. В цій роботі доведено, що спосіб, запропонований в [2], може бути поширеним на