

**УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ  
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ТРАНСПОРТА»**

УДК 629.4.015:004.94

**САХАРОВ  
Павел Анатольевич**

**ПОВЫШЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ДВИЖЕНИЯ ПОЕЗДА  
ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ЭЛЕКТРОДИНАМИЧЕСКОГО  
ТОРМОЖЕНИЯ**

Автореферат  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

по специальности  
05.22.07 – подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация

Гомель, 2022

Научная работа выполнена в учреждении образования «Белорусский государственный университет транспорта» (БелГУТ).

Научный руководитель

**Шимановский Александр Олегович**,  
доктор технических наук, профессор,  
заведующий кафедрой «Техническая  
физика и теоретическая механика»  
учреждения образования «Белорусский  
государственный университет транспорта»

Официальные оппоненты:

**Богданович Александр Вальдемарович**,  
доктор технических наук, доцент,  
профессор кафедры теоретической  
и прикладной механики Белорусского  
государственного университета

**Рудов Павел Корнеевич**,  
кандидат технических наук, доцент,  
доцент кафедры «Вагоны», ведущий  
научный сотрудник ИЦ ЖТ БелГУТа

Оппонирующая организация

**Государственное научное учреждение  
«Объединенный институт  
машиностроения НАН Беларуси»**

Защита состоится «12» мая 2022 г. в 14:00 на заседании совета по защите диссертаций Д 02.27.01 при учреждении образования «Белорусский государственный университет транспорта» по адресу: 246653, г. Гомель, ул. Кирова, 34, ауд. 240, тел. (+375232)95-37-91, факс (+375232)95-36-89, e-mail: cherninri@gmail.com.

С диссертацией можно ознакомиться в научно-технической библиотеке учреждения образования «Белорусский государственный университет транспорта».

Автореферат разослан «11» апреля 2022 г.

Ученый секретарь совета  
по защите диссертаций Д 02.27.01,  
кандидат технических наук, доцент



Р. И. Чернин

## **ВВЕДЕНИЕ**

Необходимость повышения конкурентоспособности железнодорожного транспорта вынуждает существенно увеличивать массу и длину составов поездов, скорость движения, что требует осуществления мероприятий, позволяющих обеспечить безопасную их эксплуатацию. Основными причинами нарушения безопасности движения грузовых поездов являются значительные продольно-динамические силы, возникающие в межвагонных соединениях в процессе движения, которые способны привести к выдавливанию вагонов из рельсовой колеи при торможении, выдергиванию их при действии силы тяги, расшивке или сдвигу железнодорожного пути. Наибольший уровень продольных сил наблюдается в поезде при переходных процессах, вызванных изменением режима движения поезда и рельефа профиля пути. В этих случаях максимальные силы могут превышать внешние управляющие воздействия (силу тяги или торможения) более чем в два раза, что может стать причиной нарушения безопасности движения.

Особую актуальность для Республики Беларусь исследование продольно-динамических сил обрело в связи с закупкой и использованием нового тягового подвижного состава – локомотивов БКГ1 и БКГ2. Они оборудованы мощными электродвигателями, которые в режиме электродинамического торможения позволяют реализовывать значительную тормозную силу, обеспечивая возможность снижения износа тормозных колодок, бандажей и ободьев колес, экономии электроэнергии за счет рекуперации. Однако применение такого торможения ограничено в связи со случаями схода поездов с рельсов, имевшими место, в том числе и на Белорусской железной дороге. Поэтому требуется обоснование целесообразности использования электродинамического торможения на затяжных спусках, переломах профиля пути и в кривых участках.

## **ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ**

### **Связь работы с научными программами (проектами), темами**

Выполненное исследование соответствует пункту 4 «Машиностроение, машиностроительные технологии, приборостроение и инновационные материалы» перечня приоритетных направлений научной, научно-технической и инновационной деятельности в Республике Беларусь на 2021–2025 годы, утвержденных Указом Президента Республики Беларусь от 07.05.2020 № 156.

Автор работы принимал участие в научных исследованиях в рамках заданий 1.39 (№ ГР 20172068, 2017–2019 гг.) и 1.08 (№ ГР 20212458, 2021–2025 гг.) Государственных программ научных исследований «Механика, металлургия, диагностика в машиностроении» Республики Беларусь и в международном проекте Белорусского республиканского фонда фундаментальных исследований (№ ГР 20171678, 2017–2018 гг.).

### **Цель и задачи исследования**

Цель исследования – повышение безопасности движения грузовых поездов при использовании электродинамического тормоза за счет снижения

продольных динамических нагрузок, возникающих между вагонами при переходных процессах.

Для ее достижения решены следующие задачи:

1. Разработка математической модели движения поезда, обеспечивающей возможность параметризации основных характеристик железнодорожного состава и профиля пути, и ее численная реализация на вычислительной технике.

2. Создание методики математического моделирования межвагонных соединений, позволяющей учитывать характеристики поглощающих аппаратов различных типов, зазоры в связях и моделировать переходные режимы движения подвижного состава, оборудованного различными сцепными и автосцепными устройствами.

3. Постановка и проведение численных экспериментов, позволяющих определить влияние различных факторов на продольные силы между вагонами поездов, движущихся в режиме электродинамического торможения, и выявить закономерности, способствующие снижению этих сил.

4. Определение продольно-динамической нагруженности поездов на участках пути переменного профиля и выработка рекомендаций, позволяющих уменьшить продольные силы в межвагонных соединениях при использовании электродинамического тормоза, повысить устойчивость и безопасность движения.

**Научная новизна** результатов работы включает:

– методику моделирования движения поезда, учитывающую особенности функционирования электродинамического тормоза и контактного взаимодействия элементов конструкций межвагонных соединений различных типов, математическое описание работы которых осуществляется на основании экспериментальных данных, что позволяет адекватно описать продольную динамику железнодорожных составов при различных режимах движения и составе поездов;

– зависимости, характеризующие влияние продольного профиля пути, зазоров в автосцепных устройствах, массы и ее распределения по длине поезда, начальной затяжки и вида силовых характеристик поглощающих аппаратов вагонов на величину продольно-динамических сил в межвагонных соединениях при движении в режимах выбега и электродинамического торможения;

– закономерности, определяющие изменение продольных сил в межвагонных соединениях поезда, движущегося по пути с переменным уклоном в режиме выбега, от величины перелома профиля, скорости движения, массы вагонов и жесткости межвагонных соединений, позволяющие определить силу электродинамического тормоза, допустимую к использованию при движении через рассматриваемый перелом профиля пути;

– зависимости, характеризующие влияние скорости изменения тормозной силы локомотива на величину и распределение продольно-динамических сил в поезде и позволяющие выработать предложения по снижению продольных сил в поезде при использовании электродинамического тормоза.

### **Положения, выносимые на защиту**

1. Компьютерные модели для расчета характеристик движения поездов, отличающиеся учетом контактного взаимодействия в узлах межвагонных соединений железнодорожного подвижного состава, которые позволяют определять значения продольных сил при переходных режимах движения поездов, в том числе, при электродинамическом торможении, с погрешностью, не превышающей 10 %.

2. Зависимости, описывающие влияние вариантов размещения вагонов с разными массами и характеристиками межвагонных соединений в составе поезда на распределение продольно-динамических сил по его длине при движении в режимах выбега и электродинамического торможения по прямым участкам пути и через переломы продольного профиля, которые демонстрируют возможность увеличения длительно действующих сил на 15–25 %, а сил ударного характера – на 120 % и более по сравнению с силой, реализуемой электродинамическим тормозом.

3. Закономерности, позволяющие оперативно оценить уровень продольных сил в движущемся через перелом профиля пути поезде и обосновать выбор режима применения электродинамического тормоза с целью обеспечения безопасности движения.

4. Зависимости, характеризующие влияние скорости изменения тормозной силы локомотива на величину и распределение продольно-динамических сил в поезде, позволившие выработать рекомендации по управлению его движением, соблюдение которых в процессе электродинамического торможения приводит к снижению продольных сил на 15–35 %, тем самым позволяя повысить безопасность движения поездов.

### **Личный вклад соискателя ученой степени**

Вклад соискателя ученой степени состоит в постановке и решении задач исследований, разработке математических и компьютерных моделей движения поезда, планировании и проведении численных экспериментов, обработке и анализе результатов, формулировке выводов и практических рекомендаций. Основные результаты диссертации получены автором лично. Соавторам публикаций принадлежат результаты, не вошедшие в рассматриваемую работу. Научный руководитель координировал и оказывал консультативную помощь при выполнении исследований, обсуждении и обобщении научных результатов.

### **Апробация диссертации и информация об использовании ее результатов**

Результаты исследований, включенные в диссертацию, докладывались и обсуждались на конференциях: «Инновации в машиностроении – 2018» (г. Минск, ОИМ, 2018); «Актуальные вопросы и перспективы развития транспортного и строительного комплексов» (г. Гомель, БелГУТ, 2018); «Актуальные проблемы теории и практики современной науки» (г. Гомель, БелГУТ, 2018); «Транспорт Евразии XXI века: Современные цифровые технологии на

рынке транспортных и логистических услуг» (г. Алматы, Казахстан, КазАТК, 2018); Second International Workshop on Computer Modeling and Intelligent Systems «СМIS-2019» (г. Запорожье, Украина, ЗНТУ, 2019); «Неделя Науки – 2019» (г. Великие Луки, Россия, ПГУПС, 2019); VIII Белорусский конгресс по теоретической и прикладной механике «Механика – 2019» (г. Минск, ОИМ, 2019); «Проблемы безопасности на транспорте» (г. Гомель, БелГУТ, 2019, 2020); «Фундаментальные и прикладные задачи механики» (г. Москва, Россия, МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2019); «Проблемы механики железнодорожного транспорта: Безопасность движения, динамика, прочность подвижного состава и энергосбережения» (г. Днепр, Украина, ДНУЖТ, 2020).

Результаты диссертационной работы используются в испытательном центре железнодорожного транспорта БелГУТа, внедрены в учебный процесс учреждения образования «Белорусский государственный университет транспорта», планируется их применение в Барановичском и Гомельском отделениях Белорусской железной дороги.

#### **Опубликование результатов диссертации**

Результаты диссертации опубликованы в 18 работах. В их числе: 10 статей в изданиях, рекомендованных ВАК (5,8 а. л.), 5 статей в сборниках материалов научных конференций (1,2 а. л.), 3 тезисов докладов на научных конференциях (0,3 а. л.).

#### **Структура и объем диссертации**

Диссертационная работа состоит из введения, общей характеристики работы, пяти глав, заключения, списка литературы и приложения. Объем диссертации составляет 189 страниц. Она включает 155 рисунков, 3 таблицы, приложения общим объемом 64 страницы. Список использованных источников включает 139 наименований, список публикаций соискателя – 18 наименований и занимают 15 страниц.

## **ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ**

В **первой главе** диссертации выполнен анализ теоретических и экспериментальных исследований динамики поездов, определены основные факторы и условия их безопасной эксплуатации. Проанализированы имеющиеся в настоящее время научные исследования, посвященные продольной и вертикальной динамике поездов, взаимодействию подвижного состава с рельсовым путем. В исследование продольных колебаний поезда при переходных режимах движения по прямым участкам и через переломы продольного профиля пути внесли значительный вклад Н. Е. Жуковский, М. М. Протождяконов, В. А. Лазарян, Е. П. Блохин, С. В. Вершинский, Л. Н. Никольский. Решение вопросов продольной динамики поезда методами математического моделирования широко освещено в работах Л. А. Манашкина, П. Т. Гребенюка, Г. И. Богомаза, С. В. Мяслина, Э. И. Галая, Л. А. Мугинштейна. Компьютерное моделирование

движения поезда достаточно глубоко рассмотрено в трудах О. Е. Пудовикова, А. А. Швец, Л. В. Урсуляк, М. Spiriyagin, С. Cole, Q. Wu и других.

Анализ литературных источников позволил сделать вывод, что наибольшее число сходов подвижного состава с рельсов связано с недопустимо высоким уровнем продольно-динамических сил, причем наиболее предрасположены к нарушению динамической устойчивости, особенно при нестационарных процессах, порожние вагоны и поезда большой массы и длины. Безопасность движения порожних вагонов обеспечивается при значениях продольных сил до 500 кН на прямых участках пути и до 300 кН – в кривых.

Выполненный анализ работ по продольной динамике грузовых поездов показал, что достаточно глубоко изучены вопросы, связанные с взаимодействием вагонов при трогании поезда с места и пневматическом торможении, и практически не исследована динамика грузовых поездов при электродинамическом торможении.

**Вторая глава** посвящена построению компьютерной модели движения поезда. Разработана модель поезда, которая представляет собой цепочку абсолютно твердых тел (вагонов и автосцепок), на которые наложены геометрические связи, обеспечивающие прямолинейное движение единиц подвижного состава вдоль трассы железнодорожной линии без вертикальных колебаний и угловых перемещений, несущественность влияния которых на величину продольно-динамических сил подтверждена опытным путем. В отличие от существующих моделей для описания межвагонных соединений различных типов с существенно различающимися силовыми характеристиками между вагонами и автосцепками размещена связь, моделирующая работу амортизаторов удара, а между смежными автосцепками – модель их контактного взаимодействия. Схема сил, действующих между  $k$ -м и  $(k+1)$ -м вагонами, показана на рисунке 1.

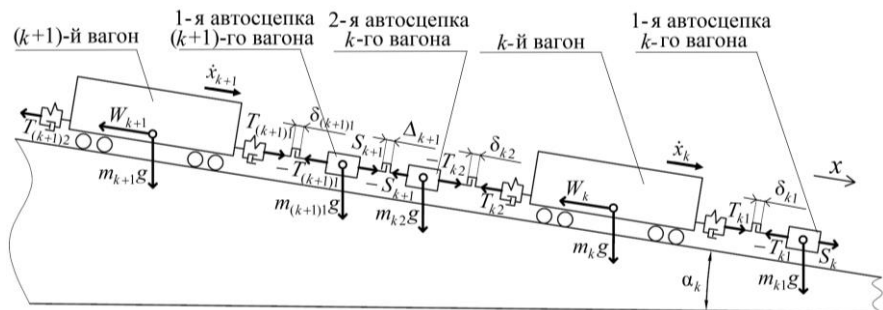


Рисунок 1. – Схема сил, действующих между  $k$ -м и  $(k+1)$ -м вагонами

Система дифференциальных уравнений, описывающих движение поезда с составом из  $n$  вагонов, имеет вид [10]

$$\left. \begin{cases} m_l \ddot{x}_l + T_l - m_l g \sin \alpha_l + W_l + B - F = 0; \\ m_{l2} \ddot{x}_{l2} - T_l + S_1 - m_{l2} g \sin \alpha_l = 0; \\ m_{k1} \ddot{x}_{k1} + T_{k1} - S_k - m_{k1} g \sin \alpha_k = 0; \\ m_k \ddot{x}_k - T_{k1} + T_{k2} + W_k - m_k g \sin \alpha_k = 0; \\ m_{k2} \ddot{x}_{k2} - T_{k2} + S_{k+1} - m_{k2} g \sin \alpha_k = 0; \\ m_{n1} \ddot{x}_{n1} + T_{n1} - S_n - m_{n1} g \sin \alpha_n = 0; \\ m_n \ddot{x}_n - T_{n1} + W_n - m_n g \sin \alpha_n = 0, \end{cases} \right\} k = 1, 2, \dots, n-1; \quad (1)$$

где  $m_l, m_k$  – масса локомотива и  $k$ -го вагона соответственно, кг;

$\ddot{x}_l, \ddot{x}_k$  – ускорение локомотива и  $k$ -го вагона, м/с<sup>2</sup>;

$T_l$  – сила, возникающая в поглощающем аппарате локомотива, Н;

$g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;

$\alpha_l, \alpha_k$  – уклон пути, по которому движется локомотив и  $k$ -й вагон;

$W_l, W_k$  – силы основного сопротивления движению локомотива и  $k$ -го вагона, Н;

$B$  – сила торможения локомотива, Н;

$F$  – сила тяги локомотива, Н;

$m_{l2}$  – масса автосцепки локомотива, кг;

$\ddot{x}_{l2}$  – ускорение автосцепки локомотива, м/с<sup>2</sup>;

$S_k$  – сила, действующая на автосцепку  $k$ -го вагона, Н;

$m_{k1}, m_{k2}$  – масса первой и второй (по ходу движения) автосцепки  $k$ -го вагона, кг;

$\ddot{x}_{k1}, \ddot{x}_{k2}$  – ускорение первой и второй (по ходу движения) автосцепки  $k$ -го вагона, м/с<sup>2</sup>;

$T_{k1}, T_{k2}$  – сила, возникающая в первом и втором (по ходу движения) поглощающем аппарате  $k$ -го вагона, Н.

Для определения сил основного сопротивления движению локомотива и вагонов, влияния кривых участков пути использованы известные расчетные выражения, полученные на основании экспериментальных данных.

Подробно рассмотрен вопрос моделирования продольного профиля пути с учетом плавного изменения уклона (сопряжения смежных элементов пути сглаживающей кривой радиусом  $R$ ), обеспечивающего плавный переход подвижного состава через переломы профиля пути. Математическое описание представлено в виде кусочно-заданной функции.

Учет контактного взаимодействия автосцепок осуществляется по выражению

$$S = \begin{cases} \max(0; K_{s1} \delta^e - K_{s2} v_{\delta}), & \delta > 0; \\ 0, & \delta \leq 0, \end{cases} \quad (2)$$



где  $K_{s1}$  – коэффициент жесткости, Н/м<sup>e</sup>;

$\delta$  – величина проникновения одной поверхности в другую, м;

$e$  – постоянный коэффициент;

$K_{s2}$  – коэффициент демпфирования, Н·с/м;

$v_{\delta}$  – скорость сближения контактирующих поверхностей автосцепок, м/с.

Для описания силовых характеристик амортизаторов удара подвижного состава предложена математическая модель, основанная на обработке данных динамических и статических испытаний и позволяющая моделировать любые существующие поглощающие аппараты и буферные устройства [10]. Построение модели осуществляется в три этапа. На первом определяются линии нагрузки и разгрузки исследуемого аппарата путем сплайн-интерполяции экспериментальных данных. На втором с использованием выражения (1) по исходным зависимостям силы сжатия амортизатора от его величины устанавливаются соответствующие им значения скоростей сжатия. На заключительном этапе осуществляется регрессионный анализ, в ходе которого определяются зависимости силы сжатия амортизатора  $Q$  от величины сжатия  $q$  и скорости сжатия  $v$  отдельно для линии нагрузки и линии разгрузки. Указанные зависимости имеют вид многочленов.

В общем виде выражение, определяющее возникающую в поглощающем аппарате силу, которое учитывает зазоры в соединении тягового хомута с автосцепкой и конструкционный ход аппарата, имеет вид [10]

$$T = \begin{cases} -\min(P_{\text{пр}}, \max(P_{\text{рст}}, Q_{\text{н}})), |q| \in \left[ \frac{\delta}{2}, \frac{\delta}{2} + q_{\text{max}} \right], qv \geq 0; \\ -\min\left(P_{\text{пр}}, \max\left(P_{\text{мин}}, \max\left(\min(P_{\text{рст}}, Q_{\text{р}}), K_{\text{пр}}\right)\right)\right), |q| \in \left[ \frac{\delta}{2}, \frac{\delta}{2} + q_{\text{max}} \right], qv < 0; \\ -P_{\text{max}} - C_{\text{пр}} \left( |q| - \frac{\delta}{2} - q_{\text{max}} \right), |q| > \left( \frac{\delta}{2} + q_{\text{max}} \right); \\ 0, \text{ если } |q| < \frac{\delta}{2}, \end{cases} \quad (3)$$

где  $P_{\text{пр}}$  – сила взаимодействия вагонов при выработке хода или заклинивании амортизатора, Н;

$$P_{\text{пр}} = C_{\text{пр}} \left( |q| - \frac{\delta}{2} \right) + K_{\text{д}} v, \quad (4)$$

$P_{\text{рст}}, P_{\text{рст}}$  – сила, возникающая в поглощающем аппарате при его статической нагрузке и разгрузке, Н;

$Q_{\text{н}}, Q_{\text{р}}$  – сила, возникающая в поглощающем аппарате при его динамической нагрузке и разгрузке, Н;

$\delta$  – зазор в соединении тягового хомута с автосцепкой, м;

$q_{\text{max}}$  – конструкционный ход поглощающего аппарата, м;

$P_{\text{мин}}$  – сила возврата поглощающего аппарата в исходное состояние, Н;

$K_{np}$  – функция перехода от линии нагрузки к линии разгрузки, Н;

$$K_{np} = Q_n(q, v) - K|v|, \quad (5)$$

$P_{max}$  – сила закрытия поглощающего аппарата, Н;

$C_{np}$  – коэффициент продольной жесткости вагона, Н/м;

$K_d, K$  – коэффициент демпфирования, способствующий гашению высокочастотных колебаний и обеспечивающий переход от линии нагрузки к линии разгрузки аппарата соответственно, Н·с/м.

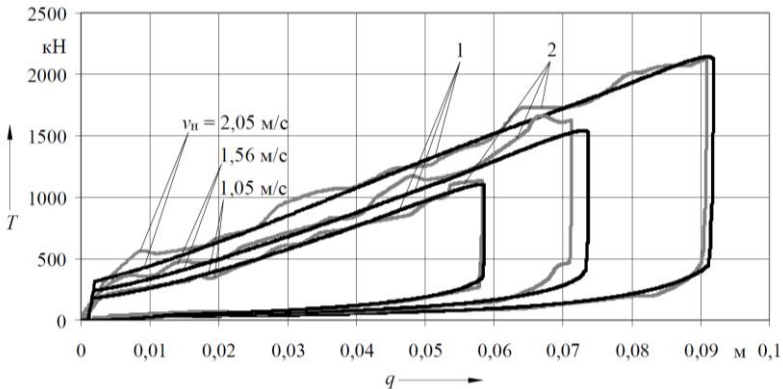
Для корректной работы модели, предотвращения возникновения незатухающих продольных колебаний поезда, вызванных необоснованно низкими значениями силы при медленном сжатии амортизаторов и завышенными при их разгрузке, в представленном расчетном выражении учитываются статические силовые характеристики поглощающих аппаратов  $P_{нст}$  и  $P_{рст}$ . Они ограничивают уровень сил при нагрузке и разгрузке, делая модель устойчивой в зоне малых скоростей сжатия амортизаторов.

Например, для широко используемого фрикционно-полимерного аппарата АВК-120П получены выражения сил, возникающих при динамической нагрузке и разгрузке:

$$Q_n(q, v) = 70330q^{1.5} + 150|v| + 2196q|v|^2 + 2135 \frac{q}{e^{|v|^3}}, \quad (6)$$

$$Q_p(q, v) = -60101q^4 + 47|v| - 5891q|v| + 7084 \frac{q}{e^{|v|}}. \quad (7)$$

Результаты моделирования динамических испытаний указанного аппарата показали высокую сходимость расчетных и экспериментальных данных для различных начальных скоростей  $v_n$  соударения вагонов (рисунок 2) [10].



1 – расчет по полученным в работе соотношениям; 2 – эксперимент  
Рисунок 2. – Динамические силовые характеристики поглощающего аппарата АВК-120П

В результате оценки возможного диапазона сил, реализуемых локомотивом в режиме электродинамического торможения, сделан вывод о возможности как плавного, так и ступенчатого регулирования величины тормозной силы. Наибольшие возможные значения силы, развиваемой электродинамическим тормозом, зависят от скорости движения, типа и количества локомотивов в составе поезда, и для большинства электровозов находятся в диапазоне 300–500 кН.

Верификация результатов моделирования, выполненного в MSC.ADAMS, показала, что погрешность расчета значений максимальных продольных сил по сравнению с опытными значениями, зафиксированными в межвагонных соединениях поездов, как правило, не превышает 10 % [10].

В **третьей главе** представлены результаты моделирования движения поездов без зазоров в межвагонных соединениях по элементам пути неизменного профиля в режиме электродинамического торможения.

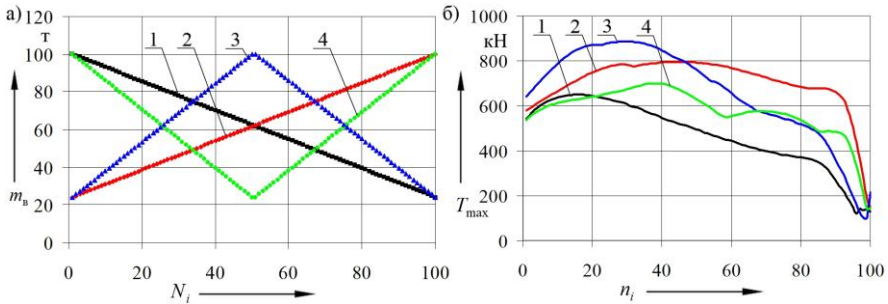
Исследование упруго-вязкого взаимодействия вагонов при электродинамическом торможении поезда показало:

- в поездах с вагонами, не отличающимися массой и типом амортизаторов удара, каждый вагон совершает такое же колебательное движение, как и локомотив, только по мере удаления от локомотива оно отстает по фазе и затухает вследствие работы поглощающих аппаратов автосцепок [1, 8, 11];

- частота и амплитуда продольных колебаний поезда и значения продольных сил в его межвагонных соединениях не зависят от уклона неизменного профиля пути, на котором осуществляется торможение, и начальной скорости торможения [1, 11];

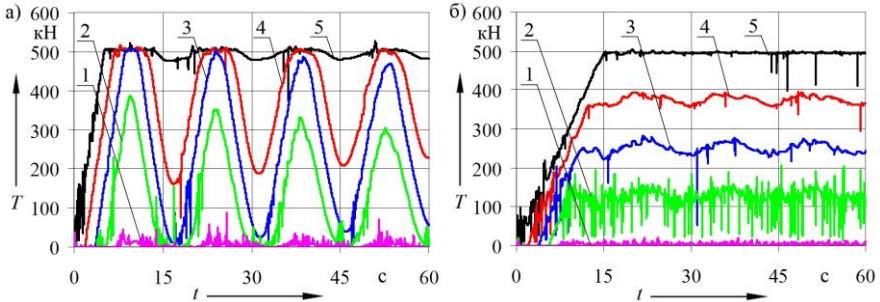
- изменение расположения порожних вагонов в составе поезда оказывает существенное влияние на величину продольно-динамических сил между вагонами, частоту и амплитуду продольных колебаний поезда [1, 5, 11].

Рассмотрено продольно-динамическое взаимодействие вагонов при неодинаковой их загрузке (неоднородные по массе поезда), движущихся в режиме электродинамического торможения. В отличие от поездов с одинаковой загрузкой вагонов (однородных по массе) в них наблюдается существенный рост продольных сжимающих сил при расположении порожних вагонов в любой части состава, кроме хвостовой. На рисунке 3, б, представлены результаты моделирования движения поездов с одинаковой массой, включающих 100 вагонов, массы  $m_{vi}$  которых в составе каждого поезда распределены по-разному (рисунок 3, а). При тормозной силе 500 кН наибольшие сжимающие силы  $T_{\max}$  в межвагонных соединениях  $n_i$  таких поездов достигли 650–885 кН. Расположение порожних вагонов в голове или центре поезда становится причиной увеличения амплитуд колебаний и максимальных сил в межвагонных соединениях [1, 11, 12, 17]. Результаты расчетов показали, что при электродинамическом торможении предварительно сжатых поездов и поездов без зазоров в связях максимальные сжимающие силы могут превышать силу, развиваемую тормозом, в 1,6–1,8 раза [15].



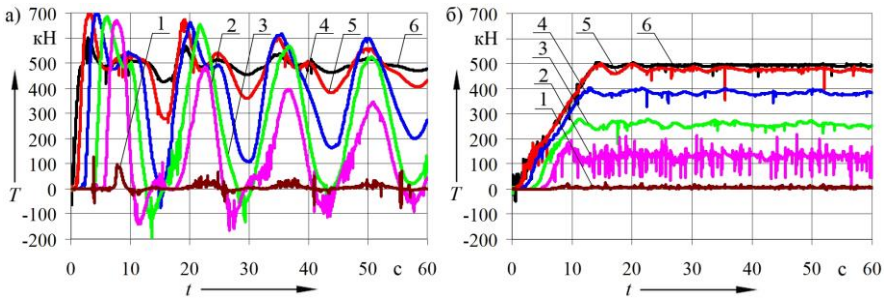
**Цифры у линий соответствуют варианту распределения массы вагонов**  
**Рисунок 3. – Распределение массы вагонов в составе поезда (а) и графики**  
**распределения максимальных продольных сил по его длине (б)**

Для снижения продольно-динамических сил в межвагонных соединениях поезда следует тормозную силу локомотива увеличивать до максимального значения плавно [4–8, 14–16]. На рисунке 4 показаны графики изменения продольных сил  $T$  в межвагонных соединениях поездов, процесс торможения которых отличается временем роста тормозной силы до максимального значения 500 кН. Расчеты выполнены для состава из 100 вагонов массой по 100 т, оборудованных амортизаторами с коэффициентами жесткости линий нагрузки и разгрузки соответственно 40 и 10 МН/м.



**Номер межвагонного соединения: 1 – 100; 2 – 75; 3 – 50; 4 – 25; 5 – 1**  
**Рисунок 4. – Изменение продольной силы в различных сечениях поезда при росте**  
**тормозной силы до максимального значения за 5 (а) и 15 (б) секунд**

На рисунке 5 представлены результаты расчета для состава, в головной части которого расположены 25 порожних вагонов массой по 24 т, а остальные 75 вагонов груженные массой по 100 т. Коэффициенты жесткости поглощающих аппаратов вагонов выбраны случайным образом в диапазоне от 20 до 40 МН/м. Рассмотрено электродинамическое торможение данного поезда при быстром росте тормозной силы до 500 кН в течение 1 с, и плавном ее увеличении за 13,9 с, что соответствует периоду собственных продольных колебаний поезда.



Номер межвагонного соединения: 1 – 100; 2 – 80; 3 – 60; 4 – 40; 5 – 20; 6 – 1  
**Рисунок 5. – Продольные силы в различных сечениях поезда при росте тормозной силы в течение одной секунды (а) и периода собственных колебаний 13,9 с (б)**

Выполненный анализ показал, что наименьший уровень продольных сил наблюдается в случае нарастания тормозной силы в течение времени, превышающего или равного периоду первой формы собственных продольных колебаний поезда. В этом случае амплитуды колебаний весьма малы [8, 16, 17]. Аналогичный вывод справедлив и для случаев различных масс вагонов поезда, нелинейности силовых характеристик амортизаторов или наличии зазоров в них [15].

В четвертой главе выполнен анализ электродинамического торможения поездов с зазорами в межвагонных соединениях.

Показано, что в поездах, предварительно сжатых перед торможением, изменение продольных сил между вагонами описывается полученными выше закономерностями, характерными для поездов без зазоров в связях.

Рассмотрены поезда с поглощающими аппаратами, линия нагрузки силовых характеристик которых определяется выражением

$$Q_n = T_0 + Cq^p, \quad (8)$$

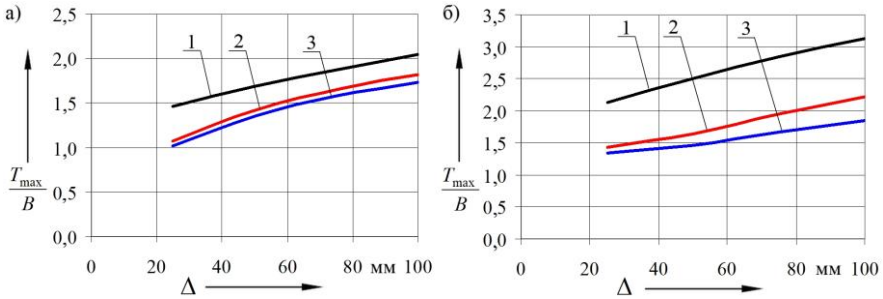
где  $T_0$  – сила начальной затяжки поглощающего аппарата, Н;

$C$  – коэффициент жесткости поглощающего аппарата, Н/м <sup>$p$</sup> ;

$p$  – показатель степени; жестким силовым характеристикам соответствует  $p > 1$ , линейным –  $p = 1$ , мягким –  $p < 1$ .

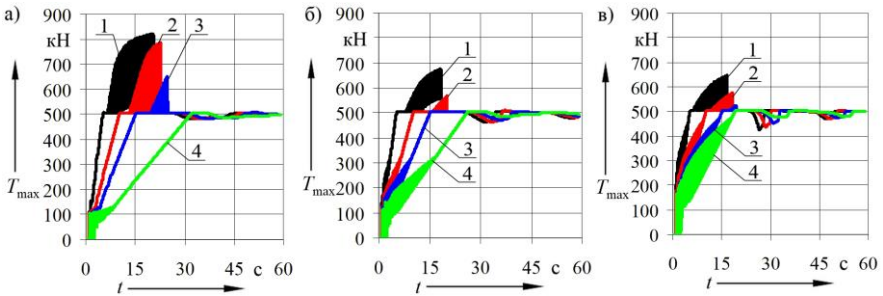
Определено, что возможные в эксплуатации зазоры  $\Delta$  до 100 мм в межвагонных соединениях поезда с составом до 100 вагонов и массой до 100 т могут привести к росту максимальных сил  $T_{\max}$  длительностью более 2 с на 15–25 % по сравнению с тормозной силой  $B$ , а ударного характера (рисунок 6) – на величину до 120 % и более [4, 6, 7, 9, 14, 15].

Торможение растянутого поезда с зазорами в связях вызывает волну ударов, амплитуда и длительность действия которых увеличивается с ростом зазоров и распространяется от головы поезда к его хвосту. При плавном изменении тормозной силы ударный характер взаимодействия вагонов сохраняется, но при меньшем уровне продольных сил (рисунок 7) [14].



Силовые характеристики: 1 – жесткие; 2 – линейные; 3 – мягкие

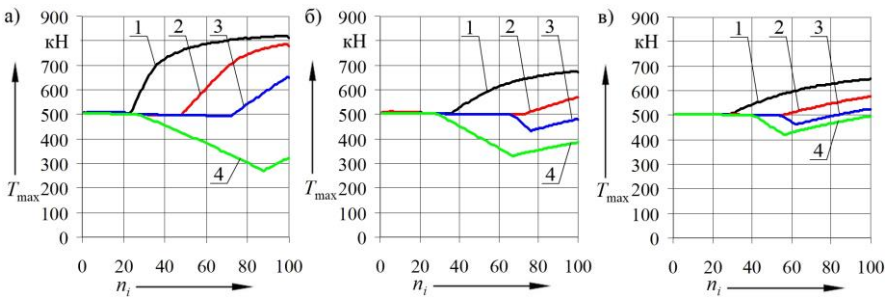
Рисунок 6. – Зависимости максимальной продольной силы от величины зазора  $\Delta$  для однородного (а) и неоднородного (б) по массе поезда



Время роста тормозной силы: 1 – 5 с; 2 – 10 с; 3 – 15 с; 4 –  $T_{ск}$

Рисунок 7. – Максимальные продольные силы в поезде при  $\Delta = 50$  мм для случаев жестких ( $p = 2$ ) (а), линейных (б) и мягких ( $p = 0,6$ ) (в) силовых характеристик

При времени роста тормозной силы, близком к периоду собственных колебаний поезда  $T_{ск}$ , максимальные силы ударного характера не превышают силы электродинамического тормоза 500 кН (рисунок 8).



Время роста тормозной силы: 1 – 5 с; 2 – 10 с; 3 – 15 с; 4 –  $T_{ск}$

Рисунок 8. – Изменение максимальных продольных сил по длине поезда при  $\Delta = 50$  мм для жестких ( $p = 2$ ) (а), линейных (б) и мягких ( $p = 0,6$ ) (в) силовых характеристик

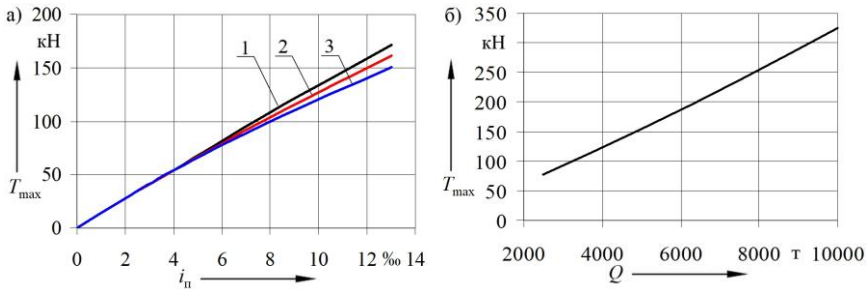
Установлено, что использование амортизаторов с  $p < 1$  способствует снижению, по сравнению с  $p > 1$ , продольных сил при резком торможении локомотива и позволяет увеличивать тормозную силу за более короткий промежуток времени при плавном торможении, обеспечивая при этом незначительные амплитуды сил в межвагонных соединениях [7, 14]. Получено, что при уменьшении значения показателя степени  $p$  целесообразна меньшая начальная затяжка. Для амортизаторов с мягкими силовыми характеристиками рекомендована начальная затяжка до 100 кН, линейных – до 200 кН, жестких – до 300 кН. Начальную затяжку более 300 кН использовать не рекомендуется [7].

**Пятая глава** диссертационной работы посвящена изучению движения поездов через переломы продольного профиля пути, т. е. с элемента большей крутизны  $i_1$  на элемент меньшей крутизны  $i_2$  или наоборот (величина перелома продольного профиля пути определяется выражением  $i_n = i_2 - i_1$ ).

Анализ результатов моделирования показал, что такое движение приводит к возникновению продольных колебаний в поезде, частота которых равна частоте собственных колебаний, а амплитуда изменяется в процессе движения. Максимальное значение продольных сил в каждом межвагонном соединении достигается при движении соответствующих вагонов по сопрягающей кривой, соединяющей смежные элементы различной крутизны. Наибольшие силы в поезде возникают между вагонами, расположенными в центре масс состава. По мере удаления от центра масс к голове и хвосту поезда максимальные продольные силы между вагонами плавно снижаются [2, 3].

Определено, что значения продольных сил, возникающих в межвагонных соединениях поезда при движении в режиме выбега с площадки на спуск крутизной  $i$  и с площадки на подъем той же крутизны по модулю практически не отличаются. В первом случае в автосцепках возникают силы растяжения, а во втором – силы сжатия [2]. Установлено, что значения сил определяются разностью уклонов смежных элементов и не зависят от уклона элемента, с которого начинает движение поезд [3]. Поэтому достаточно исследовать только один из вариантов движения: с площадки на подъем или с площадки на спуск различной крутизны, а получаемые закономерности будут справедливы для любых сочетаний уклонов смежных элементов.

При рассмотрении движения поездов в режиме выбега с площадки на подъемы, имеющие различную крутизну уклона  $i$ , установлено, что в однородных по массе поездах возникают продольные сжимающие силы, зависимости наибольшей из которых  $T_{\max}$  от массы состава и величины перелома продольного профиля близки к линейным (рисунок 9). Максимальные продольные силы и их относительное распределение по длине поезда (т.е. распределение, при котором расстояние до соответствующего сечения отнесено к общей длине поезда) при этом практически не зависят от числа вагонов в его составе и их длин. При одинаковых начальных условиях движения увеличение длины поезда приводит к пропорциональному увеличению времени действия продольных сил [2, 3].



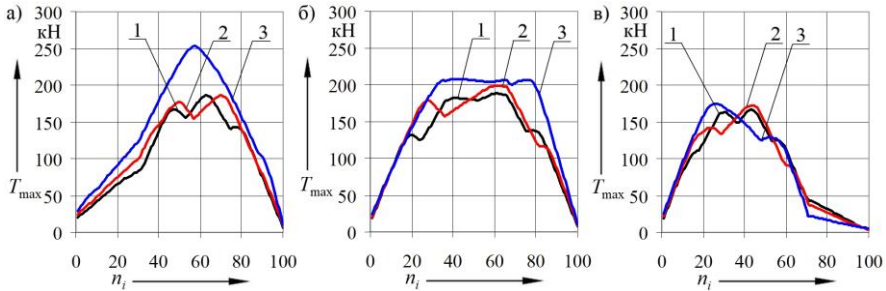
**Радиус вертикальной сопрягающей кривой: 1 – 5000 м; 2 – 10000 м; 3 – 15000 м**  
**Рисунок 9. – Зависимости максимальной продольной силы в поезде массой 5080 т от величины перелома  $i_n$  профиля пути (а) и от массы состава  $Q$  при  $i_n = 13\%$  (б) [2, 3]**

Влияние характеристик сопрягающей кривой на величину продольных сил начинает заметно проявляться при разности уклонов смежных элементов более 6 ‰ и увеличивается с ростом последних (рисунок 9, а). Так при переделах профиля 10 ‰ увеличение радиуса сопрягающей кривой с 5000 до 15000 м приводит к снижению максимальной силы более чем на 10 %. Рост скорости движения поезда по сопрягающей элементы профиля кривой вызывает увеличение уровня продольных сил, максимальные значения которых при этом постепенно смещаются со второй четверти по длине поезда в третью. Снижение скорости, как правило, приводит к уменьшению продольных сил, однако их длительность действия при этом увеличивается [2].

На рисунке 10 представлены графики распределения максимальных продольных сил в поезде с составом из 100 вагонов массой 7720 т, движущемся в режиме выбега с площадки на подъем 8 ‰. Во всех случаях 30 порожних вагонов массой по 24 т располагаются одной группой в голове, центре или хвосте поезда, а остальные 70 вагонов груженные массой по 100 т. Радиус сопрягающей кривой составляет 5000 м.

Результаты расчетов показывают, что в неоднородных по массе поездах наибольшие силы возникают в тех случаях, когда порожние вагоны располагаются в голове или центре поезда [3, 12]. Расположение порожних вагонов в хвосте поезда на порядок уменьшает действующие на них силы при движении через перелом профиля как в режиме выбега [13], так и в случае действия тормозной силы [12]. Учитывая, что устойчивость движения порожних вагонов нарушается при действии сжимающих сил величиной 300–500 кН, это имеет особое значение для обеспечения безопасности движения. В поездах большой массы и длины расположение порожних вагонов в центре поезда небезопасно, так как даже при движении в режиме выбега через переломы профиля 17 ‰ и более возникают продольные силы сжатия (растяжения), способные привести к выжиманию (выдергиванию) порожних вагонов с рельсовой колеи, особенно в кривых участках пути [5].





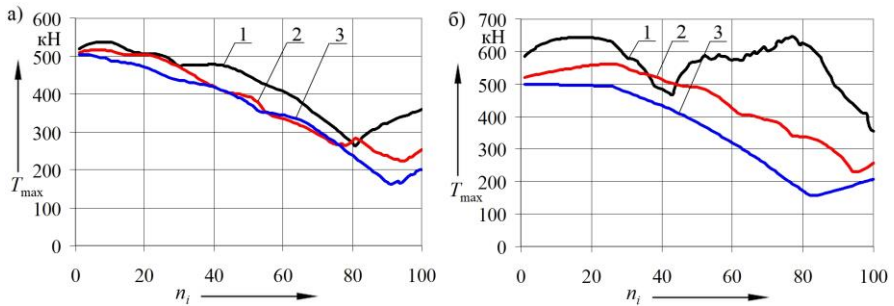
**Начальная скорость движения поезда: 1 – 60 км/ч; 2 – 90 км/ч; 3 – 120 км/ч**  
**Рисунок 10. – Распределение максимальных продольных сил в поезде с 30-ю порожними вагонами, размещенными в голове (а), центре (б) и хвосте (в) состава**

В рассмотренных выше случаях уровень продольных сил анализировался без учета зазоров в межвагонных связях, что характерно для грузовых поездов при их предварительном сжатии до вступления на новый элемент профиля. Наличие зазоров приводит к возникновению ударных сил, которые распространяются от головы поезда к его хвосту. Согласно результатам расчетов зазоры величиной 25–100 мм приводят к увеличению упругих сил, проявляющихся в поезде без зазоров, на 24–50 %, рост возникающих ударных сил составляет 10–230 % [4, 6, 9].

Возникающие в ходе движения поезда через перелом профиля пути продольные силы суммируются с тормозными силами при электродинамическом торможении локомотива, приводя к увеличению максимальных сжимающих сил при положительной разности уклонов смежных элементов или их снижению при отрицательной разности уклонов [2, 12]. На основе статистической обработки результатов многочисленных вычислений получены закономерности в виде формул для определения сил, возникающих между вагонами движущегося в режиме выбега через перелом профиля поезда, которые дают возможность оперативно оценивать допустимый уровень тормозной силы локомотива.

Произведен поиск алгоритма рационального торможения и отпуска тормоза локомотива, позволяющий снизить уровень продольно-динамических сил в поезде. Определено, что для уменьшения амплитуды продольных колебаний поезда, ударных и упругих сил при электродинамическом торможении следует с момента начала движения локомотива по спуску плавно увеличивать тормозную силу до момента проследования точки перелома профиля центром поезда. В этом случае наблюдается незначительный уровень растягивающих сил в хвостовой части состава и относительно невысокий уровень амплитуды продольных колебаний и сжимающих сил [5]. В качестве примера на рисунке 11 представлены графики распределения максимальных сжимающих сил в однородных (рисунок 11, а) и неоднородных (рисунок 11, б) по массе поездах, движущихся с площадки на спуск 8 ‰ в режиме электродинамического тор-

можения при различных алгоритмах управления. Однородный по массе состав включает 100 груженых вагонов, а неоднородный – 25 порожних, расположенных в голове поезда, и 75 груженых. Масса порожних вагонов по 24 т, а груженых – по 100 т. Коэффициент жесткости поглощающих аппаратов при нагрузке принят 20 МН/м, начальная скорость движения – 70 км/ч. Зазоры величиной 50 мм к началу действия тормозной силы, достигающей 500 кН, занимают нейтральное положение. Рассмотрено три варианта управления электродинамическим тормозом, два из которых соответствуют требованиям действующих правил и отличаются только плавностью увеличения тормозной силы, а третий – соответствует предложенному алгоритму.



**Алгоритм управления электродинамическим тормозом: 1 – по действующим правилам при быстром росте тормозной силы; 2 – соответствующий действующим правилам при плавном росте тормозной силы; 3 – предлагаемый**  
**Рисунок 11. – Распределение продольных сжимающих сил в межвагонных соединениях однородного (а) и неоднородного (б) по массе поезда при электродинамическом торможении на спуске 8 ‰**

В сравнении с электродинамическим торможением по действующим правилам использование предлагаемого алгоритма позволяет снизить продольные силы во всех межвагонных соединениях однородного по массе поезда в среднем на 6–17 % в зависимости от плавности увеличения тормозной силы локомотива, а неоднородного – на 22–38 %.

При движении поезда со спуска на площадку или спуск меньшей крутизны следует учитывать возникновение дополнительных продольных сил сжатия от положительного перелома профиля пути. В этом случае при движении по кривой, сопрягающей указанные элементы профиля, следует начать плавно снижать тормозную силу в соответствии с представленным выше алгоритмом, пока половина длины поезда не начнет движение по новому элементу профиля. В зависимости от ситуации тормозная сила может быть снижена до необходимой величины или до нуля.

Таким образом, предложенные подходы позволяют обеспечить безопасность движения грузовых поездов при использовании электродинамического тормоза.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

### Основные научные результаты диссертации.

1. Разработана компьютерная модель движения поезда, отличающаяся выделением автосцепок вагонов в качестве отдельных элементов системы, которая в сочетании с предложенной методикой математического описания силовых характеристик поглощающих аппаратов сцепных и автосцепных устройств позволяет учитывать параметры существующих поглощающих аппаратов с существенно отличающимися характеристиками [10]. Она обеспечивает новые возможности исследования продольной динамики поездов, позволяет оценивать динамическое взаимодействие вагонов, отличающихся массой и длиной, типом межвагонных соединений, величиной зазоров в связях, а также при заклинивании отдельных поглощающих аппаратов с погрешностью расчета сил, как правило, не превышающей 10 % [3, 7, 9–12, 14, 18].

2. В результате компьютерного моделирования получено, что продольные силы в межвагонных соединениях поезда, не имеющих зазоров, могут превышать силу электродинамического тормоза локомотива в 1,6–1,8 раза. При этом наибольшие значения таких сил наблюдаются при расположении порожних вагонов в голове поезда, а наименьшие – в его хвосте. Наиболее эффективным способом снижения указанных сил является плавное увеличение силы электродинамического тормоза локомотива. Минимальные их значения, незначительно превышающие силы при установившемся режиме движения, наблюдаются при нарастании тормозной силы за отрезок времени, соответствующий периоду собственных продольных колебаний поезда [1, 5, 8, 11, 12, 15, 17].

3. На основании расчетов установлено, что при электродинамическом торможении поездов зазоры в связях до 100 мм приводят к росту сил длительного действия (более 2 с) на 15–25 % по сравнению с тормозной силой локомотива, а сил ударного характера – на 120 % и более. Получено, что при движении поезда в режиме выбега через перелом продольного профиля пути длительно действующие силы превышают соответствующие силы в поездах без зазоров на 24–50 %, а ударные – на 10–230 % [4, 6, 7, 9, 14, 15]. Установленная зависимость максимальных значений продольных сил в поезде от показателя степени  $p$  силовых характеристик амортизаторов удара позволила рекомендовать для мягких силовых характеристик ( $p < 1$ ) начальную затяжку до 100 кН, для линейных – до 200 кН, а для жестких ( $p > 1$ ) – до 300 кН. Значение силы начальной затяжки более 300 кН не рекомендуется к использованию [4, 6–9, 14, 18].

4. В результате численных экспериментов получено, что зависимости максимальной продольной силы в движущемся на холостом ходу через перелом профиля пути поезде от массы однородного состава и разности уклонов смежных элементов близки к линейным. Наибольшие силы возникают при расположении порожних вагонов в центре поезда, а в случаях наличия переломов профиля более 13 %, большой массы состава и кривых участков

пути в плане могут приводить к выжиманию вагонов из рельсовой колеи даже при движении на холостом ходу [1–3, 5, 12, 13]. Установлены закономерности, характеризующие влияние величин перелома профиля, скорости движения, массы вагонов и коэффициента жесткости межвагонных соединений на продольные силы в таких соединениях для поезда, движущегося в режиме выбега. Они позволяют оперативно определять допустимую силу электродинамического тормоза, при которой реализуются предельно допустимые из условия безопасности движения порожних вагонов в прямых и кривых участках пути продольные силы 500 и 300 кН соответственно [2, 3, 5, 13].

5. Установлено, что при движении поезда через перелом продольного профиля пути целесообразно осуществлять переход с режима выбега на электродинамическое торможение, плавно увеличивая тормозную силу до проследования перелома профиля центром состава, отпуск тормозов следует осуществлять аналогично [5]. Такой алгоритм управления поездом позволяет снизить продольные силы во всех его межвагонных соединениях на 6–38 % по сравнению с алгоритмом, соответствующим действующим правилам [2, 3, 5, 8].

#### **Рекомендации по практическому использованию результатов.**

Разработанные методики моделирования могут быть использованы в проектных организациях для прогнозирования работы поглощающих аппаратов, моделирования продольно-динамического взаимодействия вагонов и выработки алгоритмов обоснованного управления поездом. Результаты выполненных расчетов дают возможность службам железной дороги выработать рекомендации по ведению поездов, позволяющие обеспечить безопасность транспортировки грузов в поездах повышенной массы и длины.

Результаты диссертационной работы внедрены в испытательном центре железнодорожного транспорта БелГУТа и используются при обработке результатов испытаний существующих поглощающих аппаратов. Барановичское и Гомельское отделения Белорусской железной дороги высказали заинтересованность в использовании рекомендаций, направленных на снижение продольно-динамических сил в поезде и повышение безопасности движения. Полученные результаты внедрены в учебный процесс учреждения образования «Белорусский государственный университет транспорта». Документы, подтверждающие практическое использование результатов исследований, включены в приложение к работе.

## **СПИСОК ПУБЛИКАЦИЙ СОИСКАТЕЛЯ УЧЕНОЙ СТЕПЕНИ**

### **Статьи в рецензируемых научных журналах**

1. Шимановский, А. О. Моделирование продольной динамики поезда в среде программного комплекса MSC.ADAMS / А. О. Шимановский, П. А. Сахаров, А. В. Коваленко // Актуальные вопросы машиноведения : сб. науч. тр. / Объединенный ин-т машиностр. НАН Беларуси. – Минск, 2018. – Вып. 7. – С. 75–78.

2. Сахаров, П. А. Исследование продольных сил в грузовых поездах при движении по переломам продольного профиля пути / П. А. Сахаров // Механика. Исследования и инновации : сб. науч. тр. / Белорус. гос. ун-т транспорта. – Гомель, 2018. – Вып. 11. – С. 209–219.

3. Shimanovsky, A. Investigation of the longitudinal track profile influence on the forces acting in the train inter-car connections using the MSC.ADAMS software / A. Shimanovsky, P. Sakharau // CEUR Workshop Proceedings. – 2019. – Vol. 2353. – P. 555–569.

4. Шимановский, А. О. Влияние зазоров в автосцепных устройствах на продольные силы в межвагонных соединениях однородного поезда / А. О. Шимановский, П. А. Сахаров // Механика машин, механизмов и материалов. – 2019. – № 2 (47). – С. 42–50.

5. Сахаров, П. А. Исследование продольных сил в грузовых поездах при движении через переломы профиля пути в режиме электрического торможения / П. А. Сахаров // Вестник БелГУТа: Наука и транспорт. – 2019. – № 1(38). – С. 59–62.

6. Шимановский, А. О. Оценка влияния характеристик поглощающих аппаратов сцепных устройств на продольные силы в грузовом поезде / А. О. Шимановский, П. А. Сахаров // Актуальные вопросы машиноведения : сб. науч. тр. / Объединенный ин-т машиностроения НАН Беларуси. – Минск, 2019. – Вып. 8. – С. 216–219.

7. Сахаров, П. А. Оценка влияния параметров силовых характеристик поглощающих аппаратов на силы между вагонами поезда / П. А. Сахаров // Известия Транссиба. – 2019. – № 3(39). – С. 78–88.

8. Сахаров, П. А. Оценка влияния характеристик межвагонных связей в поезде на величину продольных сил при электрическом торможении / П. А. Сахаров, А. О. Шимановский // Механика. Исследования и инновации : сб. науч. тр. / Белорус. гос. ун-т транспорта. – Гомель, 2019. – Вып. 12. – С. 171–181.

9. Shimanovsky, A. O. Research of the modern absorbing apparatus power characteristics influence on the freight train inter-car forces / A. O. Shimanovsky, P. A. Sakharau, M. G. Kuzniatsova // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. – 2020. – Vol. 985. – P. 1–7.

10. Сахаров, П. А. Расчетно-экспериментальный метод исследования продольной динамики поезда / П. А. Сахаров // Механика. Исследования и инновации : сб. науч. тр. / Белорус. гос. ун-т транспорта. – Гомель, 2020. – Вып. 13. – С. 128–140.

### **Статьи в сборниках материалов научных конференций**

11. Сахаров, П. А. Анализ продольных сил в грузовом поезде при электродинамическом торможении / П. А. Сахаров, А. О. Шимановский // Актуальные вопросы и перспективы развития транспортного и строительного комплексов : материалы IV Междунар. науч.-практ. конф., Гомель, 11–12 окт. 2018 г. : в 2 ч.

Ч. 1. / М-во трансп. и коммуникаций Респ. Беларусь, Бел. ж. д., Белорус. гос. ун-т трансп. ; под общ. ред. Ю. И. Кулаженко. – Гомель, 2018. – С. 62–64.

12. Сахаров, П. А. Моделирование продольной динамики неоднородного грузового поезда в режиме электрического торможения / П. А. Сахаров // Транспорт Евразии XXI века: Современные цифровые технологии на рынке транспортных и логистических услуг : материалы IX Междунар. науч.-практ. конф., Алматы, 20–21 дек. 2018 г. / Казахская акад. трансп. и коммуникаций им. М. Тынышпаева. – Алматы, 2018. – С. 361–366.

13. Сахаров, П. А. Моделирование движения грузового поезда по переломам продольного профиля пути / П. А. Сахаров, А. О. Шимановский // Неделя науки – 2019 : материалы V Междунар. науч.-практ. конф. студентов, молодых ученых и специалистов, Великие Луки, 18 марта – 23 апр. 2019 г. / Федеральное агентство ж.-д. трансп., Петербургский гос. ун-т путей сообщения Императора Александра I ; ред.: Е. Л. Рыжова (гл. ред.). – Великие Луки, 2019. – С. 140–145.

14. Сахаров, П. А. Оценка влияния характеристик автосцепки на продольные силы в грузовом поезде / П. А. Сахаров // Проблемы безопасности на транспорте : материалы IX Междунар. науч.-практ. конф., Гомель, 28–29 нояб. 2019 г. : в 2 ч. Ч. 1. / М-во трансп. и коммуникаций Респ. Беларусь, Бел. ж. д., Белорус. гос. ун-т трансп. – Гомель : БелГУТ, 2019. – С. 195–196.

15. Сахаров, П. А. Повышение устойчивости движения поездов большой массы и длины / П. А. Сахаров // Проблемы безопасности на транспорте : материалы X Междунар. науч.-практ. конф., Гомель, 26–27 нояб. 2020 г. : в 5 ч. Ч. 5. / М-во трансп. и коммуникаций Респ. Беларусь, Бел. ж. д., Белорус. гос. ун-т трансп. – Гомель, 2020. – С. 123–125.

### **Тезисы докладов на научных конференциях**

16. Сахаров, П. А. Моделирование движения грузового поезда в режиме электрического торможения с помощью программного пакета MSC.ADAMS / П. А. Сахаров // Современные информационные и коммуникационные технологии на транспорте, в промышленности и образовании: тез. XIII Междунар. науч.-практ. конф., Днепр, 11–12 дек. 2019 г. – Днепр, 2019. – С. 121.

17. Shimanovsky, A. O. Computer simulation of the railway cars dynamics in the MSC.ADAMS software = Компьютерное моделирование динамики вагонов в среде MSC.ADAMS / А. О. Shimanovsky, P. A. Sakharau, D. M. Marchenko // Фундаментальные и прикладные задачи механики : тез. докл. Междунар. науч. конф., посвящ. 100-летию со дня рождения акад. Константина Сергеевича Колесникова, Москва, 10–12 дек. 2019 г. – Москва, 2020. – С. 256–258.

18. Shimanovsky, A. O. Research of the modern absorbing apparatus power characteristics influence on the freight train inter-car forces / А. О. Shimanovsky, P. A. Sakharau, M. G. Kuzniatsova // Проблемы механики железнодорожного транспорта: Безопасность движения, динамика, прочность подвижного состава и энергосбережение : тез. докл. XV Междунар. конф., Днепр, 22–23 окт. 2020 г. – Днепр, 2020. – С. 145.

## РЕЗЮМЕ

Сахаров Павел Анатольевич

### **Повышение безопасности движения поезда при использовании электродинамического торможения**

**Ключевые слова:** безопасность движения поезда, компьютерная модель поезда, электродинамическое торможение, силы в межвагонных соединениях, продольные колебания.

**Цель работы:** повышение безопасности движения грузовых поездов при использовании электродинамического тормоза за счет снижения продольных динамических нагрузок, возникающих между вагонами при переходных процессах.

**Методы исследования и использованная аппаратура:** математическое и компьютерное моделирование динамики систем твердых тел, статистические методы обработки экспериментальных данных, численный эксперимент.

**Полученные результаты и их новизна.** Разработана новая компьютерная модель движения поезда, включающая автосцепки как отдельные тела системы и учитывающая характеристики реальных поглощающих аппаратов, которая позволяет исследовать продольную динамику поездов с вагонами, оснащенными межвагонными соединениями всех существующих в настоящее время видов. Проведены численные эксперименты по определению влияния характеристик поглощающих аппаратов, зазоров в межвагонных соединениях, переломов продольного профиля пути, времени нарастания тормозной силы локомотива на продольно-динамическую нагруженность поездов при использовании электродинамического тормоза локомотива. Определены условия, при которых обеспечивается безопасность движения грузовых поездов при использовании электродинамического торможения. Предложен алгоритм рационального торможения и отпуска тормоза локомотива, позволяющий снизить уровень продольно-динамических сил в поезде до значений, определяемых из условия устойчивости вагонов от выжимания.

**Рекомендации по использованию:** полученные результаты можно использовать при моделировании продольно-динамического взаимодействия вагонов, прогнозировании работы существующих и проектируемых поглощающих аппаратов, выработке алгоритмов обоснованного безопасного управления поездом.

**Область применения:** железнодорожный транспорт, предприятия и организации, занимающиеся проектированием конструкций железнодорожного подвижного состава.

**РЭЗІЮМЭ**

Сахараў Павел Анатольевіч

**Павышэнне бяспекі руху цягніка пры выкарыстанні  
электрадынамічнага тармажэння**

**Ключавыя словы:** бяспека руху цягніка, камп'ютарная мадэль цягніка, электрадынамічнае тармажэнне, сілы ў міжвагонных злучэннях, падоўжныя ваганні.

**Мэта працы:** павышэнне бяспекі руху грузавых цягнікоў пры выкарыстанні электрадынамічнага тармазу за кошт зніжэння падоўжных дынамічных нагрузак, якія ўзнікаюць паміж вагонамі пры пераходных працэсах.

**Метады даследавання і выкарыстаная апаратура:** матэматычнае і камп'ютарнае мадэляванне дынамікі сістэм цвёрдых цел, статыстычныя метады апрацоўкі эксперыментальных дадзеных, лікавы эксперымент.

**Атрыманяыя вынікі і іх навізна.** Распрацавана новая камп'ютарная мадэль руху цягніка, якая ўключае аўтасчэпкі як асобныя целы сістэмы і ўлічвае характарыстыкі рэальных паглынальных апаратаў, якая дае магчымасць даследаваць падоўжную дынаміку цягнікоў з вагонамі, абсталяванымі міжвагоннымі злучэннямі ўсіх відаў, якія існуюць у цяперашні час. Праведзены лікавыя эксперыменты па вызначэнні ўплыву характарыстык паглынальных апаратаў, зазораў у міжвагонных злучэннях, пераломаў падоўжнага профілю пуці, часу нарастання тармажнай сілы лакаматыва на падоўжна-дынамічную нагружанасць цягнікоў пры выкарыстанні электрадынамічнага тармазу лакаматыва. Вызначаны ўмовы, пры якіх забяспечваецца бяспека руху грузавых цягнікоў пры выкарыстанні электрадынамічнага тармажэння. Прапанаваны алгарытм рацыянальнага тармажэння і водпуску тармазу лакаматыва, які дазваляе знізіць узровень падоўжна-дынамічных сіл у цягніку да значэнняў, якія вызначаюцца з умовы ўстойлівасці вагонаў ад выціскання.

**Рэкамендацыі па выкарыстанні.** Атрыманяыя вынікі можна выкарыстоўваць пры мадэляванні падоўжна-дынамічнага ўзаемадзеяння вагонаў, прагназаванні работы існуючых і праектуемых паглынальных апаратаў, выпрацоўцы алгарытмаў абгрунтаванага бяспечнага кіравання цягніком.

**Галіна ужывання:** чыгуначны транспарт, прадпрыемствы і арганізацыі, якія займаюцца праектаваннем канструкцый чыгуначнага рухомага саставу.



**RESUME**

Sakharau Pavel Anatolyevich

**Improvement of train safety using electrodynamic braking**

**Keywords:** train traffic safety, computer model of the train, electrodynamic braking, forces in inter-car connections, longitudinal oscillations.

**The purpose of the work** is to improve the safety of freight trains when using an electrodynamic brake by reducing the longitudinal dynamic loads that occur between cars during transient processes.

**Research methods and used equipment:** mathematical and computer modeling of dynamics of systems of solids, statistical methods of processing experimental data, numerical experiment.

**The obtained results and their novelty.** A new computer model of train movement was developed, it included automatic couplings as separate bodies of the system and considered the characteristics of real absorbing devices. The model allows to study the longitudinal dynamics of trains with cars equipped with inter-car connections of all currently existing types. Numerical experiments were carried out to determine the influence of the characteristics of absorbing devices, gaps in inter-car connections, changes of gradient of the track longitudinal profile, of the time of the locomotive braking force increase on the longitudinal dynamic loading of trains at the electric braking of the locomotive. There are determined conditions for the freight train safety insurance at electrodynamic braking. An algorithm for rational braking and releasing the locomotive brake is proposed, and it allows to reduce the level of longitudinal-dynamic forces in the train to values determined from the condition of stability of cars from squeezing.

**Recommendations for use:** the obtained results can be used in modeling the longitudinal-dynamic interaction of wagons, at predicting the operation of existing and absorbing devices under design, in the development of algorithms for reasonable safe control of the train.

**Scope of application:** railway transport, enterprises and organizations engaged in the design of railway rolling stock structures.



Научное издание

*САХАРОВ Павел Анатольевич*

**ПОВЫШЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ДВИЖЕНИЯ ПОЕЗДА  
ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ЭЛЕКТРОДИНАМИЧЕСКОГО  
ТОРМОЖЕНИЯ**

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

по специальности

05.22.07 – подвижной состав железных дорог,  
тяга поездов и электрификация

Подписано в печать 07.04.2022 г. Формат 60×84<sup>1</sup>/<sub>16</sub>.  
Бумага офсетная. Гарнитура Times. Печать на ризографе.  
Усл. печ. л. 1,4. Тираж 80 экз. Зак. 825.

Издатель и полиграфическое исполнение:  
Белорусский государственный университет транспорта.  
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,  
распространителя печатных изданий

№ 1/361 от 13.06.2014.

№ 2/104 от 01.04.2014.

№ 3/1583 от 14.11.2017.

Ул. Кирова, 34, 246653, г. Гомель