

Число  $s$  характеризуется, прежде всего, коммуникабельностью покупателей на рынке и может быть определено с помощью обычного маркетингового исследования. Поэтому можно заранее предсказать возможность явления гистерезиса в каждой конкретной ситуации на рынке.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 **Колмогоров, А. Н.** К теории цепей Маркова : Избранные труды. Т. 2 / А. Н. Колмогоров. – М. : Наука, 2005.

*G. BUBNOVA, Dr. Hab, professor*  
*Moscow State University of Railway Engineering*

#### MODEL CONDITION THE SALE OF ADVERTISING

The article discusses the various channels of sales, are compared Markov models and induction sale, valued their strengths and weaknesses, provide specific recommendations.

Получено 10.10.2012

---

---

**ISSN 2225-6741. Рынок транспортных услуг  
(проблемы повышения эффективности).  
Вып. 5. Ч. 2. Гомель, 2012**

---

---

УДК 629.4.015

*С. Г. БУРЯКОВСКИЙ*, канд. техн. наук, доцент,  
*А. А. РАФАЛЬСКИЙ*,  
*В. В. СМIRHOV*

*Украинская государственная академия железнодорожного транспорта*

#### **ИССЛЕДОВАНИЕ И УСТРАНЕНИЕ АВТОКОЛЕБАТЕЛЬНЫХ РЕЖИМОВ, ВОЗНИКАЮЩИХ ПРИ БУКСОВАНИИ В СИСТЕМЕ «ТЯГОВЫЙ ЭЛЕКТРОПРИВОД – КОЛЕСО – РЕЛЬС»**

Предложено использование метода полиномиальных уравнений с целью синтеза передаточной функции астатического регулятора скорости системы тягового частотно-регулируемого электропривода переменного тока, для подавления переменных составляющих большой амплитуды колебательного процесса.

Вследствие плохого состояния поверхности рельсового пути подземного транспорта процесс буксования часто возникает в процессе движения поез-

да. Этот нежелательный режим может сопровождаться фрикционными автоколебательными процессами, которые способствуют возникновению усталостных явлений в механических элементах кинематической линии тягового привода рудничного электровоза, и их ускоренному износу.

Существует несколько теорий возникновения автоколебаний, но все авторы сходятся в том, что основная причина их возникновения заключена в природе сил трения. Дальнейшее развитие теории, основанной на предложении, что причина автоколебаний состоит в наличии падающего участка в характеристике трения [1]. В настоящее время существование двух максимумов на характеристике сцепления является практически общепризнанным в теории сцепления и используется для осуществления, разработки алгоритма работы современных быстродействующих систем защиты от юза и буксования.

Согласно изложенному выше, представляет научный и практический интерес поиск методов борьбы с автоколебательными режимами. В [2] показано, что для улучшения динамических качеств векторного частотно-управляемого асинхронного электропривода целесообразно применять метод полиномиальных уравнений.

Для испытаний и исследований новых систем управления тягового привода существует несколько возможностей:

- цифровое моделирование всей системы тягового привода;
- использование испытательных стендов и полигонов;
- опытные поездки на линии.

В виду значительной стоимости тягового преобразователя существующего электровоза, а главное, взрывоопасности шахтных условий решено, в качестве основного инструмента практических испытаний, разработать и изготовить имитационный стенд. В УкрГАЗТ разработан стендовый образец, на котором в масштабе моделируется динамика системы «тяговый электропривод – колесо – рельс» (рисунок 1).

Испытательный стенд (см. рисунок 1) состоит из тягового привода, колесной пары и рельса, силу нажатия которого можно регулировать. В свою очередь, тяговый привод состоит из асинхронного двигателя фирмы VEV мощностью 25Вт с короткозамкнутым ротором, частотного преобразователя Simovert фирмы SIEMENS, двухступенчатого редуктора с передаточным числом  $\mu=10,5$ . Применена векторная, двухконтурная система регулирования скорости. Тип обратной связи – бездатчиковый, текущая скорость определяется расчетным путем. Применены пропорционально-интегральные регуляторы тока, скорости и потокосцепления. Кинематическая линия стенда представляет явно выраженную систему из двух масс. Первая масса ( $J_1$ ) включает в себя ротор АД и приведенную к ротору вращающуюся часть редуктора.

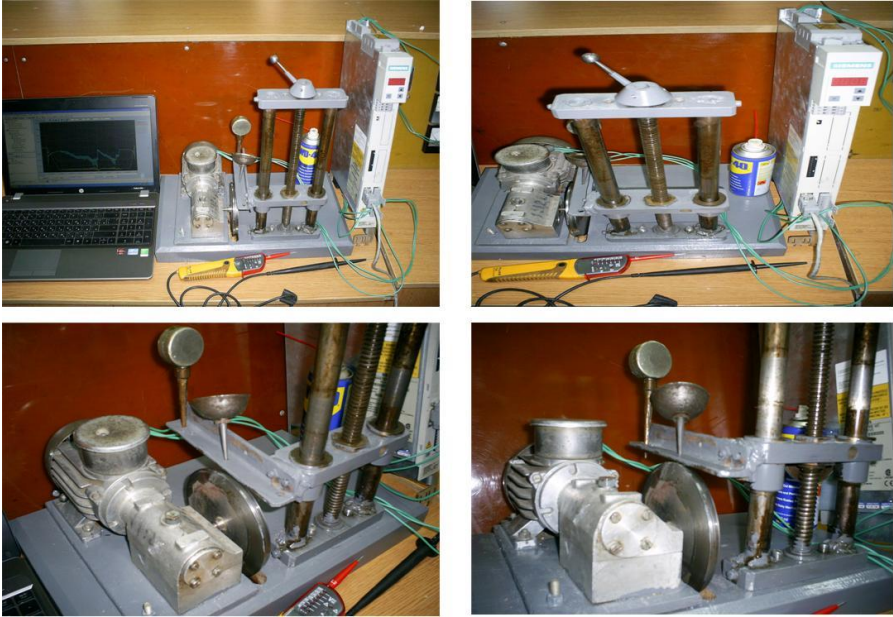


Рисунок 1 – Испытательный стенд для исследования процесса буксования

Вторая масса ( $J_2$ ) состоит из одного компонента – колеса. Между этими вращающимися массами находится вал, который характеризуется упругостью  $C_{12}$ . С его помощью передается движение от первой массы ко второй. Разработанный стенд позволяет исследовать динамические свойства замкнутой электромеханической системы при пробуксовках и получить графики основных координат механизма ( $I$ ,  $M$ ,  $\omega$ ). Одним из преимуществ данного стенда является наличие контакта колесо – рельс, присутствие которого позволяет исследовать штатные и нештатные режимы работы.

Для обнаружения процесса буксования в область контакта колесо – рельс в определенный момент времени подавались различные виды смазки (машинное масло, синтетическая смазка типа WD40, эмульсия на основе поверхностно-активных веществ). При наезде на масляное пятно было зафиксировано множество явлений пробуксовки при различных комбинациях начальных условий.

Для активного подавления фрикционных колебаний предлагается использовать астатический регулятор скорости, синтезированный методом полиномиальных уравнений [3]. Поскольку стандартный пропорционально-интегральный регулятор (ПИ) в ПЧ Simovert не обеспечивает требуемой динамики в режиме буксования, то для увеличения срока службы компонентов

механической части привода необходим другой тип регулятора.

Передаточная функция объекта в контуре регулирования скорости первой массы  $\omega_1$  имеет следующий вид, представленный на рисунке 2.

$$W_{i\dot{a}}(\delta) = \frac{U_{i\dot{n}}(p)}{U_{\dot{n}}(p)} = \frac{\frac{3/2Z_p K_r \Psi_r K_{\dot{n}\dot{n}}}{\hat{E}_{\dot{a}\dot{o}} \cdot |\beta_{\dot{n}}|}}{(2\hat{D}_\mu \delta + 1)} \times \frac{\left( \frac{\gamma}{\Omega_{12}^2} \delta^2 - \frac{|\beta_{\dot{n}}|}{\hat{N}_{12}} \delta + 1 \right)}{\left( \frac{\hat{D}_c}{\Omega_{12}^2} \delta^3 - \frac{\gamma}{(\gamma-1)\Omega_{12}^2} \delta^2 + \hat{D}_c \delta - 1 \right)}, \quad (1)$$

где  $\hat{D}_\mu$  – малая постоянная времени контура тока, с;  $\gamma = (J_1 + J_2) / J_1$  – параметр, характеризующий соотношение масс;  $\Omega_{12}^2 = C_{12}\gamma / J_2$  – квадрат резонансной частоты упругих колебаний, с<sup>-2</sup>,  $T_{\dot{n}} = (J_1 + J_2) / |\beta|$  – механическая постоянная времени, с.

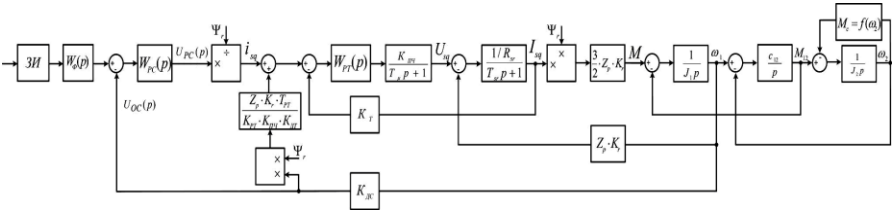


Рисунок 2 – Структурная схема системы подчиненного регулирования

Для использования метода полиномиальных уравнений передаточную функцию объекта в контуре регулирования скорости первой массы представим в следующем виде:

$$W_{i\dot{a}}(\delta) = \frac{D(\delta)}{Q(p)} = \frac{\hat{E}_0 \hat{D}_{\hat{e}^+}(\delta) D_{n^+}(p) P_-(p)}{Q_{\hat{e}^+}(\delta) Q_{n^+}(p) Q_-(p) p^s}, \quad (2)$$

где  $P_+(p)$ ,  $Q_+(p)$  – полиномы, имеющие в качестве своих нулей только левые нули и полюсы объекта с отрицательной вещественной частью, компенсируемые при помощи регулятора;  $P_n+(p)$ ,  $Q_n+(p)$  – полиномы, содержащие только левые нули и полюсы объекта с отрицательной вещественной частью, в компенсации которых нет необходимости;  $P_-(p)$ ,  $Q_-(p)$  – полиномы, содержащие нули и полюсы с положительной вещественной частью, а также нейтральные нули и полюсы, за исключением расположенных в точке  $p=0$ , компенсация которых неприемлема из-за нарушения условия грубости;  $s$  – количество полюсов объекта в точке  $p = 0$ .

Из сравнения формул (1) и (2) следует, что

$$P_{\kappa+}(p)=1; P_{n+}(p)=1; P_{-}(p)=\frac{\gamma}{\Omega_{12}^2} p^2 - \frac{|\beta_c|}{C_{12}} p + 1; Q_{\kappa+}(p)=2T_{\mu}p+1; Q_{n+}(p)=1;$$

$$Q_{-}(p)=\frac{T_{\bar{n}}}{\Omega_{12}^2} \delta^3 + \frac{\gamma}{\Omega_{12}^2} \left(1 - \frac{|\beta_{\bar{n}}|}{|\beta|(\gamma-1)}\right) \delta^2 + \left(\dot{O}_{\bar{n}} - \frac{|\beta_{\bar{n}}|}{\bar{N}_{12}}\right) \delta + \left(1 - \frac{|\beta_{\bar{n}}|}{|\beta|}\right); s=0.$$

Примем передаточную функцию РС пониженного порядка в виде

$$W_{pc}(p)=\frac{Q_{\hat{e}+}(\delta)\dot{I}(p)}{\hat{E}_0\mathcal{D}_{\hat{e}+}(\delta)N(p)p^{\nu-s}}, \quad (3)$$

где  $\nu = 1$  принятый порядок астатизма замкнутой системы регулирования скорости;  $M(p)$ ,  $N(p)$  – неизвестные полиномы, представляемые как

$$M(p)=m_i p^i + m_{i-1} p^{i-1} + \dots + m_0; N(p)=n_j p^j + n_{j-1} p^{j-1} + \dots + n_0. \quad (4)$$

Полиномы  $M(p)$  и  $N(p)$  находятся в результате решения полиномиального уравнения синтеза

$$M(p)P_{-}(p)P_{n+}(p)+N(p)Q_{-}(p)\times Q_{n+}(p)p^{\nu}=G(p) \quad (5)$$

где  $G(p)$  – характеристический полином замкнутой системы, задаваемый исходя из условия обеспечения желаемого характера переходных процессов, в частности, отвечающий одному из известных стандартных распределений.

Для упрощения реализации и настройки РС уменьшим на единицу степени полиномов  $M(p)$ ,  $N(p)$  и  $G(p)$ . Исходя из сказанного, после окончательного выбора степени полиномов  $|M|=2$ ,  $|N|=2$  и  $|G|=7$ , уравнение полиномиального синтеза (5) в развернутой форме приобретает вид:

$$\left(m_2 p^2 + m_1 p + m_0\right) \left(\frac{\gamma}{\Omega_{12}^2} p^2 - \frac{|\beta_c|}{C_{12}} p + 1\right) + \left(n_2 p^2 + n_1 p + n_0\right) \times \left(\frac{\dot{O}_c}{\Omega_{12}^2} \delta^3 - \frac{\gamma}{(\gamma-1)\Omega_{12}^2} \delta^2 + \right. \\ \left. + \dot{O}_c \delta - 1\right) \cdot p = \alpha_6 T_0^6 p^6 + \alpha_5 T_0^5 p^5 + \alpha_4 T_0^4 p^4 + \alpha_3 T_0^3 p^3 + \alpha_2 T_0^2 p^2 + \alpha_1 T_0 p + \alpha_0. \quad (6)$$

Представим левую часть уравнения (6) в виде слагаемых по мере убывания степени  $p$  и сравним их с правой частью уравнения (6). Найдем значения коэффициентов  $m_{i-1}$  и  $n_{j-1}$  полиномов  $M(p)$  и  $N(p)$ .

Также следует учитывать, что РС реализуется только при всех положительных значениях коэффициентов полиномов  $M(p)$ ,  $N(p)$ , а именно  $m_i$  и  $n_j$ .

$$n_2 = \frac{\alpha_6 \Omega_{12}^2}{\omega_0^6 T_{\bar{n}}}, \quad (7)$$

$$n_1 = \frac{\Omega_{12}^2}{T_{\bar{n}}} \left[ \frac{\alpha_5}{\omega_0^5} + \frac{\gamma}{\Omega_{12}^2 \times (\gamma-1)} n_2 \right], \quad (8)$$

$$n_0 = \frac{1}{T_{\bar{n}}(\gamma-1) - \frac{\gamma\beta_{\bar{n}}^2}{\tilde{N}_{12}}} \left[ \frac{\alpha_2\gamma}{\omega_0} - \frac{\alpha_4\Omega_{12}^2}{\omega_0^4} + \frac{\alpha_3}{\omega_0^3} + \frac{\alpha_1|\beta_{\bar{n}}|\gamma}{\tilde{N}_{12}\omega_0} + \left( \gamma \frac{|\beta_{\bar{n}}|}{\tilde{N}_{12}} \right)^2 - \frac{\gamma}{\Omega_{12}^2} - \left( 1 - \frac{1}{\gamma-1} \right) n_1 + T_{\bar{n}}\Omega_{12}^2 n_2 \right], \quad (9)$$

$$m_{21} = \frac{1}{\gamma} \left[ \frac{\alpha_4\Omega_{12}^2}{\omega_0^4} - T_{\bar{n}}n_0 + \left( 1 - \frac{1}{\gamma-1} \right) n_1 - T_{\bar{n}}\Omega_{12}^2 n_2 \right], \quad (10)$$

$$m_1 = \frac{\alpha_1}{\omega_0} + \frac{\alpha_0|\beta_{\bar{n}}|}{\tilde{N}_{12}} + n_0, \quad (11)$$

$$m_0 = \alpha_0. \quad (12)$$

Из равенства сомножителей уравнения (6) при  $p^2$  может быть получено второе выражение для  $m_2$ . При этом второе значение коэффициента  $m_{22}$  при выборе желаемого распределения полюсов  $G(p)$  обязательно должно равняться  $m_{21}$ . Это выражение имеет вид

$$m_{22} = \frac{\tilde{N}_{12}}{|\beta_{\bar{n}}|} \left[ \frac{\gamma}{\Omega_{12}^2} m_1 - \left( 1 - \frac{1}{\gamma-1} \right) n_1 + T_{\bar{n}}n_1 - n_2 - \frac{\alpha_3}{\omega_0^3} \right]. \quad (13)$$

Второе нелинейное уравнение  $m_{22}$ , может быть использовано для определения величины среднегеометрического корня системы  $\omega_0$  отвечающего желаемому распределению полюсов. Данное уравнение представляется как:

$$\alpha_6 D\omega_0^6 + \alpha_5 E\omega_0^5 + \alpha_4 A\omega_0^4 - \alpha_3 F\omega_0^3 - \alpha_2 F\omega_0^2 + \alpha_1 \frac{B\Omega_{12}^2}{T_c} + \alpha_0 \frac{B\Omega_{12}^2}{T_c} = 0 \quad (14)$$

Важно отметить, что найденные из уравнения (14) одно либо несколько положительных значений среднегеометрического корня  $\omega_0$  могут быть приняты для синтеза регулятора только при условии положительных значений коэффициентов неизвестных полиномов  $M(p)$  и  $N(p)$ . Анализ (7)–(12) показывает, что положительность коэффициентов  $n_2$ ,  $n_1$ ,  $m_0$ ,  $m_1$ , в случае  $n_0 > 0$  гарантирована при всех  $\omega_0$ . Однако это нельзя сказать о коэффициентах  $m_2$ ,  $n_0$ . Таким образом, решение уравнения (14) не всегда обеспечивает определение необходимого значения  $\omega_0$ . Поэтому поиск  $\omega_0$  по уравнению (14) носит итерационный характер и связан с коэффициентами  $\alpha_i$  выбираемого распределения.

Передаточная функция астатического РС пониженного порядка согласно формуле (3)

$$W_{\text{дн}}(p) = \frac{(2\dot{\Delta}_\mu \dot{\delta} + 1)(\dot{\Delta}_2^2 \dot{\delta}^2 + T_1 p + 1)}{T_\xi \dot{\delta}(\dot{\Delta}_3^2 \dot{\delta}^2 + \dot{\Delta}_4 \dot{\delta} + 1)}, \quad (15)$$

где постоянные времени  $\dot{\Delta}_\xi = \frac{n_0 \dot{E}_O}{m_0}$ ;  $T_1 = \frac{m_1}{m_0}$ ;  $T_2^2 = \frac{m_2}{m_0}$ ;  $T_3^2 = \frac{n_2}{n_0}$ ;  $T_4 = \frac{n_1}{n_0}$ .

В результате расчетов получены следующие значения коэффициентов полиномов:  $n_0 = 0,0148$ ;  $n_1 = 7,14 \cdot 10^{-5}$  с;  $n_2 = 5,5 \cdot 10^{-8}$ ;  $m_0 = 1$ ;  $m_1 = 0,047$  с;  $m_2 = 2,157 \cdot 10^{-4}$  с.

Они определяют необходимые значения постоянных времени в передаточной функции РС:  $\dot{O}_e = 0,0035$  с;  $T_1 = 0,0470$  с;  $T_2 = 0,0147$  с;  $T_3 = 0,0019$  с;  $T_4 = 0,0048$  с;

$$W_{\text{от}}(p) = \frac{(0,0004 \delta + 1)(2,2 \cdot 10^{-4} \delta^2 + 0,047 p + 1)}{0,0035 \delta(3,61 \cdot 10^{-6} \delta^2 + 0,0048 \delta + 1)}.$$

В силу того, что преобразователь частоты фирмы Siemens имеет гибкую структуру управления и довольно обширную функциональную базу блоков, то его система управления позволяет интегрировать вместо стандартного регулятора скорости (ПИ) синтезированный регулятор полиномиальным методом. В преобразователь установлены рассчитанные по указанной методике значения коэффициентов регуляторов. На рисунке 3 показана осциллограмма, полученная на стенде при применении синтезированного астатического регулятора скорости (ПЛ).

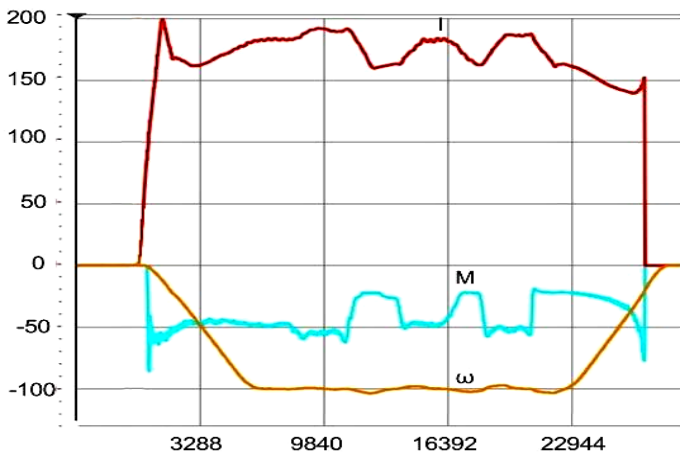


Рисунок 3 – Осциллограмма процесса буксования колеса при применении астатического регулятора скорости

Применение синтезированного регулятора скорости на входе системы позволяет исключить режим фрикционных автоколебаний, обуславливающий причину ускоренного износа механических узлов тягового привода. Рисунок 3 подтверждает работу астатического регулятора скорости на лабораторном оборудовании.

Таким образом, в работе научно обосновано и подтверждено существование процесса фрикционных автоколебаний в тяговом электроприводе рудничного электровоза. Полученные практические результаты подтверждают ранее выдвинутые теоретические предпосылки, и указывают на важность исследуемого вопроса, и необходимость дальнейших практических экспериментов по устранению автоколебательных процессов в кинематической линии тягового электропривода существующего (эксплуатируемого) рудничного электровоза.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 **Клепиков, В. Б.** Экспериментальные исследования электромеханической системы с отрицательным вязким трением / В. Б. Клепиков, Ф. Палис, А. В. Клепиков // Вісник національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». – 1999. – Вип.61. – С. 26–32.

2 **Акимов, Л. В.** Динамика двухмассовых систем с нетрадиционными регуляторами скорости и наблюдателями состояния: [монография] / Л. В. Акимов, В. И. Коло-тило, В. С. Марков. – Харьков : ХГПУ, 2000. – 93 с.

3 Улучшение динамики железнодорожного стрелочного перевода с частотно-регулируемым электроприводом при нестационарных режимах работы / Л. В. Акимов [и др.] // Електротехнічні та комп'ютерні системи. – 2012. – № 05 (81). – С. 22–30.

*S. BURYAKOVSKI, PhD, associate professor,*

*A. RAFALSKI,*

*V. SMIRNOV*

*Ukrainian State Academy of Railway Transport*

#### **RESEARCH AND TROUBLE AUTOOSCILLATORY CONDITIONS RESULTING IN SLIP "TRACTION DRIVE – WHEEL –RAIL"**

Suggested the use of the polynomial equations in order to synthesize the transfer function of the speed controller astatic the traction variable frequency AC drive to suppress the variable components of the large-amplitude oscillatory process.

Получено 26.10.2012