

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ГЛАВНОГО ПРИВОДА С ЦЕЛЬЮ СТАБИЛИЗАЦИИ СКОРОСТНОЙ АСИММЕТРИИ РАБОЧИХ ВАЛКОВ В НЕСТАЦИОНАРНОМ ПРОЦЕССЕ ПРОКАТКИ

Поваляев В.Д., Дмитриченко А.А.

Нестационарный процесс, в течение которого происходит захват полосы валками и формирование переднего конца раската, длится 1,5 – 2,0 сек. Несоблюдение требуемой величины скоростной асимметрии рабочих валков в этот период приводит к нежелательному как по величине так и направлению изгибу переднего конца полосы. Цель настоящей работы определить оптимальные параметры главного привода, обеспечивающие минимальное отклонение величины скоростной асимметрии от заданной в процессе выполнения заданного технологического процесса.

Прокатный стан с точки зрения его оптимизации с целью повышения качества выпускаемой продукции и стабилизации технологического процесса, особенно на этапе нестационарного технологического процесса, можно рассматривать как объект с определенными динамическими свойствами и систему внешних воздействий, вводимых в общем случае в различные части кинематической схемы главного привода: рабочий орган, трансмиссии, двигатели.

В этом плане и технологический процесс с его различными параметрами (различные коэффициенты трения в очаге деформации на верхнем и нижнем валках, их колебания в процессе прокатки, различные скорости захвата и роста нагрузки, различные моменты прокатки и др.) можно рассматривать как управляющие (возмущающие) воздействия, вводимые через рабочий орган – рабочие валки. Эти воздействия, особенно их колебания, суммируясь с собственными динамическими свойствами клетки, влияют на динамику главного привода, как правило, отрицательно, возбуждая в трансмиссиях главного привода колебательный процесс, дестабилизирующий кинематические и силовые параметры на рабочих валках, увеличивают динамические нагрузки в различных частях привода.

Поэтому, выбор оптимальных параметров стана неразрывно связан с выполняемым на нем технологическим процессом и должен учитывать допустимый диапазон его колебаний, не нарушающий стабильность его протекания.

Выбор параметров стана с целью обеспечения его оптимальных динамических свойств на этапе проектирования или коренной реконструкции, позволяет существенно сократить объем внешних управляющих воздействий на этапе эксплуатации.

Исследование параметров главного привода толстолистовых и широкополосных станов с длиной бочки от 1700 до 3600 мм с индивидуальным двух-, трех- и четырех - двигательным редукторным и безредукторным симметричным и асимметричным приводом показало, что уравнения, описывающие движения масс привода, относятся к уравнениям колебательного типа ($2\sqrt{I_i/c_i} > h_i/c_i$), (I_i , c_i , h_i -моменты инерции, жесткости и коэффициент вязкого трения в i - массе) с собственной частотой от 20 до 200 Гц. [1]. Меньшие частоты относятся к части привода, примыкающей к двигателям (20 –40 Гц). Перевод системы из колебательной в апериодическую весьма затруднителен, так как требует либо уменьшения маховых масс привода, либо увеличения диссипативных сил, то есть увеличения рассеивания энергии, что приведет к снижению КПД привода.

Уменьшение момента инерции валкового узла и трансмиссий в связи с тенденцией роста нагрузок и повышением требований к точности проката (повышение жесткости валкового узла за счет увеличения диаметра опорных валков) в настоящее время не представляется возможным.

Уменьшение моментов инерции якорей двигателей возможно за счет перехода от двигателей постоянного тока к синхронным двигателям переменного тока с регулировкой скорости путем изменения частоты питающего тока.

В настоящей работе предпринята попытка определения оптимальной величины параметров трансмиссий и главных двигателей путем введения целевой функции в систему дифференциальных уравнений, описывающих движение масс привода [2], и их совместного решения.

В качестве целевой функции используется уравнение

$$\Delta\omega(t) - c(t) = \varepsilon \quad (1)$$

где $\Delta\omega(t)$, $c(t)$ – истинная и заданная в данный момент времени величина относительного рассогласования угловых скоростей рабочих валков

$$\Delta\omega = (\omega_6 - \omega_7) / \omega_6, \quad (2)$$

ω_6 , ω_7 – угловые скорости быстроходного и тихоходного валков.

После подстановки (1) в (2) и дифференцирования по времени (при постоянной ε)

$$\dot{\omega}_6 - \dot{\omega}_7 = \dot{\omega}_6 \times c(t) + \dot{c}(t) \times \omega_6 \quad (3)$$

Подставив (3) в уравнение, описывающее движения например верхних рабочих валков [2]..

$$I_1 \dot{\omega}_1 + c_{12} \times \Delta\varphi_{12} + h_{12} \times \Delta\omega_{12} = M_{npl}, \quad (4)$$

после несложных преобразований получим уравнение для определения величины жесткости упругих связей между рабочими валками (индекс 1) и шпинделями (индекс 2) верхней трансмиссии (жесткость верхнего шпинделя)

$$c_{12} = \left(-M_1 - h_{12} \times \Delta\omega_{12} - \dot{\omega}_4 \times I_1 \times (1 - c(t)) + \dot{c}(t) \times \omega_4 \times I_1 \right) / \Delta\varphi_{12} \quad (5)$$

В результате совместного решения и целевой функции (3) и уравнений, описывающих движение трансмиссий и якорей двигателя

$$I_2 \dot{\omega}_2 - c_{12} \times \Delta\varphi_{12} + c_{23} \times \Delta\varphi_{23} - h_{12} \times \Delta\omega_{12} + h_{23} \times \Delta\omega_{23} = 0 \quad (6)$$

$$I_3 \dot{\omega}_3 - c_{23} \times \Delta\varphi_{23} - h_{23} \times \Delta\omega_{23} = M_{q3}, \quad (7)$$

получим уравнение, определяющее оптимальный диапазон для момента инерции якоря двигателя, например, ведомого (вращающегося с меньшей угловой скоростью) валка

$$I_3 = \left[M_{q3} - M_{npl} + I_2 \times \dot{\omega} + I_1 \left(\dot{\omega}_4 + \omega_1 \times \dot{c}(t) \right) / (1 - c(t)) \right] / \dot{\omega}_3 \quad (8)$$

Совместное решение (6) с уравнением момента двигателя [3], позволяет получить оптимальный диапазон колебаний электрических параметров двигателя: сопротивление цепи якорной обмотки R , магнитного потока возбуждения Φ , напряжения на якоре, u , L_α индуктивность рассеяния якорной цепи.

При определении оптимальных параметров системы, вводятся ограничения на варьируемую (оптимизируемую) величину, силовые и кинематические параметры рабочего процесса прокатки. Силовые параметры определялись с учетом прочностных показателей деталей трансмиссий, электрические – с учетом паспортных данных двигателей.

Сопротивление якорной цепи определяет тепловые потери энергии в двигателе, поэтому значительное увеличение сопротивления якорной цепи нежелательно.

Как показали проведенные исследования, для точного выполнения целевой функции, оптимизируемый параметр за время нестационарного процесса колеблется в диапазоне, значительно превосходящем пределы ограничений. Введение ограничений нарушает стабильность скоростной асимметрии рабочих валков. Так как способы управления упруго – массовыми параметрами трансмиссий в широком диапазоне неизвестны, исследование проводилось путем предварительного, одноразового изменения упруго – массового параметра трансмиссии или жесткости механической характеристики двигателя с последующей оценкой степени соответствия целевой функции.

Регулирование скорости валков производили путем регулирования напряжения на якорной обмотке, начальная и конечная величина которого определялась с использованием уравнения механической характеристики двигателя [3] с учетом начальных и конечных скоростей и моментов прокатки при заданном времени разгона.

Однако, регулирующее воздействие через электромагнитные параметры двигателей достигает рабочих валков с опозданием на 0.4 – 0.6 с, что соизмеримо со временем формирования переднего конца раската и, следовательно, не позволяет управлять его формой. Наилучшие результаты по стабилизации величины скоростной асимметрии рабочих валков удалось достигнуть путем введения регулирующего воздействия непосредственно на рабочие валки, например, дополнительного силового воздействия на один из рабочих валков, закон изменения которого должен учитывать законы изменения всех силовых параметров, действующих как на регулируемый, так и на смежный рабочий валок.

Такое уравнение получено в результате совместного решения уравнений (3) и (4) относительно момента, нагружающего этот валок.

$$M_p = \frac{d(\Delta\omega)}{dt} \omega_n I_p + (c_n \times \Delta\varphi_n + M_n) \times (1 - \Delta\omega) \frac{I_p}{I_n} - c_p \times \Delta\varphi_p \quad (9)$$

где M_p, M_n – моменты, на рабочих валках с регулируемой (р) и не регулируемой (н) нагрузкой соответственно;

$\Delta\omega$ - заданная величина скоростной асимметрии рабочих валков;

c_p, c_n - суммарная жесткость трансмиссий главного привода

$\Delta\varphi_p, \Delta\varphi_n$ – суммарные углы закручивания трансмиссий главного привода на участке между рабочими валками и двигателями.

Величина дополнительного нагружения (ΔM) определяется разностью момента, определенного по уравнению (9) и момента прокатки на регулируемом валке

$$\Delta M_p = M_p - M_{np} \quad . \quad (10)$$

Расчеты с использованием уравнения (8.2) показали, что в случае нагружения одного из валков строго в соответствие с этим уравнением, достигается точная стабилизация скоростной асимметрии рабочих валков (рис.8.16). Однако, суммарный момент сопротивления на регулируемом валке, определяемый уравнением (8.1), в некоторые моменты времени меньше момента прокатки, рассчитанного из условия сопротивления пластической деформации металла, что невозможно осуществить. Поэтому, момент сопротивления, определяемый уравнением (8.1) ограничивается снизу величиной момента прокатки на этом валке. Это приводит к некоторому отклонению скоростной асимметрии рабочих валков от заданной в период до 0.15с.с начала захвата в сторону увеличения рассогласования скоростей валков. В дальнейшем эта величина стабилизируется и сохраняется на этом уровне.

Список литературы: 1 Левитский Н.И. Колебания в механизмах. М.: Наука, 1988.- 336 с. 2. Поваляев В.Д., Горелик В.С., Гладчук Е.А. Моделирование главной линии листопрокатной клетки с конструктивно – асимметричным индивидуальным приводом валков // Известия вузов. Черная металлургия.- 1990.- № 5.- С. 82-84. 3.Ключев Б.И. Теория электропривода М.: Энергоатомиздат, 1985.- 560 с.