

МОДЕЛИРОВАНИЕ НЕЛИНЕЙНОЙ ДИНАМИКИ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ НАЖИМНЫМИ ВИНТАМИ БЛЮМИНГА

В современных экономических и технологических условиях металлургического производства Украины обжимные прокатные станы (блюминги и слябинги) являются наиболее широко используемым оборудованием на начальном этапе обработки чёрных металлов. От качества их работы зависит практически весь остальной процесс обработки металла. Производительность прокатных станов является определяющей во всей технологической цепочке, начиная от слитка и заканчивая готовым изделием. Высокая энергоёмкость прокатного производства также является актуальным фактором в задаче управления прокатным оборудованием и оптимизации производственного процесса.

Вместе с тем, прокатное производство является весьма “трудным” объектом как с точки зрения построения физических и математических моделей процессов, происходящих при прокатке, так и с точки зрения построения системы управления. Множество различных физических явлений и непостоянство их параметров, сильная и невычленимая нелинейность многих звеньев системы управления, человеческий фактор в системе управления клетью делает задачу построения модели сложной и нетривиальной.

Одной из важнейших задач при управлении процессом прокатки является задача установки межвалкового зазора. Для каждого профиля существует своя программа изменения межвалкового зазора (рис. 1).

Величина зазора задается с помощью двигателя постоянного тока с независимым возбуждением. Момент, создаваемый двигателем, передается на нажимной винт зубчатой передачей. Положение нажимного винта измеряется с помощью сельсина и служит для обратной связи. В настоящее время в качестве управляющего звена служит человек-оператор.

Для управления приводом нажимных винтов служит электромеханическая система, упрощенная модель которой приведена на рис. 2.

Управляющее звено (Ст1), наблюдая за показаниями датчика положения W_{sp} , на основании опыта и заданной технологической карты формирует сигнал управления скоростью u_c . Этот сигнал сравнивается с реальным значением угловой скорости n вращения нажимного винта, измеряемым с помощью датчика скорости W_{sv} . Для ограничения максимального тока якоря, а также для предотвращения колебаний в процессе управления с помощью датчика W_{sc} измеряется ток якоря I_a . Этот сигнал используется в качестве обратной связи на входе ПД-регулятора W_c . Полученный сигнал управляет тиристорным преобразователем W_{cnv} , формирующим напряжения питания U якоря двигателя.

© А.И. Гуда, А.И. Михалев, М.Д. Зинченко, 2002

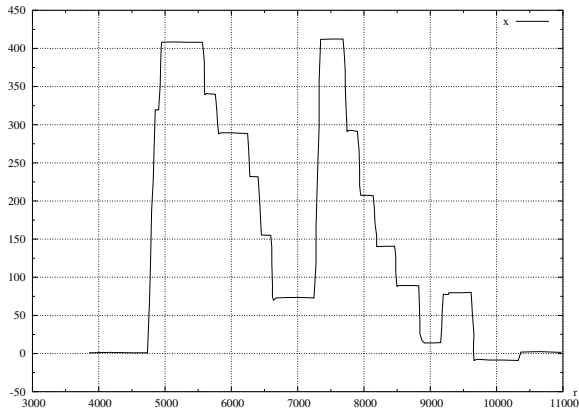


Рис. 1 – Характерная зависимость межвалкового зазора от времени

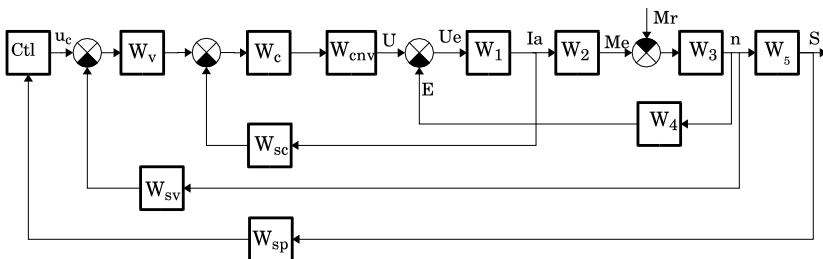


Рис. 2 – Модель привода нажимного винта

Эффективное напряжение на якоре двигателя U_e определяется как разность напряжения питания U и противоэдс E , и определяет (W_1) ток якоря двигателя I_a .

Создаваемый двигателем (W_2) момент M_m приводит в движение механическую часть системы управления межвалковым зазором. В упрощенной схеме механическую часть представляют в виде звеньев W_3 и W_5 , определяющими соответственно угловую скорость вращения вала двигателя n и межвалковый зазор S . Реакцию системы при этом представляют в виде момента M_r , равного нулю при постоянном S , и равным по модулю постоянной величине при движении системы, и направленного против направления движения.

Использование такой упрощенной модели на практике приводит к значительным ошибкам при моделировании и управлении. Низкое качество модели не позволяет построить достаточно точную и эффективную систему управления, и заменить ею человека-оператора. Для построения достаточно адекватной модели необходим учёт многих, в том числе существенно нелинейных явлений, возникающих в системе якорь двигателя – зубчатая передача – нажимной винт – гайка – система подвески верхнего вала.

Ввиду того, что при построении новой модели необходимо учитывать тот факт, что связи между элементами механической системы не являются абсолютно жёсткими, необходимо ввести три новые независимые координаты: φ_m – угол поворота вала двигателя, φ_s – угол поворота нажимного винта, x_n – положение гайки. Для каждой из координат положительным направлением примем направление, соответствующее поведению верхнего вала.

Уравнение для якоря двигателя:

$$J_m \ddot{\varphi}_m + \lambda \dot{\varphi}_m = M_{me} - M_{rs} \quad (1)$$

где J_m – момент инерции якоря, λ – коэффициент вязкого трения (сухим трением здесь можно пренебречь), M_{me} – момент, создаваемый электромагнитными силами, M_{rs} – момент сопротивления, передаваемый с нажимного винта.

Аналогично уравнение для нажимного винта:

$$J_s \ddot{\varphi}_s + \lambda \dot{\varphi}_s = M_{ms} - M_{rn} \quad (2)$$

где J_s – момент инерции винта, M_{ms} – момент, передаваемый с двигателя на винт, M_{rn} – момент реакции гайки.

Для определения связи между уравнениями 1 и 2 необходимо задать зависимость моментов M_{rs} и M_{ms} от взаимного положения якоря и винта. Прежде всего, следует учесть гистерезисную нелинейность вида “люфт” из-за неизбежного зазора между зубьями передачи. Из-за эффекта памяти, присущего гистерезисным звеньям, модель такого элемента для произвольного входа может быть задана только алгоритмически. Для зубчатой передачи за ширину гистерезиса примем угловую величину половины свободного поворота ведомого вала. Пусть k_{ms} – коэффициент

передачи мотор – вал. Угол поворота якоря, приведённый к углу поворота винта обозначим как $\varphi_{ms} = k_{ms}\varphi_m$, а с учетом люфта – как φ_{msh} . Разность $d_{ms} = \varphi_{msh} - \varphi_s$ определяет моменты M_{rs} и M_{ms} . Силы, возникающие при взаимном смещении зубьев передачи, имеют как упругую компоненту, зависящую от d_{ms} , так и неупругую, зависящую от \dot{d}_{ms} .

$$M_{ms} = f_p d_{ms} + f_d \dot{d}_{ms}, \quad M_{rs} = \frac{M_{ms}}{k_{ms}} \quad (3)$$

Чтобы при моделировании связь выглядела как жесткая, коэффициенты пропорциональности моментов f_p и f_d следует выбирать довольно большими. Критерием правильности выбора данных коэффициентов может служить отсутствие заметной зависимости результатов моделирования от небольших (20–30%) изменений этих коэффициентов. При этом диссипативный член должен преобладать, так как переходные процессы в таких связях носят аperiодический, а не колебательный характер.

Наличие в модели элементов с большими коэффициентами, и следовательно, с малыми постоянными времени, требует при численном моделировании значительных затрат, а существенная нелинейность других звеньев не позволяет свести систему к более простой модели, с меньшим количеством независимых координат.

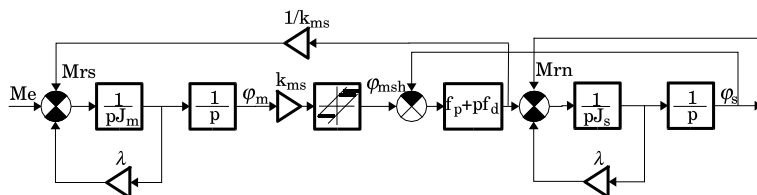


Рис. 3 – Модель подсистемы мотор–винт

Полученная модель подсистемы мотор–винт (рис. 3) в качестве входных сигналов использует момент двигателя M_e и момент сопротивления гайки M_{rn} . Выходным сигналом является угол поворота винта φ_s .

При моделировании подсистемы винт – гайка – валок наиболее существенным нелинейным явлением является сухое трение. Следует различать силу трения движения и силу трения покоя. В нашем случае нельзя пренебрегать ни первой, ни второй, так как периоды движения системы сменяются периодами покоя.

Моделирование силы трения движения самой по себе не представляет проблемы. В простейшем случае

$$F_{fm} = -F_f \text{sign}(\dot{x}), \quad (4)$$

где F_{fm} – сила трения движения, F_f – максимальное значение силы трения покоя.

Более сложные модели могут учитывать зависимость силы трения от скорости. В системе подвески верхнего валка из-за неравномерного износа следует учесть зависимость $F_f(S)$.

Сила трения покоя F_{fr} равна по величине и противоположно направлена по отношению к сумме всех сил (кроме трения), приложенных к телу. При моделировании движения тела с учётом силы сухого трения следует реализовать переход от трения покоя к трению движения и наоборот. Ввиду того, что в качестве входного сигнала при этом служат разные величины, то нецелесообразно моделировать силу трения саму по себе. Моделировать следует движения тела определённой массы (или момента инерции) под действием внешней силы (или момента). Считаем, что максимальная сила трения покоя пропорциональна силе нормальному давлению:

$$F_{\bar{f}} = \mu P \quad (5)$$

где μ – коэффициент силы трения, P – сила нормального давления.

При моделировании взаимодействия нажимной винт – гайка учёт силы трения имеет принципиальное значение. С точки зрения механики, система винт–гайка эквивалентна системе из двух клиньев (рис. 4).

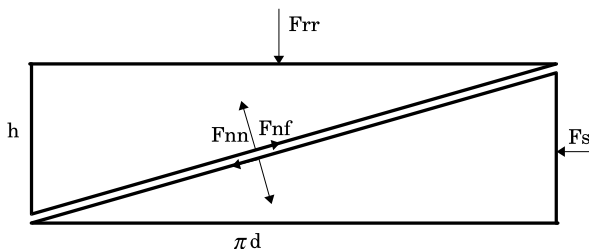


Рис. 4 – Механический эквивалент системы винт–гайка

При отсутствии внешней вынуждающей силы F_s , вызванной моментом со стороны винта $M_s = F_s r_s$, и при выполнении условия

$$\mu \geq \frac{h}{2\pi r_s} \quad (6)$$

система будет находиться в покое, независимо от величины силы давления вала на гайку F_{rr} . Такое поведение невозможно описать, используя только линейные звенья. Нажимные винты проектируют с таким расчётом, чтобы условие (6) выполнялось.

При моделировании динамики верхнего вала следует учитывать следующие силы:

1. силу упругой реакции подвески F_{rs} ;
2. силу тяжести F_{rg} ;
3. силу гидродинамического сопротивления F_{rfv} ;
4. силу сухого трения F_{rfd} ;
5. реакцию гайки $F_{nr} = -F_{rr}$.

Реакцию гайки следует считать аналогично моментам, возникающим в редукторе. Именно для этого и понадобилась координата положения гайки x_n . Так как в формировании динамики как валка, так и гайки участвует сила сухого трения, то для моделирования этих звеньев системы необходимо использовать отдельные блоки моделирования “движение тела с учетом силы трения” для каждого из звеньев.

Параметры многих элементов полученной модели неизвестны, что затрудняет получение адекватных результатов. Свою лепту вносит и тот факт, что при прокатке практически не ведется измерение и запись состояния системы. Чаще всего доступна измерению только зависимость межвалкового зазора от времени. В каких случаях сильной априорной неопределенности могут оказать адаптивно-поисковые методы идентификации [6]. Применение этих методов может позволить не только создать достаточно адекватную модель процессов, происходящих при прокатке, но и проводить анализ параметров стана непосредственно при его работе, что способствует более качественному управлению процессом и повышает вероятность заблаговременного обнаружения неисправностей.

Литература

1. Нелинейные задачи динамики машин. И.И. Вульфсон, М.З. Козловский Л.: “Машиностроение” 1968. – 280 с.
2. Статистический анализ и математическое моделирование блюминга. С.Л. Коцарь, Б.Н. Поляков, Ю.Д. Макаров, В.А. Чичигин. М.: “Металлургия”. 1974. – 280 с.
3. Моделирование тиристорных электроприводов. Е.В. Колчев, В.П. Метельский, В.И. Стульников. К.: “Техніка”. 1980. – 84 с.
4. Автоматические системы с разрывным управлением. Ю.А. Борцов, И.Б. Юнгер. Л.: “Энергоатомиздат” 1986. – 168 с.
5. А.И. Гуда, А.И. Михалёв. Сравнительный анализ алгоритмов поисковой идентификации нелинейных систем. /“Адаптивні системи автоматичного управління” № 3(23) 2000 г. // Д.: “Системні технології”. 2000. С. 100–108.
6. А.И. Гуда. Применение метода адаптивно-поисковой идентификации для определения параметров нелинейностей динамических систем. /“Системні технології” № 7 1999 г. // Д.: “Системні технології”. 1999. С. 130–134.

Получено: 10.12.2002