

Э.С.ОСТЕРНИК, канд.техн.наук, завод «Электротяжмаш», Харьков

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ЭЛЕКТРОПРИВОДЕ МНОГОКЛЕТЬЕВОГО СТАНА ГОРЯЧЕЙ ПРОКАТКИ

Побудовано математичну модель динаміки системи, до якої належать чистова група клітей прокатного стана з електроприводом і прокатувана штаба. Одержано також математичну модель самої штаби перед чистою групою. Виконано натурні експерименти на цій групі клітей, що мала аварійні зупинники через перевищення обмежень по механічним і електричним параметрам. Показано, що ці параметри підпорядковано нормальному закону розподілу. Простої прокатного стана зменшено на 86 %.

The scope of works undertaken includes elaboration of a mathematical model for dynamics of the system. The model includes a finish group of stands of the rolling mill with electric drive and the rolled strip. Another mathematical model was obtained for the strip prior to the finish group. Among the entire works performed were natural studies based on the above group of stands, which suffered emergency stops following excess of limitations imposed on mechanical and electrical parameters. These parameters were proved to follow the normal distribution law. The idle time of rolling mill was reduced by 86 %.

1 Постановка проблемы. Рассматривается непрерывный широкополосный стан горячей прокатки листов из слябов. Такие станы состоят из двух групп рабочих клетей: черновой и чистовой, расположенных последовательно одна за другой. Расстояния между клетями черновой группы выбраны так, что прокатываемая полоса одновременно находится только в одной клетке. При прокатке в чистовой группе полоса одновременно находится в нескольких или во всех клетях.

К специфике динамики прокатных станов относятся

- 1 повышенная роль процессов накопления повреждений, включая явления износа, нерасчетных зазоров в соединениях и трещин в фундаментах;
- 2 объединение в одной системе (прокатный стан + прокат) узлов и агрегатов, работающих в разных условиях. Например, электропривод и узлы привода вне рабочей клетки работают в зоне упругих деформаций, при $t^0 \leq 80^0\text{C}$; рабочие валки – при повышенных температурах; прокат – в зоне пластичности;
- 3 вероятностный характер процессов параметров проката;
- 4 объединение в системе чисто механических и электромеханических агрегатов, являющихся соответственно объектами механики твердого деформируемого тела и электромеханики;
- 5 целесообразность и реальный опыт применения АСУТП на современных прокатных станах;
- 6 высокий удельный вес прокатных станов со сроком эксплуатации 40 лет и более.

До начала данной работы для повышения производительности исследуемого стана были заменены электродвигатели (ЭД) главного привода в чистой группе. Сразу после пуска из монтажа был отмечен стук в коренных под-

шипниках. На ЭД наблюдались частые выходы из строя подшипников скольжения. При этом отмечались повышенные нагревы подшипников и «игра вала» (осевое перемещение вала относительно подшипника).

Предварительным обследованием были отмечены следующие отклонения условий эксплуатации от нормы:

- 1 превышение температуры масла на входе в подшипники;
- 2 систематическая «игра вала» с частотой вращения, которая может вызываться нештатными нагрузками на концы валов ЭД, передаваемыми от стана.

Было известно, что однотипные ЭД более 10 лет успешно эксплуатируются на аналогичном стане, замечаний по работе подшипников нет. Было решено провести исследование причин аварий подшипников ЭД, разработку и апробирование в промышленных условиях мероприятий, обеспечивающих надежность в эксплуатации.

2 Математическая модель чистой группы клетей с прокатываемой полосой. В соответствии с постановкой задачи рассматривается вопрос об оптимальных режимах прокатки. Сюда относятся специальные динамические режимы, позволяющие получать полосы с требуемыми механическими свойствами и допусками по геометрическим размерам.

Существующий уровень информации и управляемости электродинамикой клетей не соответствует требованиям оптимальности. Клетки и их группы (чистовые, черновые) представляют собой электромеханические системы, состоящие из электродвигателей, трансмиссии (промежуточных валов, муфт, редукторов, шестеренных клетей и других узлов), рабочих и опорных валков, а также системы управления. Часть звеньев системы рассматриваются как упругие, часть – как жесткие диски в процессе крутильных колебаний. Имеющиеся расчетные методики относятся в основном к станам, где полоса одновременно находится лишь в одной клетке, напр., [1]. В работах, относящихся к многоклетевым станам, не учтено рассеяние энергии в звеньях привода.

Предлагается детерминированная математическая модель электропривода для группы из m клетей непрерывного прокатного стана. Модель построена путем обобщения работы [1]. Наличие зазоров в соединениях и зубчатых передачах и другие нелинейные факторы не учитывались.

Система дифференциальных уравнений для асинхронного (АС) электропривода, моделируемого n жесткими дисками, имеет вид:

$$j = 1, \dots, m;$$

$$I_1^{(j)} \ddot{\varphi}_1^{(j)} + h_{12}^{(j)} [\dot{\varphi}_1^{(j)} - \dot{\varphi}_2^{(j)}] + c_{12} [\varphi_1^{(j)} - \varphi_2^{(j)}] = M_m^{(j)} ; \quad (1)$$

$$\dots\dots\dots$$

$$I_i^{(j)} \ddot{\varphi}_i^{(j)} - h_{i-1,i}^{(j)} [\dot{\varphi}_{i-1}^{(j)} - \dot{\varphi}_i^{(j)}] + h_{i,i+1}^{(j)} [\dot{\varphi}_i^{(j)} - \dot{\varphi}_{i+1}^{(j)}] -$$

$$- c_{i-1,i}^{(j)} [\varphi_{i-1}^{(j)} - \varphi_i^{(j)}] + c_{i,i+1}^{(j)} [\varphi_i^{(j)} - \varphi_{i+1}^{(j)}] = 0 ; \quad (i)$$

$$(i = 2, 3 \dots n-1)$$

$$I_n^{(j)} \ddot{\varphi}_n^{(j)} - h_{n-1,n}^{(j)} [\dot{\varphi}_{n-1}^{(j)} - \dot{\varphi}_n^{(j)}] - c_{n-1,n}^{(j)} [\varphi_{n-1}^{(j)} - \varphi_n^{(j)}] = -M_\Sigma^{(j)}; \quad (n) \quad (1)$$

$$M_\Sigma^{(j)} = M_c^{(j)} + c_r^{(j)} [\varphi_n^{(j)} - \dot{\varphi}_n^{(j-1)} t]; \quad (n+1)$$

$$M_m^{(j)} + \frac{1}{\omega_0^{(j)} s_k^{(j)}} \dot{M}_m^{(j)} = \frac{2M_k^{(j)}}{\omega_0^{(j)} s_k^{(j)}} [\omega_0^{(j)} - \dot{\varphi}_1^{(j)}]. \quad (n+2)$$

Предполагается работа АС-электродвигателей на устойчивом рабочем участке механической характеристики.

Для электропривода постоянного тока с двигателями независимого возбуждения в системе (1) взамен уравнения (n+2) имеем (после линеаризации):

$$T_e^{(j)} \dot{M}_m^{(j)} + M_m^{(j)} + \beta_j \dot{\varphi}_1^{(j)} = M_0^{(j)}. \quad (2)$$

Уравнения (1)...(n) соответствуют уравнениям Лагранжа для крутильной системы каждой клетки. Уравнение (n+1) моделирует замыкание клеток прокатываемой полосой, которая образует сложную замкнутую систему и может испытывать дополнительную упругую деформацию в случае существенного увеличения или снижения момента на клетки j .

В соответствующий переходный период линейные скорости выхода полосы клетки $j-1$ и входа в клетку j неодинаковы вследствие изменения опережения в зависимости от натяжения полосы. Для простоты опережение принято постоянным.

Обозначения в системе (1), (2):

- $I_1^{(j)}$ – момент инерции ротора двигателя;
- $I_2^{(j)}, \dots, I_{n-1}^{(j)}$ – приведенные к оси двигателя моменты инерции деталей механической части привода;
- $I_n^{(j)}$ – приведенный к оси двигателя момент инерции исполнительного органа (рабочего вала);
- $h_{i,i+1}^{(j)}$ – коэффициенты, характеризующие рассеяние энергии в механических звеньях привода;
- $c_{i,i+1}^{(j)}$ – крутильные жесткости элементов трансмиссии привода;
- $\varphi_i^{(j)}$ – угол поворота жесткого диска i в клетке j : $i = 1, \dots, n$;
- $M_m^{(j)}$ – момент двигателя;
- $M_c^{(j)}$ – приведенный к оси двигателя момент технологической нагрузки, действующей на исполнительный механизм в установившейся стадии прокатки;
- $U_e^{(j)}$ – напряжение цепи возбуждения;
- $R_{e\Sigma}^{(j)}$ – суммарное сопротивление цепи возбуждения;
- $T_e^{(j)} = L_e^{(j)}/R_{e\Sigma}^{(j)}$ – постоянная времени цепи возбуждения;
- $L_e^{(j)}$ – индуктивность цепи возбуждения;
- $K_\Phi^{(j)} = \Phi^{(j)}/I_a^{(j)}$ – поток возбуждения двигателя;
- $I_e^{(j)}$ – ток обмотки возбуждения;
- $U_a^{(j)}$ – напряжение якорной цепи;
- $I_a^{(j)}$ – ток в цепи якоря;
- $R_{a\Sigma}^{(j)}$ – суммарное сопротивление якорной цепи;
- $T_a^{(j)} = L_{a\Sigma}^{(j)}/R_{a\Sigma}^{(j)}$ – постоянная времени якорной цепи;

- $L_{a\Sigma}^{(j)}$ – индуктивность якорной цепи;
 $k_j = p^{(j)}N^{(j)} / 2\pi a^{(j)}$;
 $p^{(j)}$ – число пар полюсов двигателя;
 $N^{(j)}$ – число активных проводников якоря;
 $a^{(j)}$ – число параллельных ветвей;
 $j = 1, \dots, m$ – номер клетки в группе;
 m – число клеток в группе;
 $M_{\Sigma}^{(j)}$ – общий момент сил сопротивления, действующий на валки клетки;
 $\beta_j = (k_j \Phi_j)^2 / R_{\Sigma}^{(j)}$ – модуль жесткости механической характеристики двигателя;
 $c_n^{(j)} = \frac{E_j F_j R_j^2}{l_j}$ – жесткость полосы, приведенная к валку, причем $E_j = E_j(t^0)$
– модуль упругости полосы между валками клетей (j) и ($j - 1$);
 F_j – поперечное сечение полосы;
 R_j – радиус рабочих валков;
 l_j – длина полосы между валками;
 $\omega_0^{(j)}$ – синхронная частота вращения АС-двигателя;
 $s_k^{(j)}$ – его критическое скольжение;
 $M_k^{(j)}$ – его критический момент;

для привода постоянного тока:

$$T_e^{(j)} = T_a^{(j)};$$

$$\beta_j = (k_j \Phi_j)^2 / R_{\Sigma}^{(j)};$$

$$M_0^{(j)} = U_a^{(j)} k_j \Phi_j / R_{a\Sigma}^{(j)}.$$

Решение системы (1), (2) может проводиться при таких начальных условиях:

а) в случае пуска привода вхолостую:

при $t = 0$

$$\dot{\phi}_n^{(j)} = 0; \quad M_n^{(j)} = 0; \quad (3)$$

б) если клетки работают в нагрузочных режимах:

при $t = 0$

$$M_n^{(j)} = M_c^{(j)};$$

$$\frac{dM_{n,n-1}^{(j)}}{dt} = 0; \quad (4)$$

$$\frac{d^2 M_{n,n-1}^{(j)}}{dt^2} = 0,$$

где $M_{n,n-1}^{(j)}$ – момент сил упругости в клетях.

Решение системы (1) и (2) при начальных условиях (3) или (4) может быть выполнено численными методами, включая метод Рунге-Кутты. Модель, описанная соотношениями (1)–(4), применима для решения следующих задач:

1 расчет динамики и прочности действующей или модернизируемой сис-

темы, включая расчет собственных частот, динамических крутящих моментов и механических напряжений, если заданы параметры полосы и технологического процесса. Оценка динамических явлений для отдельных клетей и группы в целом.

- 2 создание имитационной модели группы клетей, позволяющей выполнить АСУ скоростным режимом прокатки с помощью ЭВМ, работающей в режиме реального времени. Применение такой АСУТП позволит на действующем прокатном стане вводить специальные динамические режимы. Это создает, в частности, принципиальную возможность расширить сортамент, улучшить механические и геометрические свойства проката до больших капиталовложений на реконструкцию. АСУТП на базе, отличной от (1)-(4), описаны в [2,3].
- 3 поверочный и варианты расчеты проектируемого прокатного стана с заданным сортаментом проката и объемом производства. При этом можно добиться выравнивания показателей надежности основных звеньев привода – ср.[4-6].

3 Натурные экспериментальные исследования. Решалась задача технической диагностики. Основными диагностируемыми узлами были коренные подшипники ЭД. Программа предусматривала исследование электромеханических параметров при различных эксплуатационных режимах. Исследования носили статистический характер и выполнялись, как правило, на больших партиях проката от мартеновских плавок. Регистрировались токи, напряжения, частота вращения, температура подшипников, радиальное и осевое усилия, передаваемые на подшипник со стороны привода, вибрации подшипников и «игра вала». Разработаны специальные методы измерений и аппаратура.

Из теории известно, что при прокатке на рабочие валки (В) стана со стороны полосы действуют крутящий момент полезных сопротивлений M_i и главный вектор усилия прокатки. Вектор разлагается на радиальную R , тангенциальную T и аксиальную A составляющие [7]. Эти статодинамические силовые факторы передаются на электродвигатель через линию главного привода. Их значения ограничиваются техническими условиями.

Радиальное усилие R , передаваемое от механизма стана на конец вала электродвигателя, приведенное к его торцу, не должно превышать 25кН. Эта нагрузка действует в вертикальной плоскости, проходящей через продольную ось вала, и направлена вниз. Подшипники ЭД со стороны стана имеет упорное кольцо для восприятия осевых (аксиальных) нагрузок N со стороны стана, не превышающих 200 кН. Усилия N должно быть кратковременными (редкими, случайными). Конструкция ЭД не рассчитана на восприятия осевых сил, направленных в сторону стана.

Во всех режимах работы прокатного механизма нагрузки должно быть таковы, чтобы динамические крутящие моменты в линии вала двигателя, возникающие в динамических режимах и определяемые как произведение статического перегрузочного момента на коэффициент динамичности, не превышали величины $[M_i]$.

В аварийных, редко повторяющихся режимах, динамические крутящие моменты на валу двигателя не должны превышать $2 [M_t]$. При этом повторяемость указанных аварийных динамических нагрузок по моменту не должна превышать числа $[h]$ за календарный год. Значения $[M_t]$ и $[h]$ приведены в табл. 1.

Таблица 1 – Предельные параметры $[M_t]$ и $[h]$

Параметр	Размерность	Тип двигателя	
		1	2
$[M_t]$	кН · м (тм)	984 (100)	1560 (160)
$[h]$	раз	1000	400

Штатный аппаратурный контроль силовых факторов и прочих параметров, упомянутых ранее, на отечественных прокатных станах не предусмотрен.

Динамическим явлениям в прокатных станах посвящена обширная литература. Значительная часть ее – исследование конкретных элементов станов с целью повышения их надежности и долговечности. Необходимость в таких работах объясняется тем, что затраты на текущие работы, техническое обслуживание и содержание основных средств в прокатных цехах достигает 60% общей суммы расходов по переделу проката. При этом 90 % разрушений привода имеют усталостный характер в результате возбуждения в приводе переменных динамических нагрузок. Поэтому, учитывая частые случаи выхода из строя подшипников ЭД, в программу было включено определение величины и характера нагрузок, передаваемых на привод, подшипники и якорь электродвигателя при различных режимах.

Величина усилия R , передаваемого на конец вала ЭД, определялась пересчетом по экспериментальным значениям вертикального усилия H , действующего на подшипник электродвигателя со стороны привода. Формула пересчета

$$R = H \frac{l}{l + l_1}, \quad (5)$$

где l – расстояние между осями подшипников,

l_1 – расстояние от торца вала до оси подшипника со стороны привода.

Усилие H измерялось непосредственно на подшипнике с помощью тензорезисторов. Это позволило избежать применения измерительных мессдоз, помещаемых, например, между подшипником и фундаментными плитами, или иных дополнительных деталей. Тензорезисторы и проводка к ним устанавливались на вкладыше по специальной схеме, исключающей деформации изгиба, усиливающей и регистрирующей сигналы от деформации растяжения-сжатия. Схема обеспечивает требуемый уровень дублирования. Для установки тензорезисторов был заблаговременно подготовлен запасной вкладыш. По окончании установки и тарировки тензосхемы такой вкладыш – динамометр во время суточного планового ремонта закатывался на место аналогичного штатного вкладыша. Описанная методика позволила устанавливать силоизмерительное оборудование с минимальными затратами и без потерь производительности стана. Приняты специальные меры, обеспечившие длительную стабильность

тарировочных характеристик при $t^{\circ} \leq 70^{\circ} \text{C}$, помехоустойчивость и маслозащиту тензосхемы.

Методика определения осевого усилия N , приложенного со стороны стана, разработана по аналогии с предыдущей. Тензорезисторы устанавливались на запасном упорном кольце, схема тензометрии исключала деформации изгиба, обеспечивала усилие и дублирование сигналов от деформаций растяжения - сжатия. Принятый способ тарировки позволил вести нагружение по закону $q = \text{const}$, что соответствует реальным условиям.

Сигналы от всех тензосхем подавались на статодинамический многоканальный тензоусилитель (частотный диапазон до 5000 Гц). Синхронно с тензосигналами осциллографировались ток якоря I_a и другие параметры (см. ниже). Включение аппаратуры велось дистанционно.

Исследования проводились на ряде партий металла, приведенных в табл.2.

Измерения на партиях № 1 и № 2 носили отладочный характер. Базовыми были партии №№ 5 и 6, полученные из мартеновских плавок. На остальных партиях, полученных из конверторных плавок, проводились сравнительные исследования. Выбирались в основном партии, для которых возрастают усилия прокатки.

Таблица 2 – Партии проката

№ партии	Сечение проката, мм	Число исследованных полос
1	3,5 x 1040	5
2	4 x 1270	4
3	2 x 1060	5
4	5 x 1500	4
5	2 x 1060	43
6	2,5 x 1310	47
7	3 x 1290	4

Динамика радиальных усилий характеризуется рисунком, где показана осциллограмма усилия N , записанного одновременно с током якоря I_a . Для каждой полосы металла записывались 4 процесса:

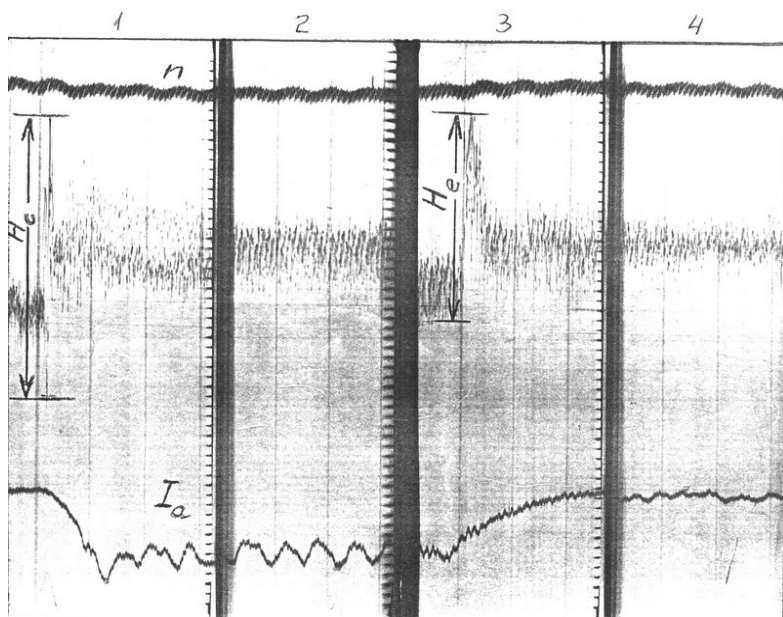
- 1 Захват раската валками исследуемой клетки и переход к установившейся стадии (далее: захват).
- 2 Установившаяся стадия прокатки (далее: прокатка)
- 3 Выброс раската из валков (далее: выброс) и переход к режиму холостого хода.
- 4 Холостой ход по ЭД исследуемой клетки (далее: холостой ход). Вслед за холостым ходом обычно начинался захват следующей полосы.

Приведен полный цикл процессов для одной из 43-х полос партии № 5. По осциллограмме определяются H_c и H_e – импульсы $H(t)$ при захвате и выбросе полосы клетью.

В результате обработки осциллограмм, включая гармонический анализ, определяются также следующие параметры, связанные с работой ЭД:

k – коэффициент переменной составляющей тока якоря:

$$k = \frac{(I_a)_{\text{var}}}{(I_a)_n} \quad (6)$$



Осциллограмма усилия H и тока I_a

Здесь $(I_a)_{\text{var}}$ – амплитуда переменной составляющей тока якоря I_a при прокатке (процесс 2);

$(I_a)_n$ – номинальное значение I_a ;

$(I_a)_c$ – ток захвата, то есть максимальное значение I_a в процессе 1;

t_c – время захвата, то есть нарастания I_a от $I_a = (I_a)_{\text{xx}} \approx 0$ до $I_a = (I_a)_c$;

$(I_a)_r$ – ток прокатки, то есть среднее значение постоянной составляющей I_a в процессе 2.

Для данной полосы $H_c = 148,5$ кН, $H_e = 113,1$ кН.

Отсюда по формуле (5) получим значения радиальных усилий: $R_c = 115,2$ кН, $R_e = 87,8$ кН. Эти значения значительно выше допустимого $[R] = 25$ кН.

Таким образом зарегистрировано ранее не описанное явление импульсного нагружения подшипника усилием $R(t)$ при захвате (R_c), а также при выбросе (R_e) полосы.

Исследование I_a дает: $(I_a)_c = 5,76$ кА; $(I_a)_r = 3,49$ кА; $(I_a)_{\text{var}} = 1,58$ кА; $k = 9,83$ %.

Коэффициент k также превышает допустимое значение $[k] = (4 \div 7)$ %.

Известны отрицательные последствия переменной составляющей в выпрямленном токе, а именно рост потерь в нагрузке, ухудшение коммутации ЭД, при малых нагрузках выпрямитель переходит в режим работы с прерыви-

стым током [8]. Эксперименты [9] показали, что прерывистый ток вызывает контактную электроэрозию в подшипниках.

На рисунке видна также запись частоты вращения n , записанной от штатной аппаратуры. Здесь $n = 205 \pm 10$ об/мин. Наблюдаются пульсации сигнала с частотой 6,8 Гц. Из осциллограммы захвата видно, что импульс H появляется в самом начале нарастания I_a , что соответствует соударению полосы с рабочими валками. За время захвата t_c , при достижении значения $I_a = (I_a)_{\max} = (I_a)_c$ усилие H приближается к стационарному значению в режиме прокатки.

Изучение динамики радиальных усилий в подшипнике во время процесса захвата обнаруживает, что кривая $H(t)$ соответствует двухстороннему соударению в зазоре ударной пары, обладающей асимметрией ударных воздействий [10]. Эти взаимодействия дают импульсы $H_c(t)$ противоположного знака, время между которыми составило на исследованной полосе $t_i = 0,0306$ с. Форма импульсов близка к пилообразным – ср.[11]. Величина достигает значения $H_c = 357,5$ кН, откуда $R_c^{(\max)} = 278,2$ кН. Это на порядок выше нормы $[R] = 25$ кН.

Влияние зазоров на динамику усилия в прокатных станах и пути снижения этих усилий путем оптимизации зазоров изложены в работе [12]. При этом специально рассмотрено явление разрыва контакта в подшипниковых опорах.

Исследование на партии № 5 с числом полос $m = 43$ носило статистический характер. Методами, описанными в работе [13], установлено, что усилия H и соответственно R , а также $(I_a)_c$, $(I_a)_r$ распределены по нормальному закону (уровень значимости $q = 2$ %; уровень значимости составного критерия $q \leq 7$ %). В табл. 3 даны следующие статистические характеристики: среднее арифметическое значение параметров x_j ($j = 1, \dots, 6$), то есть $\bar{H}_c, \bar{H}_e, \bar{R}_c, \dots$; несмещенные оценки для среднего квадратического отклонения σ , то есть S_x .

Таблица 3 – Параметры усилий и токов для партии №5 из 43-х полос

j	1	2	3	4	5	6
x_j	H_c	H_e	R_c	R_e	$(I_a)_c$	$(I_a)_r$
Размерность	кН	кН	кН	кН	кА	кА
\bar{x}	68,7	54,3	53,3	42,1	5,49	3,67
S_x	28,4	18,6	22,0	14,42	0,391	0,356
$\chi_x, \%$	41,3	34,3	41,3	34,3	7,12	9,69

Дополнительно к известным введена оценка разброса параметра x_j по формуле

$$\chi_x = \frac{S_x}{\bar{x}} \cdot 100\% . \quad (7)$$

Среднее значение $\bar{R}_3 = 53,3$ кН значительно выше допустимого значения $[R] = 25$ кН. Крайние значения: $R_c^{\max} = 278$ кН, $R_c^{\min} = 31,7$ кН. Здесь учтены испытания шести партий проката, указанных в табл. 2. Усредненные значения некоторых параметров для этих партий приведены в табл. 4. На партии № 6 определялось осевое усилие N .

Таблица 4 – Радиальные усилия для разных партий проката

№ партии	1	2	3	4	5	7
\bar{R}_c , кН	42,1	41,9	54,2	39,7	53,3	44,8
\bar{R}_e , кН	36,3	35,2	47,4	32,2	42,1	35,3

Сопоставление таблиц 2 и 4 показывает, что, как и полагалось ранее, меньшим толщинам проката δ (большим степеням обжатия) соответствуют повышенные усилия H и R .

Возвращаясь к партии № 5 (табл. 3), получим корреляционные коэффициенты $r_{3,5} = 0,4237$; $r_{3,6} = 0,3715$; $r_{4,6} = 0,3541$. Проверка значимости этих коэффициентов с уровнем $q = 2\%$ позволяет с вероятностью не менее 0,98 утверждать, что положительная корреляционная связь действительно имеет место между параметрами усилий и тока якоря: $x_3 = R_c$ и $x_5 = (I_a)_c$; $x_3 = R_c$ и $x_6 = (I_a)_r$; $x_4 = R_e$ и $x_6 = (I_a)_r$. Поскольку между усилиями H_c и R_c , H_e и R_e существует линейная зависимость (5), корреляционные зависимости для H те же, что и для R .

Показано, что превышение допустимого значения R создает опасность аварийного выхода подшипника из строя из-за недопустимого снижения толщины масляной пленки.

Предложены следующие способы снижения усилий H и R :

- 1 Оптимизация зазоров на линии клетки – см. выше.
- 2 Временная частичная разгрузка клетки по I_a с перераспределением нагрузки между клетями чистовой группы. Этот способ основан на положительной корреляционной связи между R_{\max} в процессах захвата и выброса и током якоря. Он применяется при эксплуатации (например, при подъеме t° масла на коренном подшипнике ЭД до 60°C величина I_a снижалась до 3 кА). Указанный способ несколько снижает производительность стана.
- 3 Перспективным способом является изменение техпроцесса прокатки, включая переменную частоту вращения ЭД, что может быть реализовано с помощью АСУТП. ЭД допускает такое регулирование. Описанная в разделе 2 математическая модель динамики привода применима для построения АСУТП скоростным режимом прокатки с помощью ЭВМ, работающей в режиме реального времени. Наличие АСУТП позволит регулировать скоростной режим прокатки на чистовой группе клеток так, чтобы не вызывать опасных крутильных колебаний и снижения качества проката. АСУТП повысит эффективность реализации способа по п.2. Ограничение усилий R должно не только повысить надежность работы ЭД, но и увеличить время между перевалками (заменами изношенных валков стана).
- 4 Осевые усилия N , направленные со стороны стана, измерялись на мартеновской партии № 6. Качественная картина динамики этих усилий аналогична динамике R . Величины N незначительны. При визуальном осмотре во время плановых ремонтов повреждения баббитовой заливки

на упорном кольце не обнаруживались. О работе по осевым усилиям, направленным в сторону стана см. далее.

Выше сообщалось, что конструкция исследуемых электродвигателей не рассчитана на восприятие осевых сил, направленных в сторону стана. На коренном подшипнике со стороны магнитной системы между торцом вкладыша и валом предусмотрен осевой зазор $\Delta = (1 \div 0,2)$ мм. «Игра вала» ограничивается величиной $[2s_{rel}] = \Delta_1 = 0,7$ мм $< \Delta$.

Такое перемещение может, в частности, обуславливаться несовпадением магнитных осей якоря и магнитной системы ЭД. Выполнено измерение относительных виброперемещений $2s_{rel}$ в различных эксплуатационных режимах с помощью вихретокового преобразователя.

Статистические исследования «игры вала» выполнялись на той же партии № 5, что и работы по усилиям R . В каждом из процессов (захват, прокатка, выброс, холостой ход) значения s_{rel} распределялись по нормальному закону ($q_I = 2\%$, $q \leq 7\%$). Во всех этих процессах значения «игры вала» ниже нормы 700 мкм. Различия средних значений $2s_{rel}$ между режимами не превышает 10,4%. Ударные явления на «игре вала» при этом не проявляются.

Основной интерес представляют исследования «игры вала» в переходном процессе включения привода в нормальный режим после перевалки. «Игра вала» может быть описана эмпирической функцией вида

$$2s_{rel}(t) = F(t) + A(t) \sin[\omega(t)t + \varphi(t)]. \quad (8)$$

Здесь

$F(t)$ – аperiodическое слагаемое;

$A(t)$ – переменная амплитуда почти периодического слагаемого;

$\omega(t)$ – переменная частота;

$\varphi(t)$ – переменная фаза колебаний.

Начиная с $t = 7$ с,

$$A(t) = a(t)e^{-\lambda(t)t}, \quad (9)$$

что соответствует затухающим колебаниям с переменной частотой. Здесь $\lambda(t)$ – переменный декремент затухания.

Максимальное значение «игры вала» за весь процесс составляет с учетом второго слагаемого в формуле (8) $(2s_{rel})_{max} = 1384$ мкм. Эта величина почти в два раза превышает норму 700 мкм. Измерения проводились в режиме холостого хода. Положительное значение $F(t)$ соответствует перемещению якоря в сторону стана. На ЭД наблюдается выработка баббита там, где сверхнормативной «игрой вала» выбирается осевой зазор $\Delta = (1 \pm 0,2)$ мм. Вероятной причиной этого явления может быть установка нештатных муфт между провалами и валами ЭД. Такая зубчатая муфта передает на ЭД осевые силы, соответствующие аксиальной составляющей A_B усилия прокатки. Предусмотрено проведение работ по снижению «игры вала» до нормы. Такие работы ведутся одновременно со снижением радиальных усилий в подшипниках путем оптимального регулирования зазоров по всей линии существующего главного привода клетки и замены муфт на штатные.

Вибрация подшипников со стороны привода и коллектора на всех ЭД ниже нормы. Спектр виброперемещения подшипников аналогичен спектру $s_{rel}(t)$. Исследование также носило статистический характер.

На валах электродвигателей были обнаружены напряжения по отношению к земле. После установки заземляющих щеток останова стана из-за перегрева подшипников резко снизились. Однако позднее отмечались случаи перегревов и прямых проявлений подшипниковых токов.

При прокате мартеновской партии металла осциллографировались токи якоря I_a и коренного подшипника I_p . Статистическая обработка данных показала, что коэффициент переменной составляющей от I_a имеет среднее арифметическое значение $\bar{k} = 7,920\%$, модальное значение $m_{0k} = 8,3\%$, распределен по нормальному закону, а указанные значения превосходят норму – см. формулу (6). Установлена положительная корреляция между параметром k и последовательными импульсами подшипниковых токов.

Даже частичное выполнение упомянутых в данном разделе рекомендаций позволило снизить простои прокатного стана из-за перегрева подшипников ЭД на 86 %.

4 Математическая модель полосы проката перед чистовой группой клетей. Известно, что передний и задний концы раската полосы перед чистовой группой клетей холоднее остальной части полосы. Форма этих концов отличается от прямоугольной. Передние, а иногда и задние концы раската обрезаются. Для экономии по крайней мере части металла от концов раската предлагается предусмотреть специальное программное регулирование электроприводов в чистовой группе клетей. Для этого регулирования требуется ввести информацию о полосе в виде ее математической модели.

Предлагается моделировать раскат многофакторной эмпирической функцией от геометрических и других параметров, включая натяжение полосы. Эмпирическая функция отыскивается в виде алгебраического полинома, наилучшего в среднем квадратичном. Пусть задано m значений $y_1^{(0)}, \dots, y_i^{(0)}, \dots, y_m^{(0)}$ функции n – переменных $(x_1, \dots, x_j, \dots, x_n)$. Строим приближение в виде алгебраического полинома r -той степени, принимающего в i -той точке значение:

$$y_i = \sum_{s=1}^{\lambda} b_s \prod_{j=1}^n x_{ij}^{s_j} . \quad (10)$$

Методика аппроксимации и некоторые результаты изложены в статье [14].

Расчет оценок погрешности аппроксимации проводится по формулам:

$$E_1 = \sum_{i=1}^m \left[y_i^{(0)} - y_i \right]^2 ;$$

$$E_2 = \sum_{i=1}^m \left[y_i^{(0)} \right]^2 - \sum_{i=1}^m y_i^2 .$$

Для наилучшей аппроксимации заданной степени

$$E_3 = \bar{\Delta} = \sum_{i=1}^m \left| \frac{y_i^{(0)} - y_i}{y_i^{(0)}} \right| \cdot 100\% ;$$

$$E_4 = \Delta_{\max} = \max \left\{ \frac{y_i^{(0)} - y_i}{y_i^{(0)}} \right\} \cdot 100\% ;$$

$$E_5 = \Delta = \sqrt{E_1 / (m - \lambda)} ;$$

$$E_6 = \delta_E = \frac{|E_1 - E_2|}{E_1} \cdot 100\% ;$$

$$E_7 = \chi = \left| \Delta / \bar{y}^{(0)} \right| \cdot 100\% ;$$

$$E_8 = \Delta' = \sqrt{E_1 / m} ;$$

$$E_9 = \chi' = \left| \Delta' / \bar{y}^{(0)} \right| \cdot 100\% .$$

Доказаны существование, единственность и минимизирующее свойство аппроксимирующего алгебраического полинома. Разработана и реализована система программ для аппроксимации дискретных функций.

Фактическое моделирование полос проведено на примерах раскатов из опытных слябов. Короткие кромки (передний и задний концы раскатов) аппроксимировались на данном этапе алгебраическими полиномами одной переменной. Передние концы удовлетворительно моделировались полиномами степеней $r = 6,7$; задние концы – полиномами степеней $r = 4 \div 6$. При этом $E_9 \leq 11\%$.

Выводы. Построена математическая модель динамики системы, куда входят чистовая группа клетей прокатного стана с электроприводом и прокатываемая полоса. Получена также математическая модель самой полосы перед чистовой группой. Выполнены натурные эксперименты на этой группе клетей, имевшей аварийные остановки из-за превышения ограничений по механическим и электрическим параметрам. Показано, что эти параметры подчиняются нормальному закону распределения.

Перспективы данного направления распространяются на математические модели с использованием теории случайных процессов. Такие модели могут стать основой АСУТП многоклетевых прокатных станов.

Список литературы: 1. Иванченко Ф.К., Красношапка В.А. Динамика металлургических машин. – М.: 1983. – 296 с. 2. Автоматизированные широкополосные станы, управляемые ЭВМ. – М.: 1984. – 240 с. 3. Доклад дипл. инженера Х. Вокуша. Концепция управления и обслуживания для базисной автоматизации широкополосного прокатного стана. Siemens Aktiengesellschaft. Printed in FRG. 128264 SD 5850.5. 4. Земляков В.Д., Фисенко С.А. К вопросу снижения динамических нагрузок в электроприводах прокатных станов // Электротехника. – 1988. – № 1. – С. 6-10. 5. Ларин В.Б. и др. Понижение порядка динамической модели прокатного стана // Автоматика. – 1992. – № 2. – С. 67-75. 6. Остерник Э.С. Моделирование динамики электропривода для группы клетей непрерывного прокатного стана. – 9 с. – Рукопись деп. в «Информэлектро». 5.06.1991. – № 40. –

Эт.91. **7.** Целиков А.И., Гришков А.И. Теория прокатки. – М.: 1970. – 360 с. **8.** Перельмутер В.М., Брауде Ю.Н. и др. Тиристорные электроприводы прокатных станов. – М.: 1978. – 152 с. **9.** Амбарцумов Т.Г., Тютюнников П.Т. Защита подшипников электрических машин от токов // Труды ВНИИЭМ. – Т. 28. – М., 1989. – С. 21-23. **10.** Бабицкий В.И. Теория виброударных систем. – М.: 1978. – 352 с. **11.** Римский В.К. Математическое и имитационное моделирование удара // Заводская лаборатория. – 1990. – № 5. – С. 111. **12.** Смирнов В.В., Яковлев Р.А. Механика приводов прокатных станов. – М.: 1977. – 216 с. **13.** Остерник Э.С. О стохастической модели статора турбогенератора // Вестник НТУ «ХПИ». Сб. научных трудов. Тем. выпуск «Динамика и прочность машин». – 2007. – № 22. – С. 135-147. **14.** Остерник Э.С. Моделирование деформационных полей с помощью функций N – переменных // Вестник НТУ «ХПИ». Сб. научных трудов. Тем. выпуск «Динамика и прочность машин». – 2003. – № 8, т.3. – С. 29-42.

Поступила в редколлегию 07.10.2008