

22. ООО «Dimrus». Sistemy monitoringa i diagnosticheskie pribory dlya kontrolya tekhnicheskogo sostoyaniya vysokovol'nogo oborudovaniya [Dimrus ООО. Monitoring systems and diagnostic devices for monitoring the technical condition of high-voltage equipment]. Moscow, 2019. Pp. 2–82.

23. ООО «ASU-VEI». Ustroistvo monitoringa vysokovol'nogo vyklyuchatelya [ASU-VEI ООО. High voltage circuit breaker monitoring device]. Moscow, 2020. 4 p.

24. Sait kompanii «Tekhnokomplekt». Kompleks monitoringa sistem operativnogo toka serii KMSOT-«Dubna» [The website of the Technokomplekt company. The monitoring complex of operational current systems of the KMSOT series “Dubna”] [Electronic media]. URL: <https://thc-samara.ru/product/sistema-operativnogo-postoyannogo-toka/sistemy-raspredeleniya-postoyannogo-toka/kompleks-monitoringa-operativnogo-toka/kompleks-monitoringa-sistemy-operativnogo-toka-kmsot-m-dubna/>.

25. Eliseev S.V., Gozbenko E.V., Bykova N.M., Sobolev V.I., et al. Obespechenie bezopasnosti slozhnykh tekhnicheskikh sistem (tekhnologicheskie podkhody). Deponirovannaya rukopis'. VINITI RAN № 328-V2008 17.04.2008. [Ensuring the safety of complex technical systems (a technological approach). The deposited manuscript. VINITI RAS. No. 328-B2008 April 17, 2008].

### Информация об авторах

*Пузина Елена Юрьевна* – канд. техн. наук, доцент кафедры электроэнергетики транспорта, Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск; доцент кафедры электроснабжения и электротехники, Иркутский национальный исследовательский технический университет, г. Иркутск, e-mail: lena-rus05@mail.ru

### Information about the authors

*Elena Yu. Puzina* – Ph.D. in Engineering Science, Assoc. Prof. at the Subdepartment of Electric Power Industry of Transport, Irkutsk State Transport University, Irkutsk; Assoc. Prof. at the Subdepartment of Power Supply and Electrical Engineering, Irkutsk National Research Technical University, Irkutsk, e-mail: lena-rus05@mail.ru

DOI 10.26731/1813-9108.2021.2(70).104-112

УДК 629.4.051.2

## Адаптивная подсыпка песка на локомотиве

С. П. Круглов✉, С. В. Ковыршин, П. Ю. Иванов, С. А. Исупов

*Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск, Российская Федерация*

✉ [kruglov\\_s\\_p@mail.ru](mailto:kruglov_s_p@mail.ru)

### Резюме

В статье предложен путь совершенствования системы защиты от боксования и юза (на примере борьбы с боксованием) современного локомотива, который связан только с подсыпкой песка. Вместо широко используемого метода автоматического управления подсыпкой по релейному принципу, предлагается создать плавное регулирование этого процесса, построенное на адаптивном методе управления. Последний основывается на алгоритме текущей параметрической идентификации математической модели объекта управления с использованием неявной эталонной модели и «упрощенных» условий адаптируемости. Такое управление нацелено на ликвидацию боксования колесных пар локомотива в необходимых случаях с минимально возможным расходом песка, что повышает экономическую эффективность перевозок. Предполагается, что управление автоматически формируется и отработывается в условиях неопределенности текущих характеристик сцепления колеса с рельсом, некоторых параметров поезда, угла наклона пути и др. (или только приблизительной информации о них), что является типичной ситуацией на практике. Указанное управление было построено и исследовано на математической модели процесса боксования, сведенной к одной колесной паре локомотива, которая описана в первой части статьи. Это позволяет упростить рассмотрение сути предлагаемого метода без снижения общности выводов для более сложных постановок задач защиты от боксования. Приведены модельные примеры функционирования предлагаемого закона управления пескоподачей для типовых случаев появления боксования: на разгоне поезда при превышении тяги над силой сцепления и при подъеме поезда в гору с наездом на масляные пятна на рельсах. Полученные теоретические выводы и результаты модельных исследований показывают эффективность предложенного адаптивного метода управления пескоподачей и возможность построения несложной микропроцессорной системы управления пескоподачей, дополняющей штатную систему локомотива, направленную на устранение боксования.

### Ключевые слова

система защиты от боксования и юза, подсыпка песка, текущая неопределенность, адаптивная система управления, алгоритм идентификации

### Для цитирования

Круглов С.П. Адаптивная подсыпка песка на локомотиве / С. П. Круглов, С. В. Ковыршин, П. Ю. Иванов, С. А. Исупов // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2021. – № 2 (70). – С. 104–112. – DOI: 10.26731/1813-9108.2021.2(70).104-112

### Информация о статье

поступила в редакцию: 02.03.2021, поступила после рецензирования: 07.03.2021, принята к публикации: 21.03.2021

### Благодарности

Работа выполнена в рамках государственного задания по государственной работе «Адаптивная система автоматического управления с повышенной эффективностью тормозами пассажирских и высокоскоростных поездов» № 121050600026-9 от 06.05.2021

## The adaptive adding of sand for a locomotive wheelset

S. P. Kruglov✉, S. V. Kovyrshin, P. Y. Ivanov, S. A. Isupov

Irkutsk State Transport University, Irkutsk, the Russian Federation

✉ kruglov\_s\_p@mail.ru

### Abstract

The article proposes a way to improve the protection system against wheel spinning and skidding (by the example of the fight against wheel spinning) of a modern locomotive, which is connected only with adding sand. Instead of the widely used method of automatic control of adding sand according to the relay principle, it is proposed to build a smooth regulation based on an adaptive control method. The latter is based on the algorithm of the current parametric identification of the mathematical model of the control object using an implicit reference model and “simplified” adaptability conditions. This control aims to eliminate the wheel spinning in necessary cases with the minimum possible consumption of sand, which increases the economic efficiency of transportation. It is assumed that the control is automatically generated and operated under conditions of uncertainty of the current characteristics of the wheel-rail adhesion, some train parameters, path inclination angle, etc. (or only approximate information about them), which is a typical situation in practice. Said control was built and investigated using a mathematical model of the wheel spinning process reduced to one locomotive wheelset that is described in the first part of the article. This simplifies consideration of the essence of the proposed method without reducing the commonality of conclusions on the more complex formulation of protective tasks on wheel spinning. Model examples of the functioning of the proposed sand supply control law for typical cases of wheel spinning are given: during the acceleration of the train when the traction exceeds the clutch force and when a train climbs uphill, running over oil spots on rails. The obtained theoretical conclusions and the results of model studies show the effectiveness of the proposed adaptive method of the sand adding control and the possibility of constructing a simple microprocessor system of sand adding control, which complements the standard locomotive system aimed at eliminating wheel spinning.

### Keywords

wheel spinning and skidding protection system, sand supply, current uncertainty, adaptive control system, identification algorithm

### For citation

Kruglov S. P., Kovyrshin S. V., Ivanov P. Y., Isupov S. A. Adaptivnaya podсыпка peska na lokomotive [The adaptive adding of sand for a locomotive wheelset]. *Sovremennyye tekhnologii. Sistemy analiz. Modelirovaniye* [Modern Technologies. System Analysis. Modeling], 2021, No. 2 (70), pp. 104–112. – DOI: 10.26731/1813-9108.2021.2(70).104-112

### Article Info

Received: 02.03.2021, Revised: 07.03.2021, Accepted: 21.03.2021

### Acknowledgements

This work is performed within the framework of the state assignment for the state service "The adaptive system of increased efficiency for the automatic brake control of passenger and high-speed trains" No. 12105060026-9 dated May 06, 2021"

### Введение

Боксование и юз колесных пар локомотива до сих пор является неразрешенной в достаточной степени проблемой. Наиболее часто эти явления наблюдаются у электровозов с грузовым составом, реже – с пассажирским. Эти явления напрямую связаны с безопасностью движения, нарушением заданных режимов разгона и торможения, износом рельсов, колесных пар, оборудования локомотива и др. [1–5]. Решение этой проблемы особенно актуально для Восточно-Сибирской железной дороги, имеющей горно-перевальные участки с достаточно крутыми подъемами и спусками.

Современные локомотивы имеют специальные системы защиты от боксования и юза [6], но им присущи недостатки. Рассмотрим один из них, важный в контексте настоящей работы. Для устранения боксования и юза одним из типовых решений является автоматическая подсыпка песка в область контакта колеса с рельсом, повышающая коэффициент сцепления. Однако она реализована в виде релейного управления (без непрерывной текущей регули-

ровки степени пескоподачи [7]). Конечно, в системе имеется ручная регулировка интенсивности пескоподачи, но машинист локомотива не в состоянии непрерывно следить за изменяющимися быстротечными процессами, моментально и правильно регулировать подачу песка, в результате, как правило, происходит перерасход песка. Пропущенный момент начала боксования приводит к необходимости сброса силы тяги. Это особенно нежелательно на подьеме, поскольку может привести к остановке поезда, что связано с проблемами трогания тяжелого грузового состава в этих условиях, а также повышению затрат электроэнергии при управлении поездом [8].

Кроме того, релейность управления приводит к значительному перерасходу песка, поскольку текущая ситуация со сцеплением колеса не всегда требует максимальной пескоподачи. Это снижает экономическую эффективность использования локомотивов, поскольку подготовка песка имеет достаточно затратную технологию (транспортировка с места

добычи, просеивание, сушка, калибровка, экипировка локомотива и пр.).

В силу указанного, налицо весомая актуальность создания непрерывной (не релейной) автоматической системы управления пескоподачей на локомотиве, которая обеспечивала бы эффективное устранение боксования и юза колесных пар с минимально необходимым расходом песка.

Очевидным решением здесь является использованием хорошо известных и широко применяемых в автоматике пропорционально – интегрально – дифференцирующих регуляторов (ПИД- (ПИ)-регуляторов) [9]. Однако, как показывает опыт предварительных исследований, такие регуляторы для минимального расхода песка требуют перестройки своих коэффициентов по меняющимся характеристикам боксования и юза. Это в силу текущей неопределенности характеристик обычными способами выполнить нельзя. Поэтому в данной работе предлагается построить адаптивную систему управления пескоподачей, способной выполнять возлагаемые на нее задачи в условиях текущей неопределенности указанных характеристик. В данной работе рассматривается задача защиты от боксования.

#### Математическая модель боксования, приведенная к колесной паре локомотива

Для упрощения рассуждений будем рассматривать только одну колесную пару локомотива с осредненными характеристиками. Это прием, позволяющий рассмотреть суть предлагаемого метода, без снижения его общности (в силу своих адаптивных свойств) для других постановок задачи управления подсыпкой песка при устранении боксования. С этой же целью будем считать, что сцепка вагонов является абсолютно жесткой, а состав вагонов представляет собой единую массу. Примем, что поезд движется по прямой линии без поворотов.

Описание свойств указанной колесной пары локомотива рассмотрим на основе (рис. 1), представляющее собой вид колесной пары сбоку на рельсе с присоединенной и отнесенной к ней массы локомотива и вагонов.

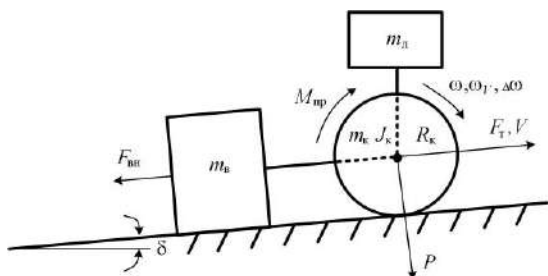


Рис. 1. Математическая модель динамики движения при боксовании

Fig. 1. Mathematical model of the dynamics of movement during wheel spinning

На рисунке обозначено:  $m_k, J_k, R_k$  – масса и осевой момент инерции колесной пары, а также радиус колеса соответственно;  $m_l, m_v$  – масса локомотива и вагонов, отнесенная к одной колесной паре, определяются по полной массе локомотива и вагонов соответственно, делением на количество колесных пар локомотива;  $\delta$  – угол наклона пути;  $P = (m_l + m_k)g \cos\delta$  – сила давления колесной пары на рельсы;  $g$  – ускорение свободного падения;  $M_{пр}$  – приводной момент, приложенный к колесной паре от тягового электродвигателя;  $V$  – линейная скорость центра колесной пары (линейная скорость поезда);  $\omega$  – угловая скорость колесной пары;  $\omega_v = V/R_k$  – угловая скорость колесной пары, соответствующая линейной скорости;  $\Delta\omega = \omega - \omega_v \geq 0$  – угловая скорость боксования колесной пары;  $F_t, F_{вн}$  – сила тяги, создаваемая колесной парой, и внешняя сила, обусловленная трением и наклоном пути (также отнесенные к одной колесной паре подобным указанным выше образом).

Известно [2], что если сцепление определяется только кривой  $\psi(\varepsilon)$ , то максимальная сила тяги ( $F_{t \max}$ ) определяется зависимостью

$$F_{t \max} = \psi(\varepsilon)P, \quad (1)$$

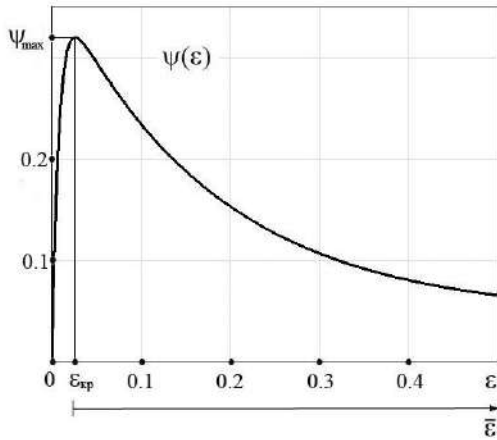
где  $\psi$  – коэффициент сцепления;  $\varepsilon$  – относительная скорость скольжения колесной пары, определяемая равенством

$$\varepsilon = \frac{\Delta\omega}{\omega_v} = \frac{\omega R_k}{V} - 1. \quad (2)$$

Коэффициент сцепления зависит не только от  $\varepsilon$ , но и от многих других факторов: скорости движения, состояния рельса и бандажа колес, загрязненности рельса масляными пятнами, его увлажненности, искривления пути и др. Зависимость  $\psi(\varepsilon)$  имеет сложный нелинейный характер с двумя максимумами в области малых и больших чисел  $\varepsilon$  (далее будем считать, что существует только первый), имеет неоднозначное поведение при увеличении  $\varepsilon$  и его снижении [1–5].

В силу построения адаптивной системы управления, способной подстраиваться под реальные текущие характеристики и нацеленной на борьбу с боксованием, далее будем рассматривать типовую зависимость  $\psi(\varepsilon)$  в области небольших значений  $\varepsilon$  для приводного двигателя с последовательным возбуждением (рис. 2) [10]. Эта зависимость характеризуется следующими параметрами:  $\varepsilon_{кр} \approx 0,03$  – критическое значение относительной скорости

скольжения, соответствующее  $\psi_{\max} \approx 0,32$  – максимальному значению коэффициента сцепления.



**Рис. 2.** Типовая зависимость коэффициента сцепления от относительной скорости скольжения  
**Fig. 2.** Typical characteristic of adhesion factor versus relative sliding speed

Следует отметить, что величина  $\varepsilon_{кр}$  может быть разной в зависимости от внешних условий – от 0,005 до 0,12 [2, 4, 5].

Приведенную зависимость можно аппроксимировать соотношением (с погрешностью не более нескольких процентов):

$$\psi(\varepsilon) = \left[ (1 - e^{-\varepsilon/0,008}) \cdot (0,331e^{-5,64\varepsilon} + 0,046) \right]. \quad (3)$$

Одним из эффективных способов повышения коэффициента сцепления является подача песка. В силу нацеленности работы на создание системы управления пескоподачей для предотвращения боксования, будем считать, что общее значение коэффициента сцепления ( $\psi_{\Sigma}(\varepsilon)$ ), совместно с (3), будет определяться зависимостью:

$$\psi_{\Sigma}(\varepsilon) = \psi(\varepsilon) + \Delta\psi_{п} + \Delta\psi_{вн}, \quad (4)$$

где  $\Delta\psi_{п} \geq 0$  – повышение коэффициента сцепления путем подачи песка в область контакта колеса с рельсом (известно, что подача песка позволяет увеличить коэффициент сцепления в 1,4 раза [11]);  $\Delta\psi_{вн} \leq 0$  – снижение коэффициента сцепления из-за разнообразных внешних причин, природа которых уже была указана ранее.

В силу малости участка нарастания функции  $\psi(\varepsilon)$  для синтеза закона управления будем вместо величины  $\varepsilon$  рассматривать  $\bar{\varepsilon}$  (см. рис. 2):

$$\bar{\varepsilon} = \begin{cases} \varepsilon, & \text{при } \varepsilon \geq \varepsilon_{кр}; \\ 0, & \text{при } \varepsilon < \varepsilon_{кр}. \end{cases} \quad (5)$$

Примем, что внешняя сила, определяемая трением и наклоном пути, определяется зависимостью:

$$F_{вн} = F_{с.т.} + k_{тр}V + m_{\Sigma}g \sin\delta, \quad (6)$$

где  $F_{с.т.}$  – сила сухого трения,  $k_{тр}$  – коэффициент вязкого трения (обе величины приведены к одной колесной паре локомотива),  $m_{\Sigma} = m_{п} + m_{к} + m_{в}$ .

Также будем считать, что приводной момент формируется в соответствии с зависимостью, основанной на хорошо известных характеристиках приводного электродвигателя:

$$M_{пр} = M_{зад} - k_M \Delta\omega, \quad (7)$$

где  $M_{зад}$  – заданный приводной момент, формируемый машинистом локомотива,  $k_M$  – коэффициент, учитывающий известное снижение приводного момента за счет развивающейся угловой скорости колесной пары, в частности, боксования.

Далее введем в рассмотрение расчетные значения:  $\omega_{расч}$ ,  $F_{т.расч}$ ,  $V_{расч}$ ,  $\psi_{расч}$ , соответствующие  $\omega$ ,  $F_T$ ,  $V$ ,  $\psi$  при отсутствии боксования:  $\Delta\omega \equiv 0$ ,  $\bar{\varepsilon} \equiv 0$ . Также их можно назвать требуемыми значениями для отсутствия боксования при заданных внешних величинах  $M_{пр} \equiv M_{зад}$  и  $F_{вн}$ .

В соответствии уравнениями динамики движения поезда [2] и (1), можно записать:

$$\begin{cases} F_{т.расч} = \frac{M_{зад}}{R_k}; & \dot{V}_{расч} = \frac{M_{зад}/R_k - F_{вн}}{m_{\Sigma}(1 + \gamma)}; \\ \psi_{расч} = \frac{M_{зад}}{R_k P}; & \dot{\omega}_{расч} = \frac{\dot{V}_{расч}}{R_k}, \end{cases} \quad (8)$$

где  $\gamma = J_k / (R_k^2 m_{\Sigma})$  – коэффициент, учитывающий вращательное движение.

На основе этих соотношений рассмотрим динамику движения рассматриваемого объекта в общем случае, когда возможно боксование. Рассмотрим два случая.

1. Когда  $\psi_{расч} \leq \psi_{\Sigma}$  – боксования нет, при этом по исходным установкам и (8):

$$\bar{\varepsilon} \equiv 0, \quad \Delta\omega \equiv 0, \quad F_T = F_{т.расч}, \quad \dot{V} = \dot{V}_{расч}, \quad \dot{\omega} = \dot{\omega}_{расч}. \quad (9)$$

Величина  $\psi_{\Sigma}$  определяется по (2)–(4) при подстановке значений из (9).

2. Если  $\psi_{расч} > \psi_{\Sigma}$  – налицо боксование. Рассмотрим две дополнительные величины, связанные с этим случаем:  $\Delta M_{пр}$  – превышение приводного момента над максимальным значением, соответствующим максимальной силе сцепления в данных условиях, которое порождает срыв сцепления колеса и бок-

сование. На основании (1), (4), (7), (8), и баланса моментов вращательного движения, можно записать:

$$\Delta\psi \triangleq \psi_{\text{расч}} - \psi_{\Sigma} = \psi_{\text{расч}} - (\psi(\bar{\varepsilon}) + \Delta\psi_{\Pi} + \Delta\psi_{\text{вн}}); \quad (10)$$

$$\Delta M_{\text{пр}} \triangleq PR_{\text{к}} \Delta\psi = J_{\text{к}} \Delta\dot{\omega} + k_M \Delta\omega.$$

Учитывая эти величины, принятые определения, а также (3) и (4), найдем остальные переменные, описываемые динамикой движения с боксованием. Они вместо (9) описываются как

$$\begin{cases} (J_{\text{к}}/k_M) \Delta\dot{\omega} + \Delta\omega = (PR_{\text{к}}/k_M) \Delta\psi; \\ F_{\text{т}} = (M_{\text{зад}} - PR_{\text{к}} \Delta\psi)/R_{\text{к}}; \\ \dot{V} = \frac{1}{m_{\Sigma}(1+\gamma)} \left( \frac{M_{\text{зад}} - PR_{\text{к}} \Delta\psi}{R_{\text{к}}} - F_{\text{вн}} \right); \\ \varepsilon = \Delta\omega/\omega_V = \Delta\omega R_{\text{к}}/V; \quad \omega = V/R_{\text{к}} + \Delta\omega. \end{cases} \quad (11)$$

### Синтез закона управления

Поскольку в поставленной задаче контролируемым процессом является боксование, рассмотрим первую зависимость в системе (11), описывающую динамику угловой скорости боксования при развитии этого явления. С учетом (4) запишем ее в виде:

$$\Delta\dot{\omega} = -\frac{k_M \Delta\omega}{J_{\text{к}}} + \frac{PR_{\text{к}}}{J_{\text{к}}} (\psi_{\text{расч}} - \psi(\bar{\varepsilon}) - \Delta\psi_{\Pi} - \Delta\psi_{\text{вн}}). \quad (12)$$

Примем следующие допущения. По характеру кривой (см. рис. 2), описывающей коэффициент сцепления (2), а также увеличение этого коэффициента путем подсыпки песка опишем в виде:

$$\begin{cases} \psi(\bar{\varepsilon}) \approx \psi_{\text{max}} - c\bar{\varepsilon} \approx \psi_{\text{max}} - (cR_{\text{к}}/V) \Delta\omega; \\ \Delta\psi_{\Pi} \approx k_{\Pi} u, \end{cases} \quad (13)$$

где  $c, k_{\Pi}$  – коэффициенты пропорциональности,  $u \in [0, 1]$  – управляющее воздействие системы управления подсыпкой в виде степени открытия форсунки песочницы локомотива.

Первое приближение – условное, справедливость которого объясняется свойствами синтезируемого управления пескоподачей с небольшим отходом величины  $\varepsilon$  от  $\varepsilon_{\text{кр}}$  при  $\varepsilon \geq \varepsilon_{\text{кр}}$ .

Подставляя зависимости (13) в (12), учитывая определение  $\bar{\varepsilon}$ , (6) и (7), а также то, что скорость поезда и заданное значение тяги за небольшое время автоматической процедуры гашения боксования практически не изменится, можно динамику боксования описать в виде:

$$\Delta\dot{\omega} \approx a_1 \Delta\omega + a_2 - bu, \quad (14)$$

где  $a_1 = -k_M/J_{\text{к}} + c PR_{\text{к}}^2/(J_{\text{к}} V)$ ,

$a_2 = M_{\text{зад}}/J_{\text{к}} - (\psi_{\text{max}} + \Delta\psi_{\text{вн}}) PR_{\text{к}}/J_{\text{к}}$ ,

$b = k_{\Pi} PR_{\text{к}}/J_{\text{к}}$  – неизвестные параметры объекта

управления (14) (считаем, что имеется возможность определить переменные  $\Delta\omega, \Delta\dot{\omega}$ ). Найти последнюю можно, например, пропуская сигнал  $\Delta\omega$  через реальное дифференцирующее звено (в представленном ниже примере – с постоянной времени 0,01 с) [12].

Для формализации требования к свойствам боксования назначаем неявную устойчивую эталонную модель, соответствующую аperiodическому звену [12]:

$$\begin{cases} \Delta\dot{\omega}_M = a_M (\Delta\omega_M - \Delta\omega_{\text{зад}}), \quad \Delta\omega_M(t_0) = \Delta\omega(t_0); \\ \Delta\omega_{\text{зад}} = (\varepsilon_{\text{кр}} - \Delta\varepsilon) V/R_{\text{к}}, \end{cases} \quad (15)$$

где  $\Delta\omega_M, \Delta\omega_{\text{зад}}$  – модельное и заданное поведение угловой скорости боксования соответственно, последнее соответствует несколько меньшему значению, чем  $\varepsilon_{\text{кр}}$  (за счет назначаемого параметра  $\Delta\varepsilon > 0$ ).

Это, с одной стороны, необходимо для значения коэффициента сцепления, близкого к максимальному, а с другой – для исключения высокочастотных колебаний при превышении  $\varepsilon_{\text{кр}}$  и начале срыва сцепления колеса с рельсом [13]. Указанный эффект можно использовать также для текущего определения величины  $\varepsilon_{\text{кр}}$ .

Если бы параметры объекта (14) были априорно известны, то при возникновении боксования закон управления пескоподачей

$$u = -b^{-1} [(a_M - a_1) \Delta\omega - a_M \Delta\omega_{\text{зад}} - a_2]$$

обеспечил бы приблизительную тождественность поведения угловой скорости боксования ( $\Delta\omega$ ) эталонному сигналу  $\Delta\omega_M$ . Это легко проверить, подставляя этот закон управления в (14).

Поскольку параметры объекта (14) неизвестны, то вместо указанного закона управления сформируем закон, построенный на текущих оценках неизвестных параметров (верхним символом « $\hat{\cdot}$ » обозначены оценки соответствующих параметров):

$$u = -\hat{b}^{-1} [(a_M - \hat{a}_1) \Delta\omega - a_M \Delta\omega_{\text{зад}} - \hat{a}_2]. \quad (16)$$

Текущие оценки предлагается определять с помощью простого надежного, всегда устойчивого рекуррентного метода [14]:

$$\begin{cases} \hat{\theta}_i = \hat{\theta}_{i-1} + \eta_i y_i \mu_i; \quad \mu_i = z_i - y_i^T \hat{\theta}_{i-1}; \\ \hat{\eta}_i = \lambda / (y_i^T y_i + \vartheta), \end{cases} \quad (17)$$

где индекс  $i = 1, 2, 3, \dots$  – указывает на дискретные моменты времени с шагом  $\Delta t$ ;  $\hat{\theta}_i = [\hat{a}_i, \hat{a}_{2i}]^T$  – вектор искомых оценок; верхний индекс « $T$ » означает транспонирование;  $y_i = [\Delta\omega_i, 1]^T$  – вектор регрессоров, соответствующий искомым оценкам;  $\mu_i$

– невязка идентификации;  $z_i = \Delta\dot{\omega}_i + \hat{b}u_i$  – отклик объекта, где оценка  $\hat{b}$  определяется отдельно (показано ниже);  $0 < \lambda \leq 1$  – назначаемый коэффициент усиления алгоритма;  $\vartheta$  – малое положительное число, исключающее деления на ноль.

«Упрощенные» условия адаптируемости сводятся к тому, чтобы  $\hat{b}$  – оценка параметра при управлении в (13), в частности, удовлетворяла условиям [15, 16]:

$$\text{sign}(\hat{b}) = \text{sign}(b); |b|/2 \leq |\hat{b}| \leq 2|b|; d\hat{b}/dt \rightarrow 0, \quad (18)$$

а невязка идентификации стремилась к нулю, что алгоритм (17) достаточно «легко» выполняет. Кроме того, закон управления (16) удовлетворяет минимуму управляющей величины в интегральном квадратичном смысле.

При определении параметра  $b = k_{\Pi} PR_k / J_k$  указанные условия на практике удовлетворить достаточно просто в силу известных свойств алгоритма идентификации по сходимости невязки идентификации [15], а также наличия, как правило, априорной информации с высокой точностью о составляющих указанного выражения. Последнее определяется тем, что параметры  $P, R_k, J_k$  входят в паспортные данные локомотива, а значение  $k_{\Pi}$  можно приблизительно определить из диапазонов изменений величин  $u$  и  $\Delta\psi_{\Pi}$ . Целесообразно оценку  $\hat{b}$  назначать постоянной из указанного в (18) диапазона и исключить ее из процедуры идентификации, как это реализовано в алгоритме (17).

### Пример

Рассмотрим грузовой поезд с 2-секционным локомотивом ВЛ85 (12 колесных пар, масса 276 т, максимальная тяга 932 кН) [17] с общим весом поезда 6 300 т.

Для этих условий параметры модели (1)–(14) следующие:  $R_k = 0,625 \text{ м}$ ,  $J_k = 1560 \text{ кг м}^2$ ,  $P = 226 \text{ кН}$ ,  $m_k + m_{\Pi} = 23 \text{ т}$ ,  $m_b = 502 \text{ т}$ . Примем, что максимальное изменение коэффициента сцепления за счет подсыпки песка равно 0,11, или  $\approx \psi_{\max}/3$  (см. рис. 2). Отсюда  $k_{\Pi} = 0,11$ .

Из [18] по зависимости удельной силы сцепления для принятых условий следует:  $F_{с.т.} = 3\,360 \text{ Н}$ ,  $k_{тр} = 164 \text{ Нс/м}$ . Также принимаем для эталонной модели (14)  $a_m = -100 \text{ с}^{-1}$ ,  $\Delta\varepsilon = 0,01$ . Параметры алгоритма идентификации (16):  $\Delta t = 0,01 \text{ с}$  (с этим временным шагом также рассчитывался закон управления (15)),  $\lambda = 0,7$ ,  $\vartheta = 0,001$ ,  $\hat{b} = 0,6b$  (другие значения этой оценки из ограничений (18)

практически не изменяют представленного качества управления).

Для моделирования динамики прохождения сигнала управления в системе, сформированный сигнал управления (16) перед подачей на объект управления пропускаться через звено транспортной задержки 0,003 с (моделирование работы вычислителя) и апериодическое звено с единичным коэффициентом усиления и постоянной времени 0,1 с (моделирование динамики исполнительного устройства пескоподачи).

Далее (рис. 3–6) представлены результаты исследования предлагаемой системы управления пескоподачи для двух случаев боксования: в начале движения поезда, когда машинист превысил тягу, и при постоянной его скорости на подъеме, когда локомотив наезжает на масляные пятна на рельсах. Моделирование проводилось в среде Matlab.

Развитие боксования при трогании поезда с указанной динамикой формирования  $M_{\text{зад}}$  (угол наклона пути нулевой), когда отключена подсыпка песка, представлено на (рис. 3). Этому режиму движения по [18] соответствует максимальный приводной момент одной колесной пары  $M_{\text{пр макс}} = 78 \text{ кНм}$ ,  $k_M = 36 \text{ кНмс}$ .

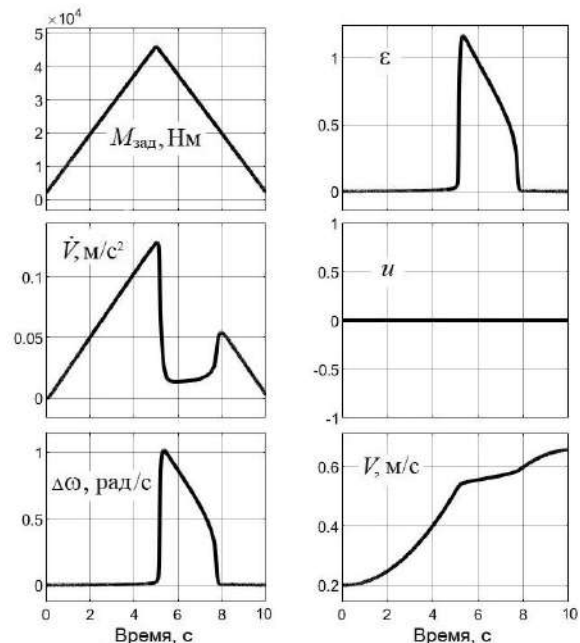


Рис. 3. Динамика развития боксования при трогании поезда (без подсыпки песка)

Fig. 3. The dynamics of the development of wheel spinning when starting the train (without adding sand)

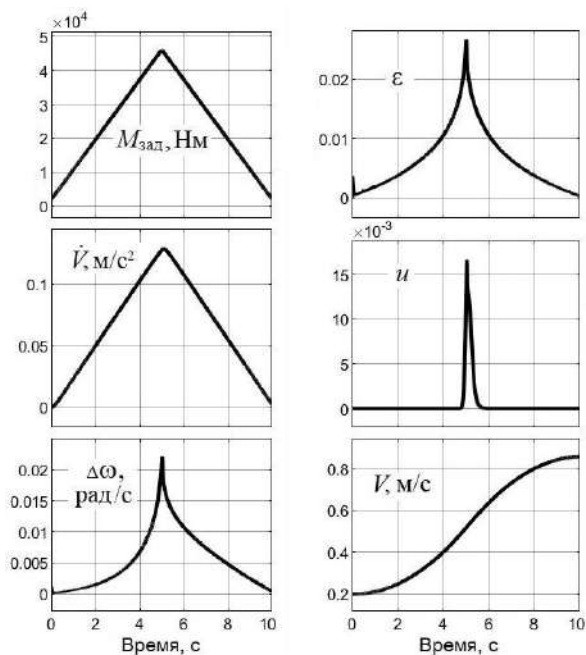
Мы можем наблюдать значительную развивающуюся угловую скорость боксования и относительную скорость проскальзывания. За счет боксования

ускорение линейного движения поезда имеет «провал». При исследовании смоделировано снижение тяги машинистом при обнаружении боксования.

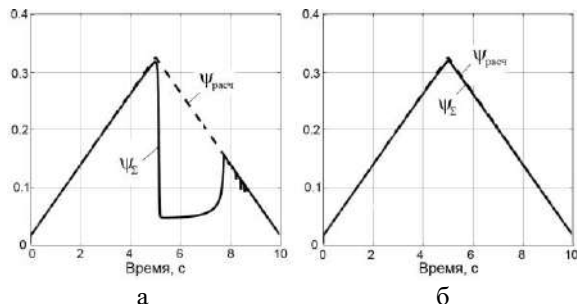
На (рис. 4) тот же процесс (для сравнения), но при работе адаптивного управления подсыпкой песка. Можно видеть достаточно малый расход песка (около 1,5 %) и в достаточно короткий промежуток времени. Как было указано ранее, если бы пескоподача была выполнена штатной релейной системой, то уровень пескоподачи был бы близок к 100 %.

На (рис. 5) представлены значения коэффициента сцепления, соответствующих указанным исследованиям: а – без подсыпки песка, б – с подсыпкой. Последний указывает на то, что подсыпка песка реализуется по минимально необходимому принципу:

$$\Psi_{\text{расч}} \cong \Psi_{\Sigma}$$



**Рис. 4.** Динамика развития боксования при трогании поезда с адаптивной подсыпкой песка  
**Fig. 4.** Dynamics of the development of wheel spinning when starting a train with adaptive sand filling

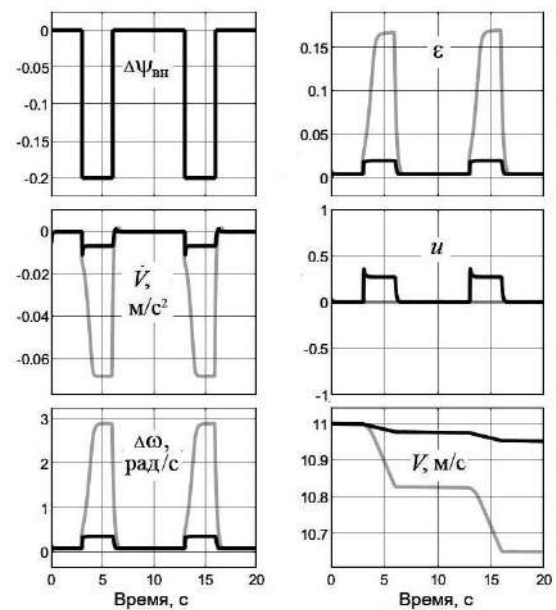


**Рис. 5.** Соотношение коэффициента сцепления:  
а – без подсыпки песка; б – с подсыпкой  
**Fig. 5.** The ratio of the adhesion factor:  
а – without adding sand; б – adding sand

На (рис. 6) смоделировано движение поезда с постоянной скоростью 11 м/с или 40 км/ч ( $M_{\text{зад}} = 23$  кНм) с наклоном пути, соответствующим 6 ‰. Этому режиму движения по [18] соответствует  $M_{\text{пр max}} = 38$  кНм,  $k_M = 7,96$  кНмс.

Моделируется наезд на масляные пятна на рельсах в виде представленного сигнала  $\Delta\psi_{\text{вн}}$  (рис. 6). Серыми линиями отмечены переменные при отсутствии подсыпки песка, черными – при адаптивной подсыпке. Здесь также выполняется  $\Psi_{\text{расч}} \cong \Psi_{\Sigma}$ .

Как указывалось ранее, на практике машинист в рассматриваемом режиме движения включает подсыпку песка постоянно, как правило, с максимальной степенью ( $\approx 100$  %). Либо использует штатную автоматику релейного включения подсыпки песка со степенью пескоподачи, также близкой к 100 %. При реализации адаптивной подсыпки песка в рассматриваемом случае получаем расход песка не более 30 % от максимального и только в необходимые моменты времени.



**Рис. 6.** Динамика развития боксования при исходной постоянной скорости поезда  
**Fig. 6.** Dynamics of the development of wheel spinning at the initial constant speed of the train

Подобные результаты были получены и при других условиях движения поезда и отличных от представленных параметров локомотива.

### Заключение

Модельные исследования предлагаемой системы управления пескоподачей показывают ее эффективность по быстрому подавлению развивающегося боксования в условиях априорной неопределенно-

сти параметров объекта управления и внешних возмущений. При этом обеспечивается минимально необходимый расход песка. В силу схожести физики процессов можно утверждать, что подобный алгоритм пескоподачи обеспечит защиту и от юза при торможении поезда в тех же условиях и с подобными свойствами.

Способность системы управления подстраиваться к текущим характеристикам, указывает на неприципиальность допущений в математическом описании рассматриваемых процессов, в том числе нелинейные зависимости подачи песка в исполнительный форсунке, характеристики песка и др.

Предлагаемый алгоритм управления достаточно прост и может быть реализован на несложном микроконтроллерном вычислителе. Для работы алгоритма управления требуются датчики измерения угловой скорости вращения колесных пар и датчик линейной скорости поезда. Для реализации непрерывного регулирования уровнем пескоподачи можно предложить исполнительный контур системы управления со штатным релейным управлением локомотива, только в режиме широтно-импульсной модуляции. Последнее требует использования более быстродействующих реле, например, твердотельных. Рассмотренный в работе метод реализации адаптивной подсыпки песка может быть несложным образом интегрирован в штатную систему локомотива по защите от боксования и юза.

### Список литературы

1. Kalker J.J. Survey of wheel-rail rolling contact theory // *Vehicle system dynamics*. 1979. Vol. 5. P. 317–358.
2. Теория электрической тяги : учебник для ВУЗов ж.-д. транспорта / С.И. Осипов, С.С. Осипов, В.П. Феоктистов. М. : Маршрут, 2006. 436 с.
3. Magel E., Kalousek J. The Application of Contact Mechanics to Wheel/Rail Profile Design. Proceedings of the 5th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems. Tokyo, 2000. P. 245–252.
4. Основные принципы управления системой противоюзовой защиты современного подвижного состава / Г.В. Гогричани, А.В. Казаринов, В.В. Михеев и др. // *Вестник ВНИИЖТ*. 2003. № 3. С. 14–21.
5. Самме Г.В. Фрикционное взаимодействие колесных пар локомотива с рельсами. Теория и практика сцепления локомотива : монография. М. : УМЦ по образованию на ж.-д. трансп., 2014. 104 с.
6. Бабков Ю.В., Базилевский Ф.Ю., Грищенко А.В. Автоматизация локомотивов : учеб. пособие для вузов ж.-д. транспорта. М. : УМЦ по образованию на ж.-д. трансп., 2007. 323 с.
7. Дядичко Г.П. Электровоз магистральный 2ЭС5К(3ЭС5К) : руководство по эксплуатации. Книга 1. Описание и работа. Новочеркасск, 2006. 267 с.
8. Иванов П.Ю., Хамнаева А.А., Худоногов А.М. Снижение энергопотребления электровоза при управлении пневматическими тормозами грузового поезда // *Разработка и эксплуатация электротехнических комплексов и систем энергетики и наземного транспорта : материалы третьей междунар. науч.-практ. конф.* 2018. С. 143–151.
9. Astrom K.J., Hagglund T. Advanced PID control // *ISA. The Instrumentation Systems and Automation. Society*. 2006. 461 p.
10. Ляпушкин Н.Н. Прогнозирование сцепных свойств локомотивов с различными типами тяговых электродвигателей : автореф. дис. ... д-ра. техн. наук. М. : МИИТ, 2014. 46 с.
11. Теория электрической тяги / В.Е. Розенфельд, И.П. Исаев, Н.Н. Сидоров и др. М. : Транспорт, 1995. 294 с.
12. Первозванский А.А. Курс теории автоматического управления. СПб. : Лань, 2015. 624 с.
13. Савоськин А.Н., Чучин А.А. Исследование процессов срыва сцепления и буксования в тяговом приводе I класса // *Моделирование транспортных процессов*. 2009. № 2. С. 47–55.
14. Graupe D. Identification of Systems. Huntington. New York : Krieger, 1976. 276 p.
15. Круглов С.П. Условия адаптируемости систем управления с идентификатором и эталоном. Саарбрюккен : LAP LAMBERT, 2012. 125 с.
16. Круглов С.П. Сходимость невязки идентификации в системе управления с параметрической адаптацией // *Информационные технологии и математическое моделирование в управлении сложными системами : электр. науч. журн.* 2019. № 1.40. С. 27–40. URL: <http://ismm-irgups.ru/toma/12-2019> (дата обращения: 30.04.2021).
17. Раков В.А. Грузовые двенадцатиосные электровозы ВЛ85 // *Локомотивы и моторвагонный подвижной состав железных дорог Советского Союза 1976–1985*. М. : Транспорт, 1990.
18. Правила тяговых расчетов для поездной работы : утв. распоряжением ОАО «РЖД» от 12.05.2016 № 867р в редакции распоряжения ОАО «РЖД» от 09.02.2018 № 182/р. 516 с.

### References

1. Kalker J.J. Survey of wheel-rail rolling contact theory. *Vehicle system dynamics*, 1979. Vol. 5. Pp. 317–358.
2. Osipov S.I., Osipov S.S., Feoktistov V.P. *Teoriya elektricheskoi tyagi: uchebnik dlya VUZov zh.-d. transporta* [Electrical traction theory: a textbook for railway transport universities]. Moscow. Marshrut Publ., 2006. 436 p.
3. Magel E., Kalousek J. The application of contact mechanics to wheel/rail profile design. Proceedings of the 5th International conference on contact mechanics and wear of rail/ wheel systems. Tokyo, 2000. Pp. 245–252.
4. Gogrichiani G.V., Kazarinov A.V., Mikheev V.V., Kurtsev S.B. Osnovnye printsipy upravleniya sistemoi protivoyuzovoi zashhityi sovremennogo podvizhnogo sostava [Basic principles of control of the anti-skidding protection system of the modern rolling stock], *Vestnik VNIIZhT* [Vestnik of the Railway Research Institute], 2003. No. 3. Pp. 14–21.



5. Samme G.V. Friksionnoe vzaimodeistvie kolesnykh par lokomotiva s rel'sami. Teoriya i praktika stsepleniya lokomotiva: monografiya [Friction interaction of locomotive wheel pairs with rails. Theory and practice of locomotive adhesion: monograph]. Moscow: FGBOU "Training and Methodological Center for Education in Railway Transport" Publ., 2014. 104 p.
6. Babkov Yu.V., Bazilevskii F.Yu., Grishhenko A.V. Avtomatizatsiya lokomotivov: Uchebnoe posobie dlya vuzov zh.-d. transporta [Locomotive Automation: a textbook for Railway Universities transport]. Moscow: GOU "Educational and Methodological Center for Education in Railway Transport" Publ., 2007. 323 p.
7. Dyadichko G.P. Elektrovoz magistral'nyi 2ES5K(3ES5K). Rukovodstvo po ekspluatatsii. Kniga 1. Opisanie i rabota [Electric locomotive main 2ES5K (3ES5K). An operating manual. Book 1. Description and Operation], Novocherkassk, 2006. 267 p.
8. Ivanov P.Yu., Khamnaeva A.A., Khudonogov A.M. Snizhenie energopotrebleniya elektrovoza pri upravlenii pnevmaticheskimi tormozami gruzovogo poezda [Reduction of electric locomotive power consumption during control of freight train pneumatic brakes]. "Razrabotka i ekspluatatsiya elektrotekhnicheskikh kompleksov i sistem energetiki i nazemnogo transporta". Materialy tret'ei mezhdunarodnoi nauchno-prakticheskoi konferentsii ["Development and operation of electrical engineering complexes and power and ground transport systems". Proceedings of the Third International Scientific and Practical Conference], 2018. Pp. 143–151.
9. Astrom K.J., Hagglund T. Advanced PID control. ISA. The Instrumentation Systems and Automation Society. 2006. 460 p.
10. Lyapushkin N.N. Prognozirovaniye scepnykh svoystv lokomotivov s razlichnymi tipami tyagovykh elektrodvigatelei. Avtoreferat diss. na soisk. uch. st. d. t. n. [Prediction of coupling properties of locomotives with various types of traction motors. Abstract of the D. Sc. (Engineering) diss.], Moscow: MIIT Publ., 2014. 46 p.
11. Rozenfel'd V.E., Isaev I.P., Sidorov N.N., Ozerov M.I. Teoriya elektricheskoi tyagi [Electrical traction theory]. In Isaev I.P. (ed) Moscow: Transport Publ., 1995. 294 p.
12. Pervozvanskii A.A. Kurs teorii avtomaticheskogo upravleniya [Automatic control theory course]. St. Petersburg, Lan` Publ., 2015. 624 p.
13. Savos'kin A.N., Chuchin A.A. Issledovanie protsessov sryva stsepleniya i buksovaniya v tyagovom privode I klassa [Investigation of clutch failure and spinning processes in the Class I traction drive]. Modelirovaniye transportnykh protsessov [Transport process modeling], 2009. No. 2. Pp. 47–55.
14. Graupe D. Identification of Systems. Huntington, New York: Krieger. 1976. 276 p.
15. Kruglov S.P. Usloviya adaptiruemosti sistem upravleniya s identifikatorom i etalonom [Conditions of the adaptability of control systems with the identifier and a standard]. A monograph. Saarbrücken: LAP LAMBERT, 2012. 125 p.
16. Kruglov S.P. Skhodimost' nevyazki identifikatsii v sisteme upravleniya s parametricheskoi adaptatsiei [Convergence of the identification mismatch in a parametric adaptation control system]. «Informatsionnye tekhnologii i matematicheskoe modelirovaniye v upravlenii slozhnyimi sistemami»: elektron. nauch. zhurn [Information technology and mathematical modeling in complex systems management: the electronic scientific journal], 2019. No. 1 (40). Pp. 27–40 [Electronic media]. URL: <http://ismm-irgups.ru/toma/12-2019>.
17. Rakov V.A. Gruzovye dvenadsatits'nye elektrovozy VL85 [Cargo twelve-axle electric locomotives VL85]. Lokomotivy i motorvagonnyi podvizhnoi sostav zheleznykh dorog Sovetskogo Soyuza 1976–1985 [Locomotives and motor-car rolling stock of the railways of the Soviet Union in 1976–1985], Moscow, Transport Publ., 1990.
18. Pravila tyagovykh raschetov dlya poezdnoi raboty. Utverzhdeny Rasporyazheniem OAO "RZhD" ot 12.05.2016 No. 867r v redaktsii Rasporyazheniya OAO "RZhD" ot 09.02.2018 No. 182/r. [Rules of traction calculations for train work. Approved by the Order of Russian Railways dated 12.05.2016 No. 867r as amended by the Order of Russian Railways dated February 09, 2018 No. 182/r.]. 516 p.

### Информация об авторах

**Круглов Сергей Петрович** – д-р техн. наук, профессор, профессор кафедры автоматизации производственных процессов, Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск, e-mail: [kruglov\\_s\\_p@mail.ru](mailto:kruglov_s_p@mail.ru)

**Ковыршин Сергей Владимирович** – канд. техн. наук, доцент кафедры автоматизации производственных процессов, Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск, e-mail: [sergkpw@mail.ru](mailto:sergkpw@mail.ru)

**Иванов Павел Юрьевич** – канд. техн. наук, доцент кафедры электроподвижного состава, Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск, e-mail: [savl.ivanov@mail.ru](mailto:savl.ivanov@mail.ru)

**Исупов Станислав Андреевич** – аспирант кафедры автоматизации производственных процессов, Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск, e-mail: [vcvlvloo@gmail.com](mailto:vcvlvloo@gmail.com)

### Information about the authors

**Sergei P. Kruglov** – Doctor of Engineering Science, Professor of the Subdepartment of Automation of Production Operations, Irkutsk State Transport University, Irkutsk, e-mail: [kruglov\\_s\\_p@mail.ru](mailto:kruglov_s_p@mail.ru)

**Sergei V. Kovyreshin** – Ph.D. in Engineering Science, Associate Professor of the Subdepartment of Automation of Production Operations, Irkutsk State Transport University, Irkutsk, e-mail: [sergkpw@mail.ru](mailto:sergkpw@mail.ru)

**Pavel Yu. Ivanov** – Ph.D. in Engineering Science, Associate Professor of the Subdepartment of Electric Rolling Stock, Irkutsk State Transport University, Irkutsk, e-mail: [savl.ivanov@mail.ru](mailto:savl.ivanov@mail.ru)

**Stanislav A. Isupov** – Ph.D. student of the Subdepartment of Automation of Production Processes, Irkutsk State Transport University, Irkutsk, e-mail: [vcvlvloo@gmail.com](mailto:vcvlvloo@gmail.com)