

балласте в вертикальном (6) и горизонтальном (7) направлениях при тяжеловесном движении.

3. Зависимости затухания виброускорений (6–7) позволяют решить систему дифференциальных уравнений теории предельного равновесия (8) для прогнозирования несущей способности балластной призмы с вибродинамического воздействия поездов с осевыми нагрузками до 30 т.

Библиографический список

1. **Стратегия** развития железнодорожного транспорта в Российской Федерации до 2030 года [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://doc.rzd.ru/doc/public/ru?STRUCTURE_ID=7048layer_id=51048id=3997.
2. **Обобщение** мирового опыта тяжеловесного движения. Конструкция и содержание железнодорожной инфраструктуры ; пер. с англ. ; ред. С. М. Захаров. – Москва : Интекст, 2012. – 568 с.
3. **Оценка** чувствительности путевого щебня к действию вибродинамической нагрузки / А. Ф. Колос, Д. С. Николайтис, А. А. Морозова // Современные проблемы проектирования, строительства и эксплуатации железнодорожного пути: материалы X-й научно-технической конференции с международным участием (чтения, посвященные 190-летию проф. Г. М. Шахунянца). – Москва : МИИТ, 2013 – С. 164–166.
4. **Обеспечение** несущей способности балластного слоя и земляного полотна при повышенных осевых нагрузках / А. Ф. Колос, А. А. Морозова // Подвижной состав XXI века : идеи, требования, проекты : тезисы докладов VIII Международной научно-технической конференции конференции. – Санкт-Петербург : ПГУПС, 2013. – С. 209–211.
5. **Статика** сыпучей среды / В. В. Соколовский. – Москва : Гос. изд-во физико-математической литературы, 1960. – 241 с.
6. **Механика** грунтов / Н. А. Цытович. – Москва : Гос. изд-во литературы по строительству, архитектуре и строительным материалам, 1963. – 636 с.
7. **Осесимметричная** задача теории предельного равновесия сыпучей среды / В. Г. Березанцев. – Москва : Гос. изд-во технико-теоретической литературы, 1952. – 120 с.
8. **Прочность** и деформативность железнодорожного земляного полотна из глинистых грунтов, воспринимающих вибродинамическую нагрузку : дис. ... д-ра техн. наук / И. В. Прокудин. – Ленинград : ЛИИЖТ, 1982. – 455 с.

УДК 656.221

А. Н. Комарова

ООО «Центр Трансфера Технологий»

Ю. П. Бороненко

Петербургский государственный университет путей сообщения
Императора Александра I

ВЛИЯНИЕ ТИПОВ И ПАРАМЕТРОВ ГАСИТЕЛЕЙ КОЛЕБАНИЙ ВАГОНА НА СОПРОТИВЛЕНИЕ ДВИЖЕНИЮ

Рассмотрено влияние типов и параметров гасителей колебаний на сопротивление движению вагона и расход энергии на его перемещение. Также выполнен анализ удельного сопротивления движению вагона, обусловленного диссипацией энергии в гасителях сухого и вязкого трения. В результате исследования показано, что при малых скоростях сопротивление движению вагонов,

обусловленное рассеянием энергии в гасителе сухого трения, меньше сопротивления движению при наличии гасителя вязкого трения.

гаситель колебаний, сухое трение, вязкое трение, сопротивление движению, диссипация энергии.

Введение

Вертикальные колебания являются неотъемлемой частью колебаний вагона, движущегося в составе поезда. Их демпфирование может производиться гасителями колебаний вязкого или сухого трения, при этом всегда происходит диссипация энергии, являющаяся одним из главных источников энергетических потерь при движении вагона.

Для повышения энергетической эффективности перевозок необходимо оценить влияние типа и параметров гасителя колебаний на величину диссипации энергии, которая в свою очередь влияет на сопротивление движению и расход энергии на передвижение вагона.

1 Методика исследования энергетической эффективности гасителей колебаний

Исследование проводилось аналитическим путем для груженого полувагона массой (m_k) 80 т с жесткостью рессорного подвешивания (c) 16 МН/м, двигавшегося по неровностям высотой (η_0) 5 мм и длиной 12,5 м. Величина коэффициента вязкого демпфирования (β) принималась в диапазоне 0,08...0,3, коэффициент относительного трения (φ) – 0,06...0,1.

Расчет проводился на простейшей модели – груз на пружине,двигающийся по вертикальным синусоидальным неровностям, вида:

$$\eta = \eta_0 \sin \omega t. \quad (1)$$

Уравнения вынужденных колебаний подпрыгивания кузова вагона при движении по неровностям вида (1) для случая с вязким трением описывались уравнением [3]:

$$m_k \ddot{\xi} + \beta \dot{\xi} + c\xi = -m_k \eta_0 \omega^2 \sin \omega t, \quad (2)$$

где ξ – деформация рессорных комплектов, м; ω – частота вынужденных колебаний, рад/с,

и для случая сухого трения:

$$m_k \ddot{\xi} + (F_0 + c\varphi\xi) \operatorname{sgn} \dot{\xi} + c\xi = -m_k \eta_0 \omega^2 \sin \omega t, \quad (3)$$

где F_0 – статическая составляющая силы трения, Н.

Для сравнения двух типов трения сухое трение было заменено системой с эквивалентным вязким сопротивлением, величина которого выбиралась исходя из равенства энергий, рассеиваемых гасителями за один период колебаний.

Для нахождения зависимости величины энергии, рассеиваемой в гасителях колебаний, от их параметров и скорости движения вагона была определена средняя за период мощность диссипативных сил гасителя колебаний вязкого трения:

$$P_\beta = \frac{\beta A^2 \omega^2}{2}, \quad (4)$$

где A – амплитуда колебаний кузова, м; а также гасителя колебаний сухого трения:

$$P_\varphi = \frac{2\varphi c f_{st} A \omega}{\pi}, \quad (5)$$

где f_{st} – статический прогиб рессорного комплекта, м.

Энергетические потери при движении вагона, согласно Правилам тяговых расчетов [1], принято оценивать по сопротивлению движению, приходящемуся на 1 кН веса вагона, т. е. по удельному сопротивлению. Исходя из этого, величина сопротивления дви-

жению вагона, обусловленного диссипацией энергии в гасителе колебаний, определялась по формуле:

$$W_{уд} = \frac{1000P}{gmv}, \quad (6)$$

где P – средняя мощность диссипативных сил гасителей колебаний, Вт; m – масса вагона, кг; v – скорость движения, м/с; g – ускорение свободного падения, м/с².

2 Результаты расчетов удельного сопротивления движению и мощностей диссипативных сил

По формулам было рассчитано удельное сопротивление движению.

Для вагона с гасителями колебаний вязкого трения:

$$W_{уд} = \frac{1000\beta A^2 \omega^2}{2gmv}, \quad (7)$$

для вагона с гасителем колебаний сухого трения:

$$W_{уд} = \frac{2\varphi c f_{st} A \omega 1000}{gmv}. \quad (8)$$

Также были получены графики зависимости удельного сопротивления движению вагона, обусловленного диссипацией энергии в гасителях колебаний сухого и вязкого трения с различными параметрами, от относительной частоты колебаний (ω/v) (рис. 1).

Анализ результатов расчетов показал, что удельное сопротивление движению вагона, обусловленное рассеянием энергии гасителем вязкого трения, возрастает при увеличении относительной частоты и достигает максимума при резонансе. В зарезонансной зоне удельное сопротивление движению вагона, обусловленное рассеянием энергии гасителем вязкого трения, плавно возрастает по мере увеличения степени демпфирования и относительной частоты.

Удельное сопротивление движению вагона, обусловленное рассеянием энергии гасителем сухого трения в дорезонансной зоне, при рассматриваемых неровностях практически равно нулю в связи с отсутствием вертикальных колебаний кузова. В резонансной зоне с увеличением относительной частоты происходит плавный рост удельного сопротивления движению, затем его снижение. Максимальная величина удельного сопротивления в резонансной зоне увеличивается при снижении степени демпфирования системы.

Для количественной оценки энергетических потерь при вертикальных колебаниях были построены графики мощностей диссипативных сил в гасителях колебаний одного груженого полувагона (рис. 2) и состава из 71 груженого полувагона (рис. 3).

Анализ результатов расчетов мощностей диссипативных сил гасителей колебаний показал, что при движении вагона (состава) на скоростях ниже резонансной (100 км/ч) величина степени демпфирования системы с гасителем вязкого или сухого трения не оказывает значительного влияния на энергетические потери. В зоне резонанса в системе с недостаточным демпфированием происходит резкий скачок мощности рассеиваемых в гасителе сил, достигающий 17 кВт (при $\beta = 0,08\beta_{кр}$) и 9 кВт (при $\varphi = 0,085$) у одного вагона и 1,2 МВт и 0,7 МВт соответственно у состава из 71 вагона. С увеличением степени демпфирования скачок сглаживается. На скоростях выше резонансной происходит некоторое снижение величины мощности, а затем рост, на который влияет увеличение степени демпфирования.

Анализируя результаты расчетов удельного сопротивления движению, обусловленного диссипацией энергии в гасителях колебаний, мощностей диссипативных сил в гасителях и результаты оценки мощности силы тяги локомотива [2], можно сделать вывод о влиянии вертикальных колебаний на величину сопротивления движению и потребляемую мощность локомотива при резонансе. На резонансной скорости происходит существенное увеличение потребляемой локомо-

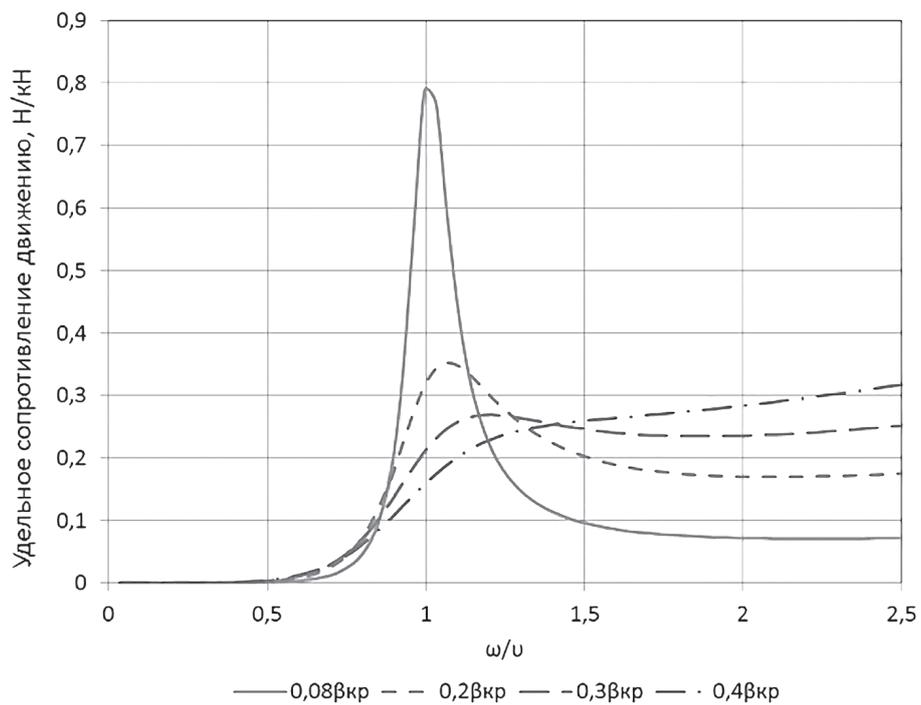
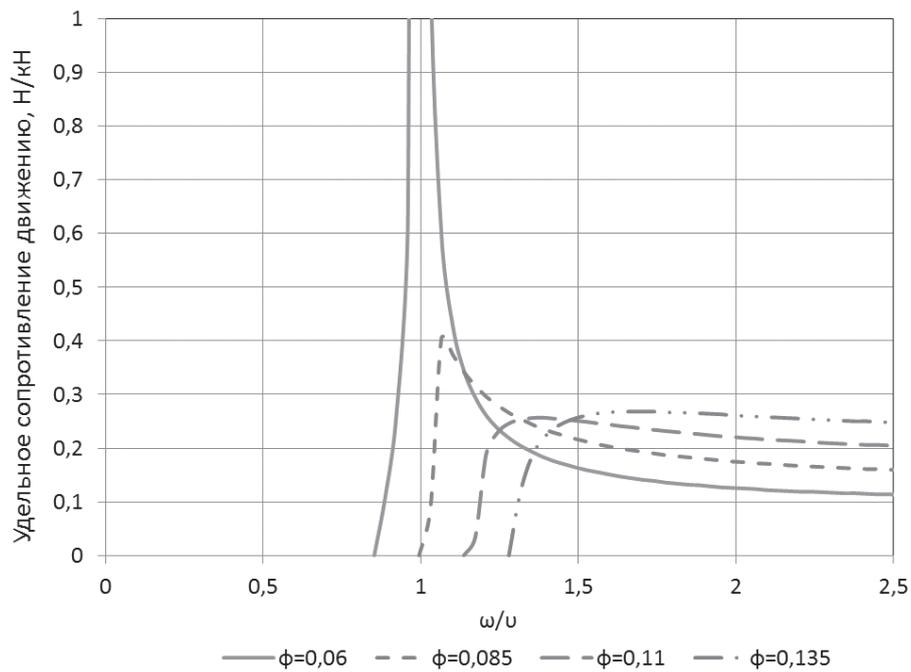


Рис. 1. Удельное сопротивление движению вагона, обусловленное диссипацией энергии в гасителях колебаний:

- а) сухого трения с различными коэффициентами относительного трения;
 б) вязкого трения с различными коэффициентами вязкого демпфирования

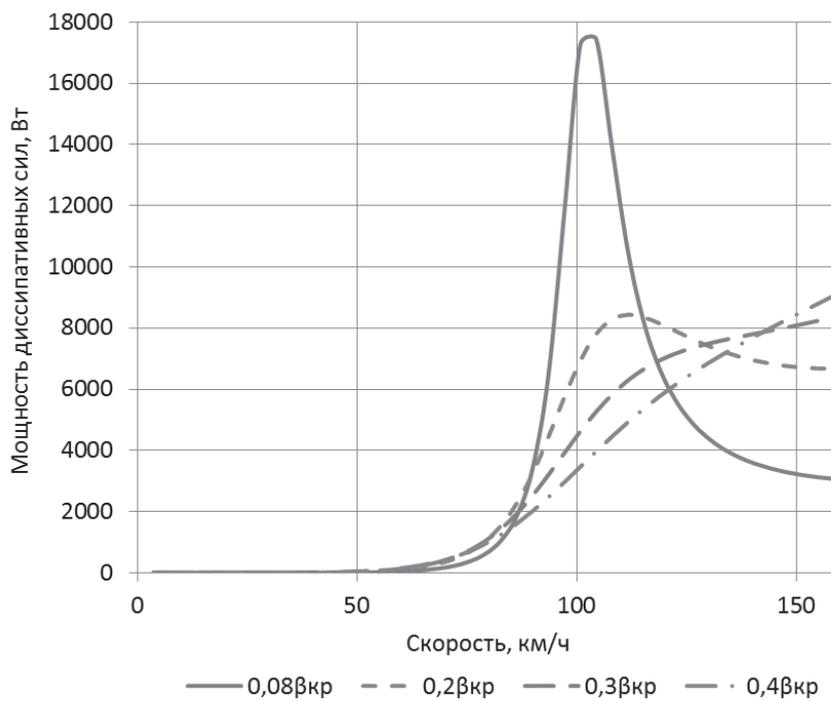
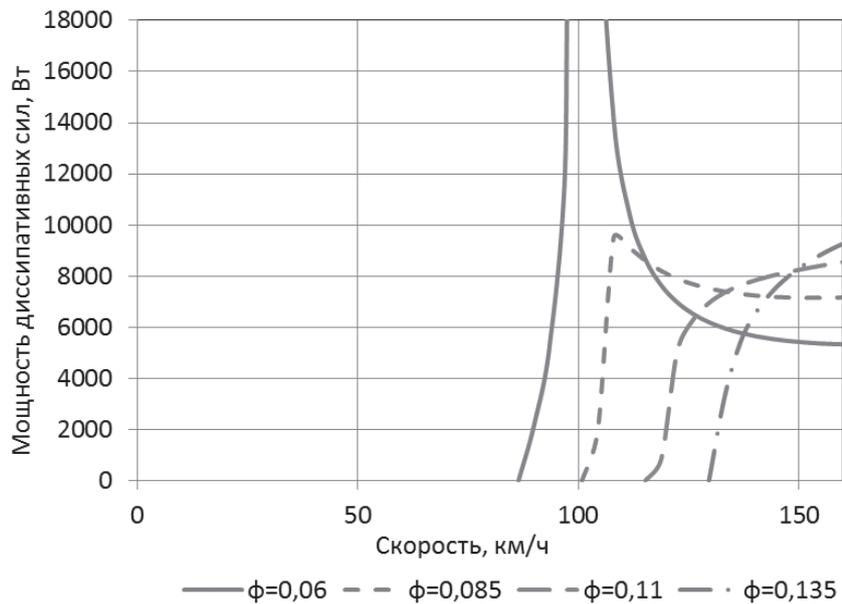


Рис. 2. Мощность гасителей при вертикальных колебаниях груженого полувагона:
 а) с гасителями колебаний сухого трения с различными коэффициентами относительного трения; б) с гасителями колебаний вязкого трения с различными коэффициентами вязкого демпфирования

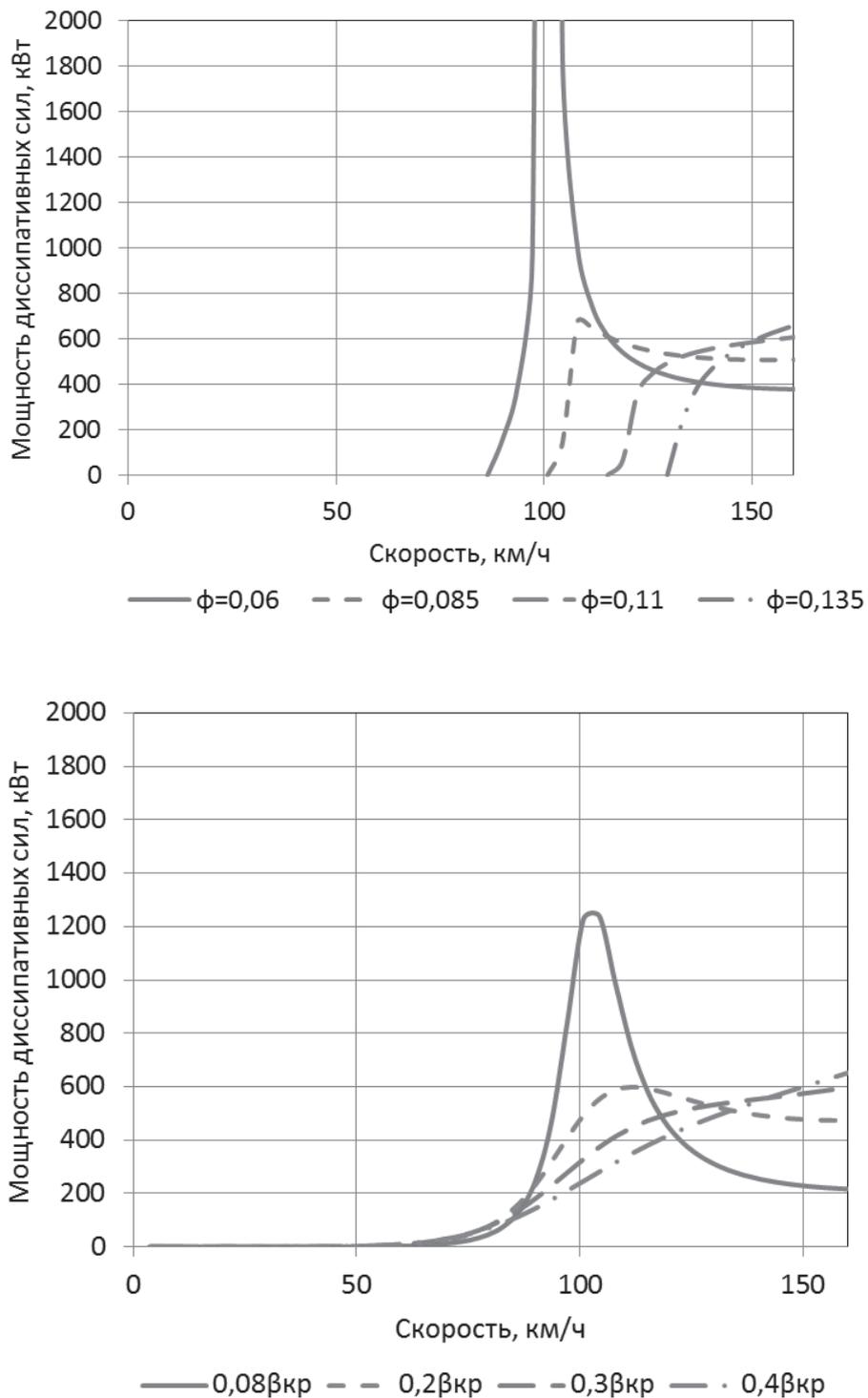


Рис. 3. Мощность гасителей при вертикальных колебаниях состава из 71 груженого полувагона:
 а) с гасителями колебаний сухого трения с различными коэффициентами относительного трения; б) с гасителями колебаний вязкого трения с различными коэффициентами вязкого демпфирования

тивом энергии, вызываемое резким скачком мощности диссипативных сил в гасителях колебаний. Для анализа колебаний в этой зоне необходимо учитывать взаимодействие колеблющихся масс (состава) с источником энергии (локомотивом). В связи с этим нужно выбирать типы и параметры гасителей колебаний, исходя не только из эффективности гашения колебаний, но с учетом энергетических потерь при их работе.

Заключение

Аналитическим путем произведена оценка влияния типов и параметров гасителя колебаний на величину удельного сопротивления движению вагона, обусловленного диссипацией энергии при гашении вертикальных колебаний. Определена величина энергии, расходуемой гасителями колебаний на гашение вертикальных колебаний груженого вагона и состава из 71 вагона.

Полученные результаты позволяют сделать вывод о существенном влиянии вертикальных колебаний на величину энергии, расходуемой локомотивом. Показано, что в зоне эксплуатационных скоростей (менее 90 км/ч) в дорезонансной и в резонансной

зонах увеличение коэффициента относительного трения снижает расход энергии на тягу поезда. Эту особенность рекомендуется учитывать при проектировании рессорного подвешивания грузовых вагонов.

Библиографический список

1. **Правила** тяговых расчетов для поездной работы / П. Т. Гребенюк и др. – Москва : Транспорт, 1985. – С. 4.
2. **Оценка** энергоэффективности нетягового подвижного состава / А. Н. Комарова, Ю. П. Бороненко // Наука та прогресс транспорту. – 2013. – Вып. 1 (43). – С. 149–153.
3. **Динамика** вагона : учебник для вузов ж. д. транспорта / С. В. Вершинский, В. Н. Данилов, И. И. Челноков. – Москва : Транспорт, 1978. – С. 119–130.
4. **Динамические** свойства и колебания вагонов / В. А. Кошелев, Д. А. Василенко, А. В. Саидова. – Санкт-Петербург : ПГУПС, 2013. – С. 86–93.
5. **Комарова, А.**, Boronenko, Yu., Orlova, A., Romen, Yu. (2013). Calculating rolling resistance of freight wagons using multibody simulation. Program and abstracts of 23rd International Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks, Qingdao, paper 15.3