

УДК 62-83-523:621.771.22

Задорожня И. Н., Тарасов А. Ф.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ НА ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГЛАВНЫХ ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ СТАНОВ ГОРЯЧЕЙ ПРОКАТКИ

Анализ численных значений фактических параметров электромеханической системы главных приводов прокатных станков [1–7] для эквивалентных двухмассовых расчетных схем [3, 5, 8] показывает, что они реально не могут удовлетворять требованиям быстрого затухания переходных процессов в упругой механической подсистеме.

Для исполнения механической части главных приводов прокатных станков, в частности станков горячей прокатки, актуальным является определение влияния их конструктивных параметров на демпфирующую способность полной электромеханической системы [9, 10].

Назначение параметров механической подсистемы должно учитывать явление электромеханической взаимосвязи [11], когда собственно электромагнитная подсистема при определенных сочетаниях обобщенных параметров γ (коэффициент распределения инерционных масс), K_e (коэффициент электромеханической взаимосвязи), $\xi_{\text{Э}}$ (коэффициент демпфирования в электромагнитной подсистеме), $\xi_{\text{М}}$ (коэффициент демпфирования в механической подсистеме) [12] оказывает благоприятное демпфирующее действие на упругие механические колебания.

Целью настоящей работы является исследование влияния конструктивных параметров главного электропривода стана горячей прокатки на динамические процессы в электромеханической системе.

Оценку динамических свойств электромеханической системы привода в смысле затухания свободной составляющей движения производим по характеристическому полиному в форме обобщенных параметров [13]:

$$Q(p) = zK_{\text{В}}T_{\text{У}}^4p^4 + 2g(\sqrt{K_{\text{В}}}x_{\text{Э}} + \sqrt{\gamma K_{\text{В}}}x_{\text{М}})T_{\text{У}}^3p^3 + [4\xi_{\text{Э}}\xi_{\text{М}}\sqrt{\gamma K_{\text{В}}} + \gamma(1 + K_{\text{В}})]T_{\text{У}}^2p^2 + \dots \\ \dots + 2(\gamma\sqrt{K_{\text{В}}}\xi_{\text{Э}} + \sqrt{\gamma}\xi_{\text{М}})T_{\text{У}}p + 1. \quad (1)$$

Так как целью исследования переходных процессов в электромеханической системе является оптимизация конструктивных параметров привода, то для количественной оценки меры демпфирования, оказываемого рациональным выбором этих параметров, вязкое трение в линии механической передачи не учитывается. Характеристическое уравнение (1) для случая $\xi_{\text{М}} = 0$ упрощается и принимает следующий вид:

$$Q_{\text{К}}(p) = zK_{\text{В}}T_{\text{У}}^4p^4 + 2z\sqrt{K_{\text{В}}}o_{\text{Э}}T_{\text{У}}^3p^3 + z(1 + K_{\text{В}})T_{\text{У}}^2p^2 + 2\sqrt{K_{\text{В}}}zo_{\text{Э}}T_{\text{У}}p + 1 = 0, \quad (2)$$

где $Q_{\text{К}}(p)$ – характеристическое уравнение для параметрической оптимизации привода конструктивными мерами.

Вариация конструктивных параметров электропривода соответственно изменяет обобщенные параметры электромеханической системы:

$$K_{\text{В}} = \frac{\Omega_{12}^2}{\Omega_{\text{Э}}^2}; \quad (3)$$

$$x_{\text{Э}} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{T_{\text{М1}}}{T_{\text{Э}}}}; \quad (4)$$

$$g = \frac{J_1 + J_2}{J_1}. \quad (5)$$

Анализ уравнений динамики и рациональный выбор обобщенных параметров, характеризующих показатели переходных процессов, указывает на взаимосвязь оптимальных значений параметров электромагнитной и механической подсистем. Демпфирование упругих механических колебаний обусловлено эффектом электромеханического взаимодействия при физическом наличии только инерционной связи, которая определена коэффициентом γ (5), что подтверждает его значимость для оптимизации.

Из характеристического уравнения (2) следует, что в процессе проектирования можно влиять на расположение его корней на комплексной плоскости изменением коэффициента распределения инерционных масс γ , в частности, на действительную часть корней, определяющей затухание возникающих при захвате металла валками колебаний.

Достаточно просто γ можно изменять путем выбора соответствующих технологическому процессу параметров – передаточного числа редуктора и номинальной скорости приводного двигателя, так как приведенное значение суммарного момента инерции механической подсистемы:

$$J_2 = J_{2M} \cdot \frac{1}{u^2}, \quad (6)$$

где J_{2M} – суммарный момент инерции элементов механической передачи, отнесенный ко второй массе; $u = \omega_1 / \omega_2$ – передаточное число редуктора.

В литературных источниках [6–8] указывается на ограничения подобного конструктивного решения. Следует иметь в виду, что дискретные массы приводной линии валков клетей (момент инерции J_{2M}) имеют всегда фиксированные (каталожные) значения моментов инерции шестерни и колес редуктора, муфт, маховиков, шпинделей, промвалов и т. п. [14]. Это относится и к моменту инерции якоря (ротора) двигателя.

Следует отметить и принципиальную возможность выбора конструкции приводного двигателя в двухякорном исполнении [15]. Двигатели такой конструкции имеют, по сравнению с двигателем такой же мощности в одноякорном варианте, меньшую величину момента инерции J_1 , что для неизменных значений приведенного момента инерции механической подсистемы J_2 дает, как следует из (6), некоторое увеличение γ .

В прокатных станах необходимо, чтобы требуемые электромеханические параметры были реализованы в минимально допустимом наружном диаметре [8, 16], так как при существующих схемах компоновки оборудования лимитирующим фактором является длина приводной линии клетей прокатного стана. Это обстоятельство также накладывает ограничения на величину момента инерции J_1 , а, следовательно, и на γ .

В связи с изложенным, на основании проектных материалов, литературных источников и информационных сигнальных материалов составлена таблица 1 с конкретными значениями параметров механической подсистемы главных электроприводов станов горячей и холодной прокатки. В табл. 1 указывается область значений коэффициентов распределения инерционных масс γ для главных приводов клетей действующих прокатных станов.

Из анализа динамических режимов главных приводов клетей также известно, что игнорирование ограничений на распределение инерционных масс приводит к обратному эффекту, например, при выборе элементов приводной линии валков клетки с $\gamma > 1,5$ значительно увеличиваются динамические нагрузки на электродвигатель в режимах разгона и торможения на непрерывных станах [6], а также неоправданно завышается его мощность и габариты.

Развитие средств микроэлектроники и вычислительной техники при выборе достаточного запаса мощности управляемого преобразователя электродвигателей позволяет использовать динамические средства коррекции механических параметров электротехническими способами [17].

Таблица 1

Значения коэффициента распределения инерционных масс γ для главных приводов клетей действующих прокатных станов

Название механизмов машин	Частота собственных колебаний двухмассовой системы, $\Omega_{12}, \text{c}^{-1}$	Эквивалентное демпфирование двухмассовой системы, ξ	Соотношение масс $\gamma = \frac{J_1 + J_2}{J_1}$
Прокатные станы:			
реверсивные обжимные	(50) 80 – 130	0,05 – 0,1	1,1 – 1,2
пильгерстаны	130 – 160	0,05 – 0,1	1,1 – 1,25
реверсивные дрессировочные	40 – 90	0,05 – 0,1	1,2 – 1,4
непрерывные заготовочные	60 – 80		1,1 – 1,3
непрерывные горячей прокатки	60 – 180	0,02 – 0,07	
трубные станы	150 – 180	0,07 – 0,15	1,2 – 1,4

На основании использования методов электромеханических аналогий введением обратных связей по координатам механической подсистемы для режимов ударного приложения нагрузки в динамике возможно эквивалентное изменение коэффициента распределения инерционных масс γ близкое к оптимальному, расчетному γ_0 по наилучшему затуханию. Для установившегося (статического) режима процесса прокатки изменение γ , из-за прекращения действия обратной связи, не происходит (фактически после захвата металла валками).

Таким образом, синтез параметров электромеханической системы привода предопределяет возможность изменения конструктивного параметра в пределах

$$1,05 < \gamma < 1,5. \quad (7)$$

Изменение коэффициента распределения инерционных масс γ линии привода валков клетки при постоянных значениях остальных параметров механической подсистемы приведет к изменению собственной частоты системы Ω_{12} . Для количественной оценки пределов изменения частоты в зависимости от коэффициента γ исследуем зависимость $\Omega_{12} = f(\gamma)$.

Двухмассовую механическую систему принято характеризовать частотой свободных колебаний вала двигателя при жестком закреплении (заделке) вала механизма [3, 7]:

$$\Omega_{01} = \sqrt{\frac{C_{12}}{J_1}}. \quad (8)$$

Частота свободных колебаний системы легко выражается через параметр (8) и коэффициент γ функционально в виде:

$$\Omega_{12} = \Omega_{01} \cdot \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma-1}}. \quad (9)$$

Для анализа зависимости и заключения о возможных пределах влияния коэффициента γ на собственную частоту Ω_{12} , построены графики зависимости (9) при различных значениях Ω_{01} реальных линий привода. Графики зависимости приведены на рис. 1 для значений $\gamma > 1,0$, так как моменты инерции двигателей многократно превышают приведенные моменты инерции механической передачи для клетей станов горячей прокатки.

Из графиков зависимости $\Omega_{12} = f(\gamma)$ можно установить, что для фактических значений Ω_{01} влияние коэффициента γ существенно для пределов изменения $1,1 < \gamma < 2,0$, что требует учета оказываемого влияния на обобщенный параметр K_B . С этой целью на основании характеристического уравнения (2) при вариации γ для фиксированных значений K_B находились корни $Q_K(p) = 0$ и по корням производился расчет логарифмического декремента затухания λ .

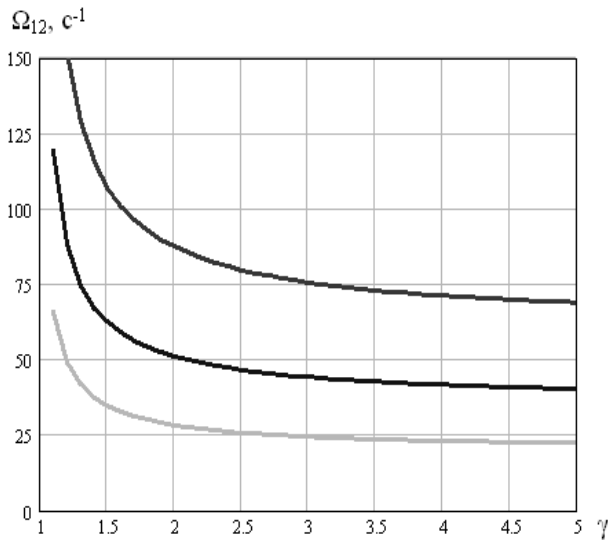


Рис. 1. Влияние параметров механической подсистемы на собственную частоту при:
 1 – $\Omega_{12} = 62 \text{ c}^{-1}$; 2 – $\Omega_{12} = 36 \text{ c}^{-1}$;
 3 – $\Omega_{12} = 20 \text{ c}^{-1}$

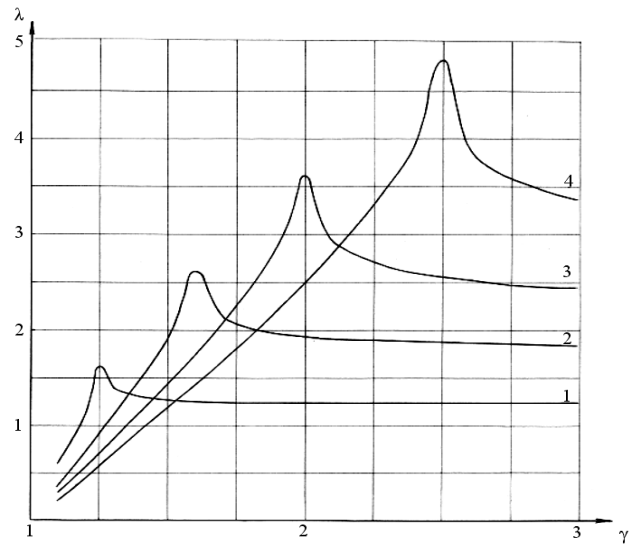


Рис. 2. Зависимость $\lambda = f(\gamma)$ при варьировании коэффициента соотношения инерционных масс γ для величины обобщенного параметра взаимосвязи процессов в подсистемах K_B :
 1 – 0,8; 2 – 0,625; 3 – 0,5; 4 – 0,4

Оценка демпфирования в полной электромеханической системе производится для той пары комплексно – сопряженных корней, у которой значение λ является меньшим. По результатам расчета λ построены графики зависимостей (рис. 2): $\lambda = f(\gamma)$, для случая, когда активное звено системы – электродвигатель, имеет такое сочетание параметров, что $\xi_{\Sigma} < 1,0$, то есть является колебательным. Для предельной степени демпфирования принимается:

$$\xi_{\Sigma} = \sqrt{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} \tag{10}$$

Из графиков следует, что увеличение коэффициента распределения инерционных масс γ привода для данного K_B в начале приводит к увеличению демпфирующего действия системы в целом, а затем после прохождения экстремума – к его снижению. Точки экстремальных (максимальных) значений λ соответствуют условиям достижения предельной степени демпфирования, когда:

$$K_B = K_B^* = \frac{1}{\gamma} \tag{11}$$

Графики иллюстрируют возможность принятия конструктивных решений по ограничению динамических нагрузок.

ВЫВОДЫ

1. Конструктивные параметры механической подсистемы не могут в результате оптимизации принимать произвольные значения, их выбор необходимо производить с учетом взаимосвязи параметров электромагнитной подсистемы.

2. Пределы существенного демпфирующего действия соответствуют коэффициенту $1,1 < \gamma < 2$ и частотам $50 < \Omega_{12} < 100 \text{ с}^{-1}$, что конструктивно осуществимо по условиям необходимой прочности.

3. Графическая интерпретация результатов, приведенная на рис. 2, имеет практическую направленность, так как позволяет конструктору при проектировании выбирать обобщенные параметры с такими значениями, которые обеспечат требуемое демпфирование в системе привода валков (в том числе предельное).

ЛИТЕРАТУРА

1. Целиков А. И. Основы теории прокатки / А. И. Целиков. – М. : Металлургия, 1981. – Т. 3. – 576 с.
2. В. П. Бычков. Электропривод и автоматизация металлургического производства : учеб. пособие [для вузов] / В. П. Бычков ; изд. 2-е, перераб. и доп. – М. : Высшая школа, 1977. – 391 с. : ил.
3. Иванченко Ф. К. Прикладные задачи динамики машин / Ф. К. Иванченко, В. А. Красношапка. – К. : Вища школа, 1983. – 200 с.
4. Выдрин В. Н. Динамика прокатных станов / Выдрин В. Н. – Свердловск : Металлургиздат, 1960. – 255 с.
5. Кожевников С. Н. Динамика машин с упругими звеньями / С. Н. Кожевников. – К. : АН УССР, 1961. – 160 с.
6. Динамика и прочность прокатного оборудования / [Иванченко Ф. К., Полухин П. И., Тылкин М. А., Полухин В. П.]. – М. : Металлургия, 1970. – 486 с.
7. Лехов О. С. Динамические нагрузки в линии привода обжимных станов / О. С. Лехов – М. : Металлургия, 1975. – 184 с.
8. Адамия Р. Ш. Оптимизация динамических нагрузок прокатных станов / Р. Ш. Адамия. – М. : Металлургия, 1978. – 232 с.
9. Ключев В. И. Ограничение динамических нагрузок электропривода / В. И. Ключев. – М. : Энергия, 1971. – 320 с. : ил.
10. Состояние и перспективы развития теории электромеханических систем с упругими связями / В. И. Ключев, В. М. Терехов, А. О. Горнов, Н. И. Присмотров [и др.] // Электричество. – 1976. – № 5. – С. 27–34.
11. Тарасов А. Повышение ресурса элементов приводов металлургических машин на основе оптимизации процессов электромеханического взаимодействия / А. Тарасов, И. Задорожня // Вісник Донбаської державної машинобудівної академії : зб. наук. праць. – Краматорськ, 2006. – № 1Е (6). – С. 191–195.
12. Задорожня И. Н. Обобщенные оценки влияния упругих механических звеньев на динамику привода металлургических машин / И. Н. Задорожня // Розвиток методів розрахунку, удосконалення технологій та обладнання процесів обробки металів тиском : матеріали науково-практичної конференції, 21–23 січня 2007 р, Краматорськ. – Краматорськ : ДДМА, 2007. – С. 41.
13. Задорожня И. Н. Анализ влияния механического демпфирования на степень устойчивости электромеханической системы в приводах металлургических машин / И. Н. Задорожня // Електромашинобудування та електрообладнання. – Київ : Техніка, 2006. – Вип. 66. – С. 103–106.
14. Иванченко Ф. К. Механика приводов технологических машин / Ф. К. Иванченко. – Киев : Вища шк., 1986. – 152 с.
15. Антипов В. Н. Состояние и перспективы развития крупных машин постоянного тока : обзорная информация / В. Н. Антипов, В. А. Кожевников // Всесоюзный научно-исследовательский институт информации и технико-экономических исследований в электротехнике. – М. : Информэлектро, 1986. – Вып. 4 (14). – 46 с.
16. Кожевников В. А. Модуль конструкции соразмерного ряда машин постоянного тока / В. А. Кожевников // Электрические машины. Исследование электромагнитных тепловых и механических процессов. – Л. : Всесоюзный научно-исслед. институт электромашиностроения. – 1978. – С. 139–145.
17. Смирнов В. В. Механика приводов прокатных станов / В. В. Смирнов, Р. А. Яковлев. – М. : Металлургия, 1977. – 216 с.