

УДК 629.4.027.4:656.2

DOI: 10.30987/1999-8775-2021-1-43-51

А.С. Космодамианский, Д.Н. Шевченко, П.Д. Жиров

ВОПРОСЫ СНИЖЕНИЯ НАГРУЗОК В УЗЛАХ ТЯГОВОГО ПРИВОДА ПРИ БОКСОВАНИИ

Исследованы причины роста динамических нагрузок в тяговых передачах в процессе модернизации колесно-моторных блоков, проводимой для снижения неподрессоренной массы электровозов. Установлено, что их причиной являются фрикционные автоколебания. В результате проведенного анализа существующих подходов к снижению подобных негативных эффектов определен наиболее рациональный подход, основанный на ударном виброгашении автоколебаний с регулированием коэффициента трения в контакте «колесо-рельс»

введением электрических или магнитных полей, а также изменении упруго-диссипативных свойств динамических систем экипажной части. Предложены и запатентованы новые конструкции устройств для ограничения амплитуды автоколебаний в режиме боксования.

Ключевые слова: электровоз, экипажная часть, тяговый привод, фрикционные автоколебания, виброударные процессы, подвеска, боксование.

A.S. Kosmodamiansky, D.N. Shevchenko, P.D. Zhiron

MATTERS OF LOAD DECREASE IN TRACTION DRIVE UNITS AT BOXING

The purpose of this work consists in the development of constructive solutions decreasing loads in the units of the electric locomotive traction drive at boxing. The investigations carried out in the field of electric locomotive operation on domestic railways have shown that one of the basic directions in the decrease of non-sprung masses consists in the introduction of an elastic tie between a wheel pair and a drive motor armature.

The improvement mentioned results in the considerable load increase in the traction drive at friction self-oscillations arising in the mode of wheel slip on a rail. The analysis, carried out in the work, of methods to reduce similar dynamic loads has shown that approaches efficient enough are:

- shock vibro-damping of wheel pair self-oscillations,
- limitation of wheel slip rate on a rail with the control of friction factor by means of the impact upon a contact area of electric and magnetic fields,

Введение

Продолжающаяся электрификация железнодорожного транспорта ведет к увеличению в общем парке подвижного состава доли грузовых электровозов с коллекторными тяговыми электродвигателями (ТЭД) и опорно-осевым приводом, имеющих необрессоренную массу значительно выше, чем у грузовых тепловозов, за счет увеличения веса колесной пары при увеличении диаметра колеса с 1050 до 1250 мм, применения более мощных и тяжелых тяговых электродвигателей а также из-за наличия

- changes of elastic-dissipative properties of dynamic systems in an electric locomotive running gear to control self-oscillation fashions.

To realize measures described there are offered constructive solutions limiting self-oscillation amplitudes in a boxing mode. In particular the system of instantaneous control with clutch amplifies based on the application of magnetic inductor in the form of a mounted unit upon a crew section of an electric locomotive. For realization of the method for the process control of the competition of self-oscillation fashions there is offered a design of the device changing forcibly a fashion of growing self-oscillations at the expense of the control of elastic-dissipative properties of dynamic system links in the traction drive. The innovation solutions developed are protected with the patent for invention, two patents for utility model.

Key words: electric locomotive, crew section, traction drive, friction self-oscillations, vibro-shock processes, suspension, boxing.

жесткой зубчатой передачи, вследствие чего в состав необрессоренной массы входит приведенный к оси колесной пары момент инерции якоря ТЭД. Рост необрессоренной массы ведет к ухудшению состояния пути, и росту расколов на его ремонт и текущее содержание, в частности, жесткая связь между якорем ТЭД и колесной парой приводит к развитию волнообразного износа рельс.

Таким образом, нарастает необходимость в модернизации тяговых грузовых приводов грузовых электровозов, в част-

ности, во введении упругой связи между колесной парой и якорем ТЭД. Как показывают результаты исследований динамики тяговых приводов на протяжении последних десятилетий, одной из основных проблем при этом становится необходимость ограничения динамических нагрузок при фрикционных автоколебаниях, возникающих в режиме проскальзывания колеса по рельсу. Так, увеличение момента инерции колесной пары при увеличении ее диаметра с 1050 мм до 1250 мм при наличии упругого колеса в осевом редукторе может приводить к росту касательных

Анализ проблемы и возможных решений

К настоящему времени в нашей стране проведен значительный объем исследований феномена автоколебаний элементов экипажной части локомотива в режиме боксования ([3-7] и др.). На основании указанных результатов исследований основными особенностями автоколебательных процессов в элементах экипажной части можно считать следующие:

- причиной возникновения автоколебаний является снижение коэффициента трения колеса по рельсу при увеличении скорости скольжения;

- число возможных мод автоколебаний определяется наличием в экипажной части таких колебательных систем, в которых изменение силы тяги на ободе колеса вызывает изменение деформации упругого звена;

- развитие автоколебаний сопровождается конкуренцией мод, в результате чего одна из мод в зависимости от начальных условий срывается в боксование становится преобладающей, а при изменении скорости скольжения одна из мод может смениться другой;

- наиболее распространенными модами являются автоколебания колесной пары и тягового привода.

Попытки снизить амплитуду автоколебаний с помощью введения устройств, рассеивающих энергию, показали, что это сложно реализовать на практике из-за значительных габаритов рассеивающих устройств. Так, экспериментально удалось доказать возможность снижения амплитуд

напряжений в оси в режиме боксования до 160 МПа [1,2], что, при частом возникновении этого режима, может привести к излому оси. Проблема, таким образом, заключается в том, чтобы определить наиболее рациональные методы ограничения или предотвращения возникновения динамических нагрузок от автоколебаний в зависимости от выбранного от варианта модернизации колесно-моторного блока электровоза с введением упругого звена в валопроводы привода. Настоящая статья является попыткой решения указанной проблемы.

автоколебаний тягового привода тепловоза ТГМ10 с гидропередачей в 2...2,5 раза с помощью демпферов жидкого трения [8], однако данная конструкция не была реализована на серийных тепловозах из-за того, что усложнение конструкции не привело к существенному повышению надежности. По той же причине не может считаться рациональным способ демпфирования, предложенный в [8, 9]. В [10] была высказана идея использования масс колесно-моторного привода в качестве антивибратора при автоколебаниях колесной пары, однако эффективность такого способа гашения требует изучения.

Таким образом, к практически реализуемым вариантам ограничения динамических нагрузок при автоколебаниях можно отнести следующие:

- рассеивание энергии автоколебаний в имеющихся элементах конструкции экипажной части;

- исключение скольжения колеса по рельсу за счет применения устройств безинерционного регулирования сил сцепления колеса с рельсом;

- изменение моды автоколебаний за счет регулирования жесткости упругих звеньев системы, в которой возникает данная мода автоколебаний.

Перейдем к рассмотрению вопроса, для каких вариантов модернизации тягового привода электровоза рационально использовать указанные способы снижения динамических нагрузок.

Ударное виброгашение автоколебаний колесной пары

Использование ударов зубьев в тяговой передаче для снижения уровня автоколебаний колесной пары было реализовано еще в начале 60-х годов для шахтных электровозов [5]. До настоящего времени корректной теоретической модели данного вида виброгашения создать не удалось по следующим объективным причинам:

- недостаточная информация о свойствах взаимодействующих тел (упруго-диссипативные свойства масляной пленки на зубьях и в подшипниках и т.п.);

- сложность математического моделирования виброударной системы с разрывными характеристиками.

В [10] предложено оценивать эффективность виброгашения с помощью параметра, представляющего собой отношение величины энергии, теряемой системой за цикл колебаний, сопровождаемый ударами, к величине максимально возможной энергии, которая была бы запасена в системе при отсутствии демпфирования:

$$K_b = (1 - R^2) \frac{D}{2} \left(\frac{V}{V_s} \right)^2 \frac{J_b}{J_k + J_b},$$

где R – коэффициент восстановления при ударе; V – относительная скорость тел в момент соударения; V_s – скорость скольжения; D – диаметр колесного центра; J_k – момент инерции колесного центра; J_b – момент инерции ведущей шестерни и связанных с ней масс (ротор ТЭД, фланец муфты и т.п.), приведенный к оси колесной пары.

Предотвращение скольжения колеса по рельсу с помощью безинерционного регулирования

Еще в конце XIX века было замечено, что воздействие на контакт колеса с рельсом электрического тока или магнитного поля позволяет существенно увеличивать коэффициент трения между колесом и рельсом [12], и появились первые патенты на устройства увеличения сцепления колеса с рельсом, основанные на данных эффектах. Однако, поскольку первые тепловозы и электровозы и так имели значительный сцепной вес, обнаруженное явление было на долгое время забыто. Основным достоинством подобных устройств

Установка в приводе упругого зубчатого колеса снижает эффективность виброгашения. Так, в опорно-осевом приводе с диаметром колеса 1050 мм установка упругого зубчатого колеса увеличивает касательные напряжения в оси колесной пары при боксовании с 30 МПа до 40...60 МПа. Эффективность ударного виброгашения в опорно-осевом приводе электровоза с диаметром колеса 1250 мм и упругим зубчатым колесом будет зависеть от характеристики упругих элементов в колесе и при неблагоприятных условиях напряжения могут достигать 160 МПа, в связи с чем требуются исследования напряжений в оси для конкретной конструкции упругих элементов.

Основным достоинством ударного виброгашения является практическое отсутствие дополнительных затрат на его реализацию в конструкции привода и невозможность снижения эффективности при увеличении пробега локомотива. Априори можно считать целесообразным применение данного способа в приводах электровозов с опорно-рамным подвешиванием ТЭД и осевым редуктором, для чего зубчатое колесо редуктора необходимо выполнять жестким [1, 11]. В случае, если эффективность такого виброгашения окажется недостаточным, необходимо увеличивать момент инерции фланца полумуфты на быстроходном валу осевого редуктора.

является их практическая безинерционность, что позволяет оперативно ограничивать развитие автоколебаний, и в связи с чем к ним вновь проявляется интерес [13-14].

Для модернизации выпускаемых локомотивов в первую очередь подходят усилители сцепления, основанные на применении магнитного поля, поскольку в этом случае устройство в виде индуктора можно смонтировать в виде навесного агрегата на экипажной части, в то время, как применение электрического тока требует переделки

привода, букс и рессорного подвешивания для изоляции колесных пар от остальных узлов экипажной части. Один из вариантов

устройства ограничения скольжения при боксовании, предлагаемого авторами, показан на рис. 1.

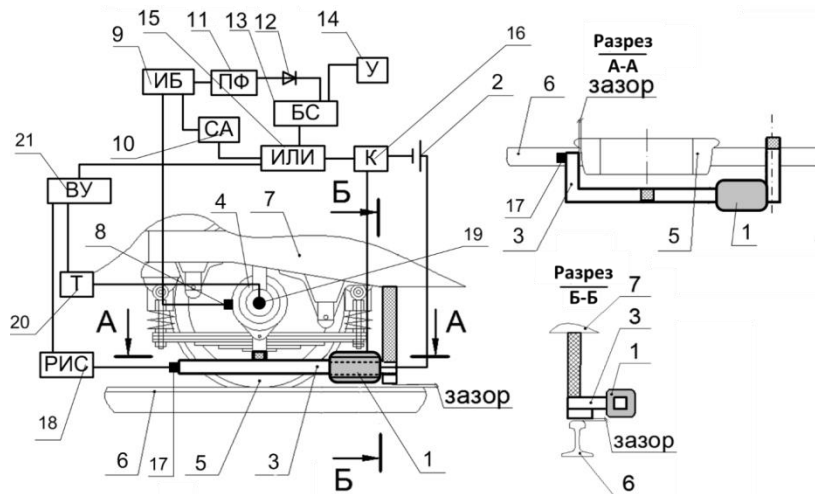


Рис. 1. Предложенная конструкция устройства для предупреждения боксования:

- 1–электромагнит; 2–источник тока; 3–балансир; 4–букса; 5–обод колеса; 6–рельс; 7–рама тележки; 8– датчик ускорений; 9–измерительный блок; 10–анализатор сигналов; 11–полосовой фильтр; 12–выпрямитель; 13–блок сравнения; 14–блок уставки; 15–логический элемент; 16–ключ; 17–датчик; 18–измеритель скорости; 19–датчик угла поворота; 20–тахометр; 21–вычислительное устройство

Для управления устройством используется явление изменения статистических характеристик продольных колебаний буксы колесной пары, возникающих при движении локомотива. Эти колебания регистрируются датчиком продольных ускорений 8 и измерительным блоком 9. Сигнал с этих устройств обрабатывается статистическим анализатором 10 и полосовым фильтром 11.

При движении без боксования сигнал, поступающий на статистический анализатор 10, меняется случайным образом. Статистический анализатор определяет статистические характеристики поступающего сигнала и сравнивает их с эталонными. Пока расхождение характеристик не превышает пороговых значений, на выходе анализатора сигнала не возникает. Параллельно с выхода измерительного блока 9 сигнал поступает на полосовой фильтр 11, который пропускает только сигналы с частотами, соответствующими частотам мод автоколебаний при боксовании. При отсутствии автоколебаний на выходе полосового фильтра 11 будет случайный сигнал, уровень которого не превышает сигнала с выхода блока уставки 14. Также при движении без боксования является разница результаты изменения скорости радиолокаци-

онным измерителем 18 и электронным тахометром 20, поступающие на входы вычислительного устройства 21, будут одинаковы, что определяется вычислительным устройством 21, как отсутствие боксования, и на выходе вычислительного устройства 21 сигнала не возникает.

Выходные сигналы от всех трех подсистем поступают на входы элемента "ИЛИ" 15, с выхода которого сигнал поступает на ключ 16, который подключает источник питания к электромагниту 1. Таким образом, подача напряжения на электромагнит производится при выполнении хотя бы одного из трех условий:

- изменились статистические характеристики продольных колебаний буксы;
- в системе возникли фрикционные автоколебания, уровень которых превышает уровень динамических нагрузок от случайных возмущений;
- окружная скорость колеса, определенная по тахометру, стала выше или ниже линейной скорости движения локомотива, определенной радиолокационным измерителем.

Сердечник электромагнита 1 подвешен на буксе 4 электровоза и создает магнитный поток, проходящий через колесо 5

и рельс 6, так, чтобы уменьшить притяжение других частей экипажной части, например, притяжение тормозных колодок к ободу колеса, тем самым предотвращая создание дополнительного сопротивления движению.

На предложенную конструкцию авторами подана заявка на получение патента. Ранее авторами на упрощенный вариант предлагаемой конструкции был получен патент на изобретение [15].

Недостатком данного привода является то, что выигрыш от снижения непрессоренной массы за счет применения, например, упругих зубчатых колес, частично снижается из-за добавления необрессоренной массы индуктора. Рассмотрим предложенную авторами конструкцию тягового привода, которая обеспечивала бы благоприятные возможности для размещения устройств увеличения сцепления при сохранении распространенного на грузовых электровозах индивидуального тягового привода (рис. 2).

Известно, что в обычном опорно-осевом приводе электровоза нет достаточного места для размещения обмотки индуктора на оси колесной пары. Однако, в

ходе работ, проведенных в нашей стране в 70-х годах прошлого века было установлено [16], что исполнение асинхронных тяговых электродвигателей электровоза с осевым магнитным потоком вместо радиального позволяет не только получить более высокую мощность, но и уменьшить осевую габарит двигателя с 1,02...1,085 м до 0,525...0,53 м, что дает возможность разместить обмотки индуктора в освобожденном пространстве.

В приводе, показанном на рис. 2, благодаря уменьшению осевого габарита двигателя удалось исключить из числа необрессоренных масс момент инерции ротора, при применении передаточного механизма с упругой муфтой и торсионным валом внутри полого ротора, и разместить катушки 2 индуктора на шапках моторно-осевых подшипников 7 и 8, заключенных в неподвижную полую трубу 9.

Подача напряжения на катушки происходит в случае, если развиваемое на ободу колеса тяговое усилие, определяемое по статической составляющей усилия в подвеске тягового электродвигателя 4, меньше заданного блоком уставки 17.

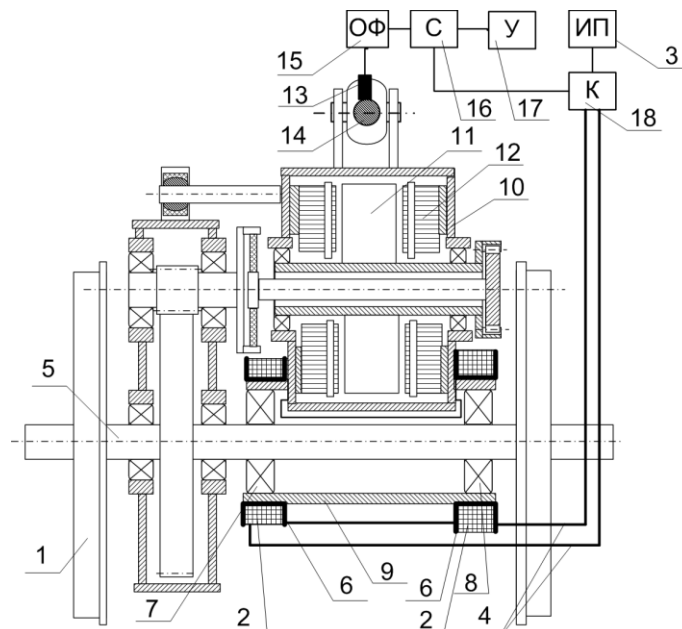


Рис. 2. Конструкция тягового привода с электромагнитным усилителем сцепления: 1—колесная пара; 2—катушка; 3—источник питания; 4—провод; 5—ось; 6—каркас; 7,8—подшипник качения; 9— труба; 10—тяговый электродвигатель; 11—ротор; 12—статор; 13—датчик продольного усилия; 14—тяга подвески; 15— осредняющий фильтр; 16—сумматор; 17—блок уставки; 18—ключ

Кроме того, в предложенной конструкции, благодаря наличию осевого редуктора с жесткой зубчатой передачей, реализовано ударное виброгашение автоколебаний колесной пары. На предложенную

конструкцию тягового привода с системой предупреждения возникновения автоколебаний авторами подана заявка на получение патента.

Управление процессами конкуренции мод автоколебаний

Авторами предложены устройства, которые позволяют принудительно менять моду развивающихся автоколебаний за счет управления упруго-диссипативными свой-

ствами звеньев динамической системы тягового привода. Одно из таких устройств показано на рис. 3.

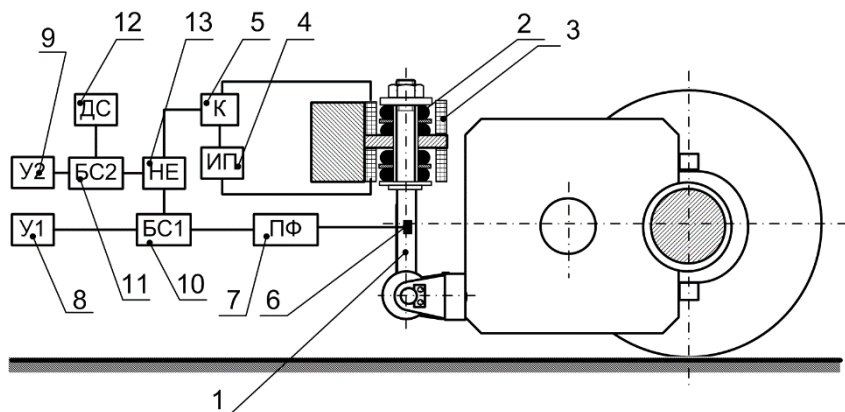


Рис. 3. Конструкция системы ограничения автоколебаний путем управления процессом конкуренции мод: 1 - тяга подвески; 2 – резинометаллические элементы из магнитоактивного полимера; 3- обмотка; 4 - источник питания; 5 – ключ; 6 - датчик продольных усилий; 7 - полосовой фильтр; 8,9 - блоки уставки; 10,11 - блоки сравнения; 12 - датчик скорости; 13 - логический элемент «НЕ».

Принцип работы устройства основан на использовании в системе подвески тягового электродвигателя амортизаторов 2 из магнитоактивного полимера, жесткость которых меняется под воздействием магнитного поля. При возникновении и развитии автоколебаний остова тягового электродвигателя на упругой подвеске, подчиненная система регулирования выделяет частоту автоколебаний и, при превышении допустимой амплитуды, подает ток в обмотку 3. Под воздействием магнитного поля, создаваемого обмоткой 3, жесткость амортизаторов 2 повышается, что приводит к срыву автоколебаний из-за того, что изменение жесткости системы делает параметры системы неблагоприятными для развития данной моды автоколебаний. Для предотвращения повышения жесткости амортизаторов подвески при движении на

высоких скоростях и сохранения ее способности поглощать удары при прохождении надежности пути, подчиненная система регулирования снабжена датчиком измерения скорости движения. На данную конструкцию авторами получен патент на полезную модель [17].

Ранее авторами предложена и запатентована конструкция подвески, в которой изменение моды автоколебаний достигается за счет увеличения рассеяния энергии при срабатывания скоростного регулятора [18].

Таким образом, можно считать принципиально возможным создание устройств ограничения автоколебаний в приводе за счет управляемой конкуренции мод автоколебаний, но эффективность таких устройств требует дальнейшего изучения.

Выводы

1. Рост протяженности электрифицированных линий отечественных железных дорог ставит вопрос о необходимости снижения неподрессоренной массы грузовых электровозов, путем введения упругих звеньев в тяговую передачу. Применение упругой тяговой передачи повышает динамические нагрузки в элементах колесно-моторного блока от воздействия фрикционных автоколебаний, возникающих при скольжении колеса по рельсу.

2. Установлено, что в качестве эффективных мер ограничения развития автоколебаний в экипажной части локомотивов могут быть использованы ударное виброгашение автоколебаний, ограничение

скорости скольжения колес по рельсу с регулирования коэффициента трения колеса по рельсу путем воздействия на место контакта электрического тока или магнитного поля, а также изменение упруго-диссипативных свойств динамических систем экипажной части для управления конкуренцией мод автоколебаний.

3. Авторами предложены конструкции устройств для ограничения амплитуды автоколебаний в режиме боксования. На предложенные устройства получен патент на изобретение, два патента на полезную модель, а также поданы две заявки на получение патентов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Литвинов, А. Т.** Динамические нагрузки в тяговом приводе тепловоза 2ТЭ121 [Текст] / А.Т. Литвинов, Е.П. Акишин, Ф.Г. Вербер [и др.] // Результаты испытаний тепловоза 2ТЭ121. – Коломна: Тр. ВНИТИ, 1985. – №65. – С. 119–130. ISSN 0452-358X.
2. **Сулов, А. Г.** Инновационные технологии машиностроения, обеспечивающие повышение долговечности железнодорожных колес и рельсов / А.Г. Сулов, О.Н. Федонин, А.О. Горленко [и др.] // Научные технологии в машиностроении, 2019. – № 7(97). – С. 3–8. – DOI: doi.org/10.30987/article_5cf7bd2f83f6b5.55900953
3. **Petrov, G.** Mathematical Model of Wheel Pairs Movement of a Rail Vehicles / G. Petrov, A. Tarmaev // International Multi-Conference on Industrial Engineering and Modern Technologies (FarEastCon). Vladivostok, 2018. – pp. 1–5. – DOI: 10.1109/FarEastCon.2018.8602552
4. **Petrov, G.** Modeling of railway vehicles movement having deviations in the content of running parts / G. Petrov, A. Tarmaev // В сборнике: Proceedings of the International Conference: Aviamechanical Engineering and Transport AVENT, 2018. – С. 410 – 415. – ISBN: 978-94-6252-560-3.
5. **Павленко, А. П.** Динамика тяговых приводов магистральных локомотивов: монография / П. А. Павленко. – М.: Машиностроение, 1991. – 192 с. – ISBN 5-217-01103-3.
6. **Лысак, В. А.** Крутильные колебания колесных пар локомотивов, возникающие при боксовании / В.А.Лысак // Исследования динамики локомотивов: тр. ВНИТИ, 1966. – №22. – С. 101–108. ISSN 0452-358X
7. **Лысак, В. А.** Исследование фрикционных автоколебаний колесных пар локомотивов: автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / В.А. Лысак. – Харьков, 1972, – 22 с. – Место защиты: Харьк. политехн. ин-т им. В. И. Ленина.
8. **Беляев, А. И.** Повышение надежности экипажной части тепловозов: монография / А.И. Беляев, Б.Б. Бунин, С.М. Голубятников и др.; под ред. Л.К. Добрынина. – М.: Транспорт. – 1984. – 248 с. – ISBN: 5458386477.
9. Применение силиконовых демпферов в трансмиссии тепловоза ТГМ10 с целью снижения динамических моментов при боксовании / Отчет ВНИТИ И-17-64, Коломна, – 1964. – 31 с.
10. **Коропец, П. А.** Динамический гаситель автоколебаний колесной пары / П.А. Коропец // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2002. – С. 41–44. – ISSN: 0201-727X.
11. **Suslov, A. G.** A wear model for subrough surface contacts of martensitic steels / A. G. Suslov, M. G. Shalygin // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology. – 2019. – DOI: 10.1177/1350650119840251
12. **Воробьев, В. И.** Автоколебательные процессы в транспортных системах: монография / В.И. Воробьев, О.В. Дорофеев [и др.]. – Орел: ОГУ имени И.С. Тургенева, 2016. – 127 с. – ISBN 978-5-9929-0334-8.
13. **Wang, S.** Adhesion Control of Heavy-duty Locomotive Based on Axle Traction Control System/ S. Wang, W. Zhang, J. Huang, Q. Wang, P. Sun// IEEE Access/ - 2019. DOI: 10.1109/ACCESS.2019.2952268.
14. **Носачев, С. В.** Повышение качества функционирования системы "колесо-рельс" на основе диагностирования упругого проскальзывания: автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / С.В. Носачев. – Ростов-на-Дону, 2017, – 22 с. – Место защиты: Дон. гос. техн. ун-т.
15. Патент №2717413 Российская Федерация, МПК

- В61С15/08. Устройство для увеличения сцепления ведущих колес локомотива с рельсами: № 2019108915 : заявл. 27.03.2019: опубл. 23.03.2020 / Антипин Д.Я., Воробьев В.И., Корчагин В.О., Измеров О.В., Бондаренко О.И.; заявитель БГТУ.
16. **Pavlenko, T.** Ways to improve operation reliability of traction electric motors of the rolling stock of electric transport/ T. Pavlenko, V. Shavkun, A. Petrenko// *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies/* - 2017. - DOI: 10.15587/1729-4061.2017.112109.
17. Патент № 189359 Российская Федерация, СПК
1. **Litvinov, A. T.** Dynamic loads in traction drive of diesel locomotive 2TE121 [Text] / A.T. Litvinov, E.P. Akishin, F.G. Verber [et al.] // *Test Results of Diesel Locomotive 2TE121.* – Kolonna: Proceedings VNIITI, 1985. – No.65. – pp. 119-130.
2. **Suslov, A. G.** Innovation technologies of mechanical engineering ensuring railway wheel and rail life increase / A.G. Suslov, O.N. Fedonin, A.O. Gorklenko [et al.] // *Science Intensive Technologies in Mechanical Engineering*, 2019. – No.7 (97). – pp. 3-8. – DOI: doi.org/10.30987/article_5cf7bd2f83f6b5.55900953
3. **Petrov, G.** Mathematical Model of Wheel Pairs Movement of a Rail Vehicles / G. Petrov, A. Tarmaev // *International Multi-Conference on Industrial Engineering and Modern Technologies (FarEastCon)*. Vladivostok, 2018. – pp. 1–5. – DOI: 10.1109/FarEastCon.2018.8602552
4. **Petrov, G.** Modeling of railway vehicles movement having deviations in the content of running parts / G. Petrov, A. Tarmaev // В сборнике: *Proceedings of the International Conference: Aviamechanical Engineering and Transport AVENT*, 2018. – С. 410 – 415. – ISBN: 978–94–6252–560–3.
5. **Pavlenko, A. P.** Traction Drive Dynamics of Main-Line Locomotives: monograph / P.A. Pavlenko. – М.: Mechanical Engineering, 1991. – pp. 192. – ISBN 5–217–01103–3.
6. **Lysak, V. A.** Torsional oscillation investigation of locomotive wheel pairs arising at boxing // *Locomotive Dynamics Investigations: VNIITI Proceedings*, 1966. – No.22. – pp.101-108. ISSN 0452-358X
7. **Lysak, V. A.** Friction Self-Oscillation Investigations of Locomotive Wheel Pairs: author’s abstract for thesis for Can. Sc. Tech. / V.A. Lysak. – Kharkov, 1972, - pp. 22. Thesis presentation place: Lenin Polytechnic Institute of Kharkov.
8. **Belyaev, A. I.** Reliability Increase in Locomotive Crew Section: monograph / A.I. Belyaev, B.B. Bunin, S.M. Golubyatnikov et al.; under the editorship of L.K. Dobrynin. – М.: Transport. – 1984. – pp. 248. - ISBN: 5458386477.
9. **Silicone Damper Use in Transmission of Diesel Locomotive TGM10 to Decrease Dynamic Moments at Boxing / Account of VNITI I-17-64**, Kolonna, - 1964. – pp. 31.
10. **Koropets, P. A.** Dynamic absorber of wheel pair self-oscillation / P.A.Koropets // *Bulletin of Rostov*
- В61С 9/38 (2013.01). Узел подвешивания тягового электродвигателя: №2017120595 заявл. 16.06.2017: опубл. 21.05.2019 / Воробьев В.И., Антипин Д.Я., Измеров О.В., Корчагин В.О., Копылов С.О., Маслов М.А.; заявитель БГТУ.
18. Патент № 176907 Российская Федерация, МПК В61С9/38. Узел подвешивания тягового электродвигателя: № 2016145777 заявл. 22.11.2016 : опубл. 01.02.2018 / В.И. Воробьев, Д.Я. Антипин, О.В. Измеров, С.О. Копылов, М.А. Маслов, С.Г. Шорохов, Д.А. Бондаренко, А.С. Космодамианский, Е.В. Фомина, С.Н. Иванова ; заявитель БГТУ.
- State University of Railway Communications. – 2002. – pp. 41-44. - ISSN: 0201–727X.
11. **Suslov, A. G.** A wear model for subrough surface contacts of martensitic steels / A. G. Suslov, M. G. Shalygin // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology.* – 2019. – DOI: 10.1177/1350650119840251
12. **Vorobiyov, V. I.** Self-Oscillation Processes in Transport Systems: monograph / V.I. Vorobiyov, O.V. Dorofeev [et al.]. – Orel: Turgenev SU of Orel, 2016. – pp. 127. - ISBN 978–5–9929–0334–8.
13. **Wang, S.** Adhesion Control of Heavy-duty Locomotive Based on Axle Traction Control System/ S. Wang, W. Zhang, J. Huang, Q. Wang, P. Sun// *IEEE Access/* - 2019. DOI: 10.1109/ACCESS.2019.2952268.
14. **Nosachyov, S. V.** Quality Increase in Operation of “Wheel-Rail” System Based on Diagnostics of Elastic Slip: author’s abstract for thesis of Can. Sc. Tech. / S.V. Nosachyov. – Rostov-upon-Don, 2017, - pp. 22. – Presentation place: Don State Tech. University.
15. Pat. No.2717413 the Russian Federation, IPC Device for Coupling Increase of Locomotive driving Wheels with Rail: No.2019108915: applied: 27.03.2019, published: 23.03.2020 / Antipin D.Ya., Vorobiyov V.I., Korchagin V.O., Izmerov O.V., Bondarenko O.I.; applicant: BSTU.
16. **Pavlenko, T.** Ways to improve operation reliability of traction electric motors of the rolling stock of electric transport/ T. Pavlenko, V. Shavkun, A. Petrenko// *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies/* - 2017. - DOI: 10.15587/1729-4061.2017.112109.
17. Pat. No. 189359 the Russian Federation, SPC B61C 9/38 (2013.01). Suspension Unit for Traction Electromotor: No.2017120595, applied: 16.06.2017, published: 21.05.2019 / Vorobiyov V.I., Antipin D.Ya., Izmerov O.V., Korchagin V.O., Kopylov S.O., Maslov M.A.; applicant: BSTU.
18. Pat. No.176907 the Russian Federation, IPC B61C9/38. Suspension Unit of Traction Electromotor: No.2016145777, applied: 22.11.2016, published: 01.02.2018 / V.I. Vorobiyov, D.Ya. Antipin, O.V. Izmerov, S.O. Kopylov, M.A. Maslov, S.G. Shorokhov, D.A. Bondarenko, A.S. Kosmodamiansky, E.V. Fomina, S.N. Ivanova; applicant: BSTU.

Ссылка цитирования:

Космодамианский, А.С. Вопросы снижения нагрузок в узлах тягового привода при боксовании / А.С. Космодамианский, Д.Н. Шевченко, П.Д. Жиров // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2021. - № 1. – С.43 - 51. DOI: 10.30987/1999-8775-2021-1-43-51.

Статья поступила в редакцию 12.11.20.

Рецензент: д.т.н., профессор Научно-исследовательского
и конструкторско-технологического института
подвижного состава

Волохов Г.М.

Статья принята к публикации 23.12.20.

Сведения об авторах:

Космодамианский Андрей Сергеевич, д.т.н., профессор, зав. кафедрой «Тяговый подвижной состав», Российский университет транспорта РУТ (МИИТ), тел.: (495)649-19-38.

Шевченко Дмитрий Николаевич, ассистент кафедры «Тяговый подвижной состав», Российский

Kosmodamiansky Andrey Sergeevich, Dr. Sc. Tech., Prof., Head of the Dep. “Traction Rolling-Stock”, Russian University of Transport, RUT (MIIT), phone: (495) 649-19-38.

Shevchenko Dmitry Nikolaevich, Assistant Prof. of the Dep. “Traction Rolling-Stock”, Russian University of Transport, RUT (MIIT), phone: (495) 649-19-38.

университет транспорта РУТ (МИИТ), тел.: (495)649-19-38.

Жиров Павел Дмитриевич, к.т.н., доцент кафедры «Механика и динамика, и прочность машин» Брянский государственный технический университет, тел.: (4832) 56-86-37, e-mail: mdsм.bstu@yandex.ru.

Zhirov Pavel Dmitrievich, Can. Sc. Tech., Assistant Prof. of the Dep. “Mechanics and Dynamics and Machinery Strength”, Bryansk State technical University, phone: (4832) 56-86-37, e-mail: mdsм.bstu@yandex.ru.