

ПОДВИЖНОЙ СОСТАВ

УДК 629.4.015

Адилъханов Ержан Газизович – аспирант (Москва, МИИТ)

Секерова Шолпан Абилхасимовна – аспирант (Москва, МИИТ)

Мусаев Жанат Султанбекович – к.т.н., доцент (Алматы, КазАТК)

**МОДЕЛИРОВАНИЕ КЛИНОВОГО ГАСИТЕЛЯ КОЛЕБАНИЙ ТЕЛЕЖЕК
ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ В ПРОГРАММНОМ КОМПЛЕКСЕ "УНИВЕРСАЛЬНЫЙ
МЕХАНИЗМ"**

В последнее время в исследовании проблемы повышения безопасной эксплуатации подвижного состава железнодорожного транспорта широко применяется компьютерное моделирование с использованием соответствующего программного обеспечения.

С появлением аналоговых, а затем и цифровых электронных вычислительных машин стало возможным решать уравнения применительно к конкретным задачам и проще учитывать нелинейности. Сложные явления динамики механической системы «вагон—путь» или системы вагонов в составе поезда целесообразно изучать на моделях в лабораторных условиях. В США, Англии, Германии, Франции, Италии, Японии и других странах такая работа ведется более 25 лет. Компания «Mechanical Dynamics Incorporated», образованная в 1977 г., создала программную систему «ADAMS» (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems), которая сейчас занимает около 60 % мирового рынка систем расчета динамики механических конструкций. В России анализом динамики взаимодействия колеса и рельса в программной системе «ADAMS» занимался Ш.Н. Шайдулин. Д.Ю. Погореловым в Брянском государственном техническом университете разработан программный комплекс «Универсальный механизм». Он включает в себя специализированный модуль для моделирования динамики железнодорожных экипажей: локомотивов, вагонов и путевых машин.

Как известно, основным и единственным гасителем в типовой тележке 18-100 является клиновой гаситель колебаний. Он играет роль гасителя как вертикальных, так и поперечных колебаний. Исследованию работы фрикционных гасителей колебаний посвящены работы И.И. Челнокова, П.С. Анисимова, В.Д. Хусидова [1-3] и др.

В данной статье описана работа клинового гасителя колебаний в двух плоскостях в зависимости от частоты колебаний надрессорной балки. Колебания балки задавались в виде гармонических функций

$$z = a(1 - \cos(\omega_z t)) \quad (1)$$

$$y = D \sin(\omega_y t + \delta), \quad (2)$$

где z и y – вертикальные и боковые перемещения надрессорной балки; $a = -A/2$;

A и D – амплитуды вертикальных и боковых колебаний надрессорной балки;

ω_z и ω_y – круговые частоты вертикальных и боковых колебаний надрессорной балки; δ – фазовый сдвиг; t – время, с.

На первом этапе производилось моделирование колебаний надрессорной балки, отдельно, как в вертикальном, так и горизонтальном направлениях при следующих исходных данных:

- вертикальное колебание $\omega_z = 18.84 \text{ рад / сек}$; $A = 0.05 \text{ м}$;

- горизонтальное колебание $\omega_y = 18.84 \text{ рад / сек}$; $D = 0.01 \text{ м}$; $\delta = 0$.

Результаты моделирования приведены на рис. 1-4.

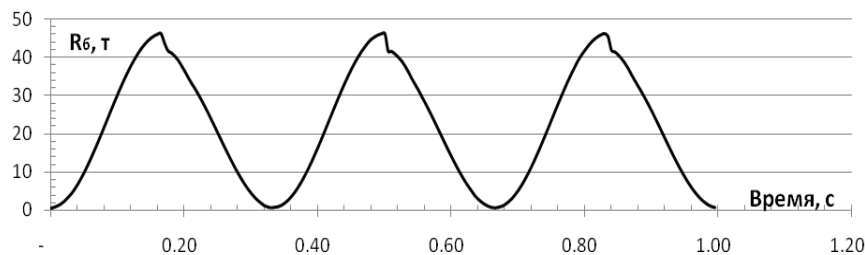


Рисунок 1 – Зависимость вертикальной реакции от клина на балку от времени ($\omega_z = 18.84 \text{ рад / сек}$; $A = 0.05 \text{ м}$)

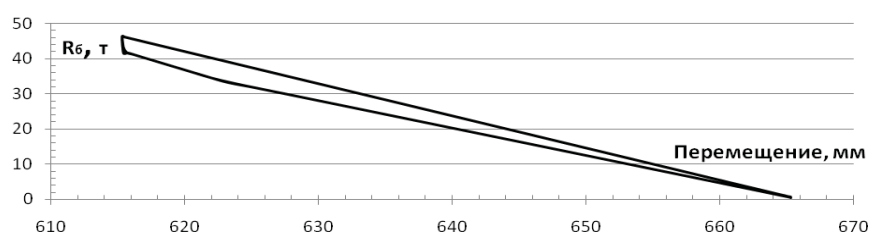


Рисунок 2 – Зависимость вертикальной реакции от клина на балку от вертикального отклонения балки ($\omega_z = 18.84 \text{ рад / сек}$; $A = 0.05 \text{ м}$)

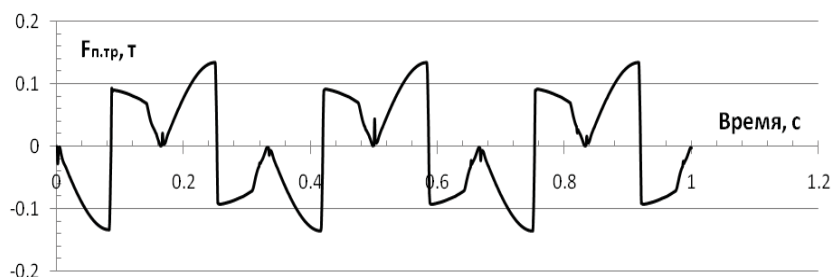


Рисунок 3 – Зависимость горизонтальной силы трения на фрикционной планке во времени ($\omega_y = 18.84 \text{ рад / сек}$; $D = 0.01 \text{ м}$; $\delta = 0$)

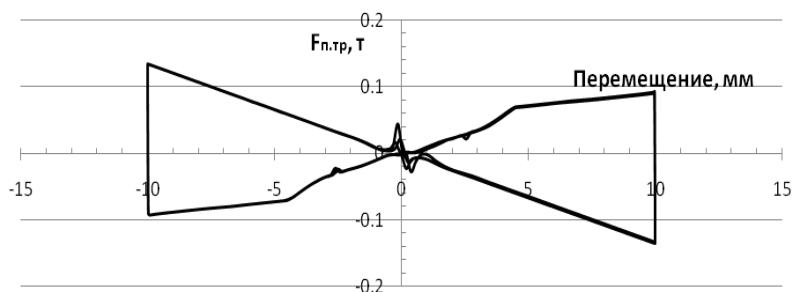


Рисунок 4 – Зависимость горизонтальной силы трения на фрикционной планке от поперечного отклонения балки ($\omega_y = 18.84 \text{ рад / сек}$; $D = 0.01 \text{ м}$; $\delta = 0$)

На втором этапе моделирование вертикальных и поперечных колебаний балки производилось одновременно. Тестирование показало, что при колебаниях наддрессорной балки

с одной и той же амплитудой $A = D = 0.01\text{м}$ и частотой в вертикальном и боковом направлениях $\omega_z = \omega_y = 18.84\text{рад/сек}$; и без фазового сдвига ($\delta=0$) силовые характеристик работы фрикционного гасителя колебаний примут вид, изображенный на рис. 5-7.

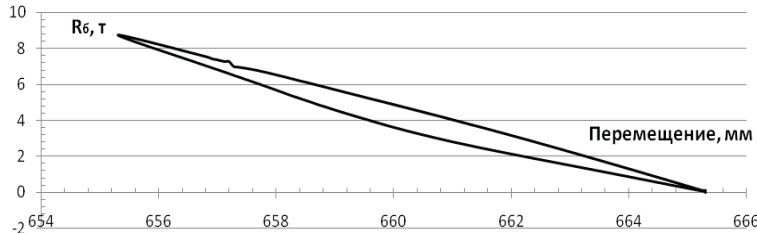


Рисунок 5 – Зависимость вертикальной реакции от клина на балку от вертикального отклонения балки ($\omega_z = \omega_y = 18.84\text{рад/сек}$; $A = D = 0.01\text{м}$; $\delta=0$)

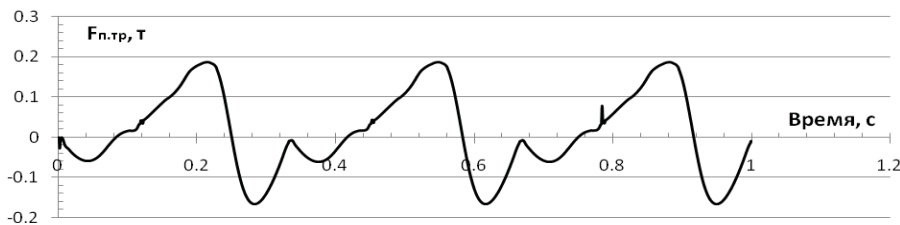


Рисунок 6 – Зависимость горизонтальной силы трения на фрикционной планке во времени ($\omega_z = \omega_y = 18.84\text{рад/сек}$; $A = D = 0.01\text{м}$; $\delta=0$)

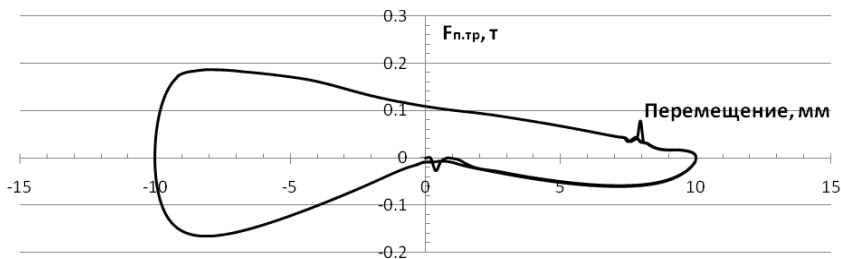


Рисунок 7 – Зависимость горизонтальной силы трения на фрикционной планке от поперечного отклонения балки ($\omega_z = \omega_y = 18.84\text{рад/сек}$; $A = D = 0.01\text{м}$; $\delta=0$)

Если в предыдущей задаче поменять только частоту горизонтальных колебаний наддрессорной балки, принять $\omega_y = 6.28\text{рад/сек}$, а все остальные исходные данные оставить прежними, то зависимости вертикальных реакций на балку и горизонтальных сил трения на фрикционной планке во времени и от перемещений наддрессорной балки примут вид, показанный на рис. 8-10.

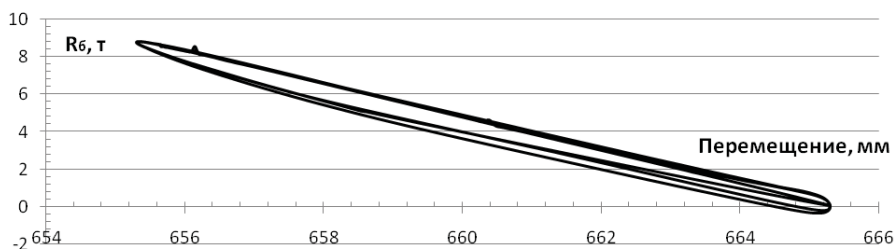


Рисунок 8 – Зависимость вертикальной реакции от клина на балку от вертикального отклонения балки ($\omega_z = 18.84\text{рад/сек}$; $\omega_y = 6.28\text{рад/сек}$; $A = D = 0.01\text{м}$; $\delta=0$)

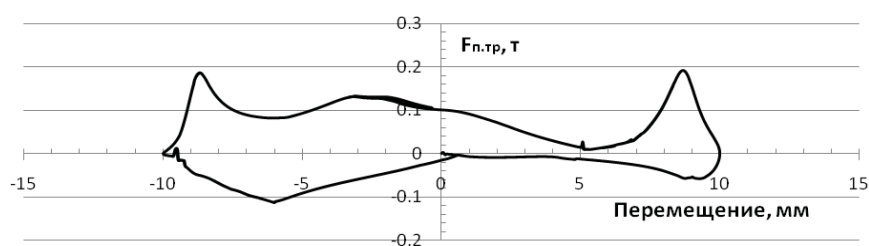


Рисунок 9 – Зависимость горизонтальной силы трения на планке от поперечного отклонения балки ($\omega_z = 18.84 \text{ рад/сек}$; $\omega_y = 6.28 \text{ рад/сек}$; $A = D = 0.01 \text{ м}$; $\delta = 0$)

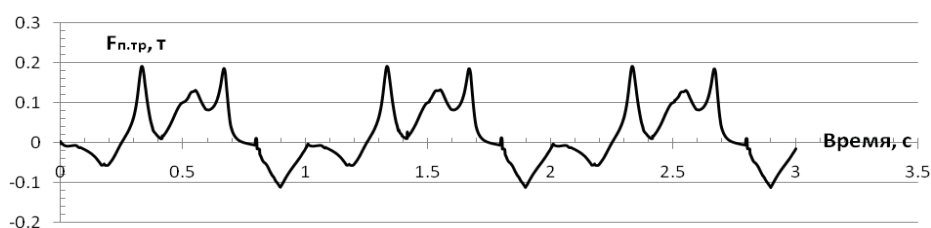


Рисунок 10 – Зависимость горизонтальной силы трения на планке во времени ($\omega_z = 18.84 \text{ рад/сек}$; $\omega_y = 6.28 \text{ рад/сек}$; $A = D = 0.01 \text{ м}$; $\delta = 0$)

Если при одинаковых частотах $\omega_z = \omega_y = 18.84 \text{ рад/сек}$ и тех же исходных данных принять фазовый сдвиг $\delta = \pi/4$, то зависимости вертикальной реакции от клина на балку и горизонтальной силы трения на планке от перемещений надрессорной балки и времени примут вид, показанный на рис. 11-13.

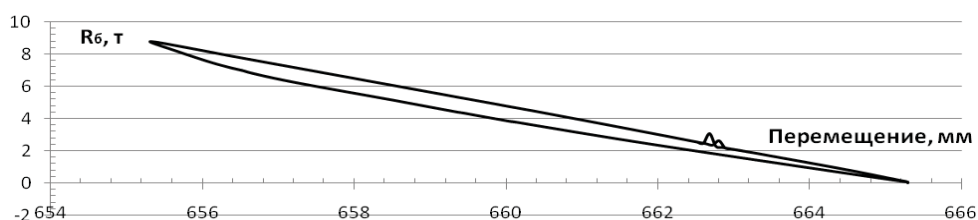


Рисунок 11 – Зависимость вертикальной реакции от клина на балку от вертикального отклонения балки ($\omega_z = \omega_y = 18.84 \text{ рад/сек}$; $A = D = 0.01 \text{ м}$; $\delta = \frac{\pi}{4}$)

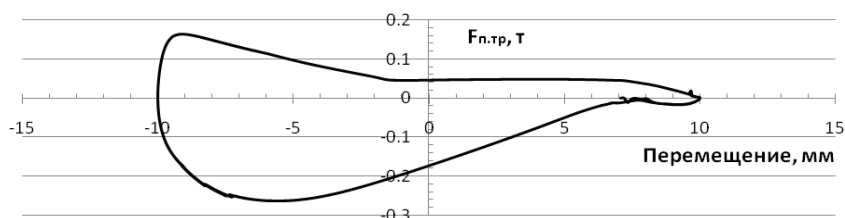


Рисунок 12 - Зависимость горизонтальной силы трения на планке от поперечного отклонения балки ($\omega_z = \omega_y = 18.84 \text{ рад/сек}$; $A = D = 0.01 \text{ м}$; $\delta = \frac{\pi}{4}$)

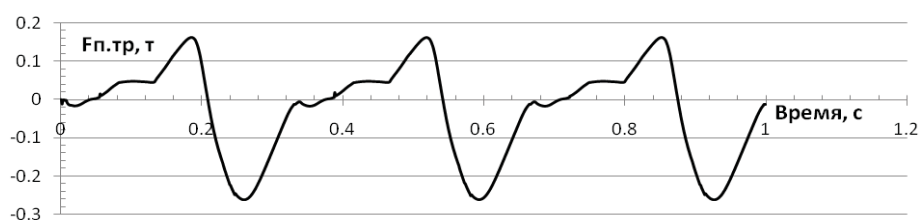


Рисунок 13 – Зависимость горизонтальной силы трения на планке во времени

$$(\omega_z = \omega_y = 18.84 \text{ рад/сек}; A = D = 0.01 \text{ м}; \delta = \frac{\pi}{4})$$

Результаты моделирования для $\omega_z = 18.84 \text{ рад/сек}$; $\omega_y = 6.28 \text{ рад/сек}$ и $\delta = \pi/4$ и $\delta = \pi/2$ приведены соответственно на рисунках 14-16 и 17-19.

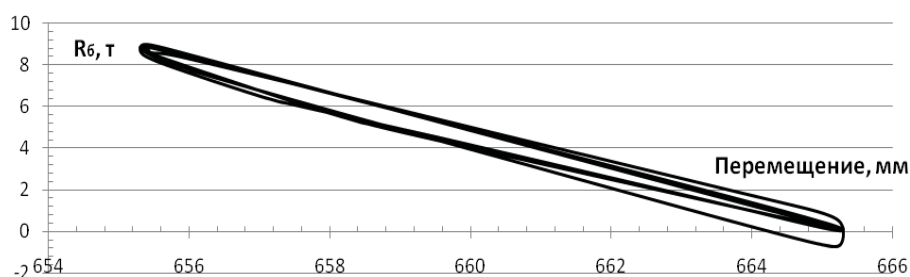


Рисунок 14 – Зависимость вертикальной реакции от клина на балку от вертикального отклонения

$$\text{балки } (\omega_z = 18.84 \text{ рад/сек}; \omega_y = 6.28 \text{ рад/сек}; A = D = 0.01 \text{ м}; \delta = \frac{\pi}{4})$$

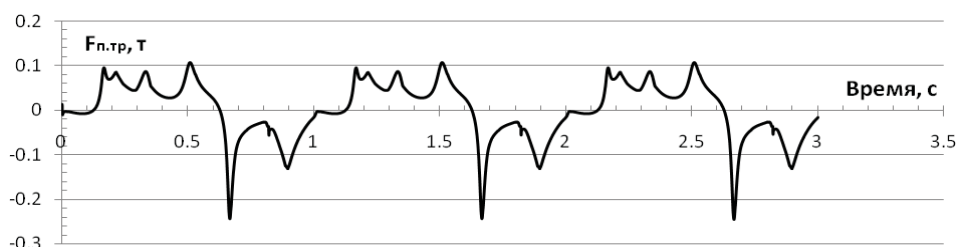


Рисунок 15 – Зависимость горизонтальной силы трения на планке во времени

$$(\omega_z = 18.84 \text{ рад/сек}; \omega_y = 6.28 \text{ рад/сек}; A = D = 0.01 \text{ м}; \delta = \frac{\pi}{4})$$

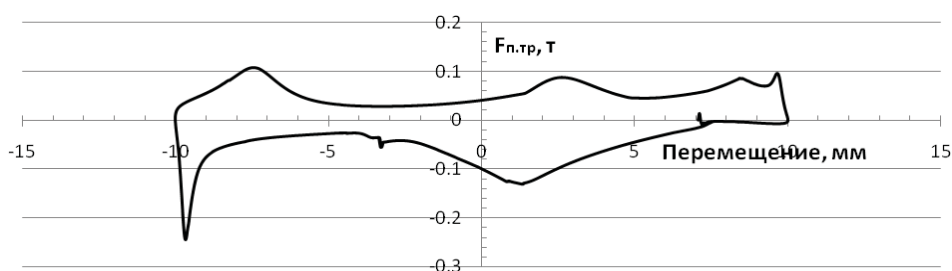


Рисунок 16 – Зависимость горизонтальной силы трения на планке от поперечного отклонения

$$\text{балки } (\omega_z = 18.84 \text{ рад/сек}; \omega_y = 6.28 \text{ рад/сек}; A = D = 0.01 \text{ м}; \delta = \frac{\pi}{4})$$

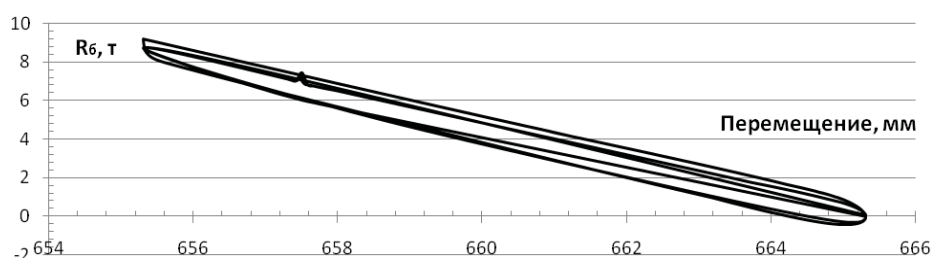


Рисунок 17 – Зависимость вертикальной реакции от клина на балку от вертикального отклонения балки ($\omega_z = 18.84 \text{ рад / сек}$; $\omega_y = 6.28 \text{ рад / сек}$; $A = D = 0.01 \text{ м}$; $\delta = \frac{\pi}{2}$)

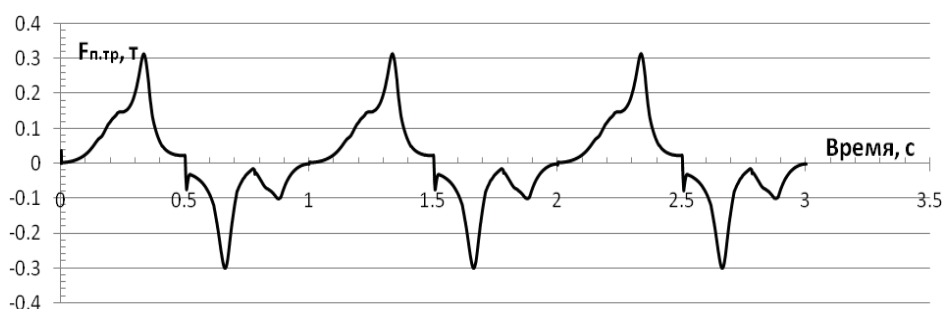


Рисунок 18 – Зависимость горизонтальной силы трения на планке во времени ($\omega_z = 18.84 \text{ рад / сек}$; $\omega_y = 6.28 \text{ рад / сек}$; $A = D = 0.01 \text{ м}$; $\delta = \frac{\pi}{2}$)

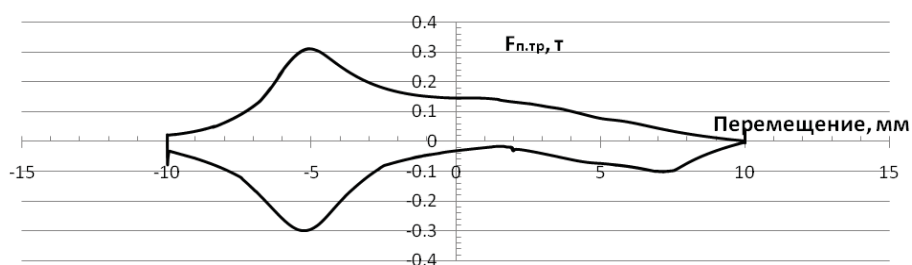


Рисунок 19 – Зависимость горизонтальной силы трения на планке от поперечного отклонения балки ($\omega_z = 18.84 \text{ рад / сек}$; $\omega_y = 6.28 \text{ рад / сек}$; $A = D = 0.01 \text{ м}$; $\delta = \frac{\pi}{2}$)

Выводы. Анализ выполненного компьютерного моделирования работы фрикционных гасителей колебаний показывает, что силовые характеристики работы фрикционного клина определяются частотами и фазами вертикальных и поперечных колебаний балки, и хорошо коррелируются с результатами тестовых исследований, выполненных на кафедре "Вагоны и вагонное хозяйство" МИИТа [4], в связи с этим ПК "Универсальный механизм" можно рекомендовать как программный аппарат для исследования колебаний рельсовых экипажей. Программный комплекс «Универсальный механизм» позволяет создавать полностью параметризованные модели: задавать с помощью идентификаторов или выражений инерционные и геометрические параметры (в том числе и графические изображения элементов, профилей рельсов), а также основные характеристики силовых элементов (например, жесткости пружин, коэффициенты демпфирования, коэффициенты трения в контактах и так далее). Анализ полученных

результатов показывает хорошую качественную и количественную сходимость расчетных и экспериментальных значений основных показателей динамики – максимальное расхождение в исследуемом интервале скоростей составило 12-15 %.

ЛИТЕРАТУРА

1. Челноков И. И. и др. Гасители колебаний вагонов. М: Трансжелдориздат, 1963. 176 с.
2. Анисимов П.С. Исследование сил трения в клиновом гасителе колебаний тележки ЦНИИ-ХЗ. Труды ЦНИИ МПС, вып.519, М.: Транспорт. 1974, с.126-144.
3. Хусидов В.Д., Анисимов П.С. Силовые характеристики фрикционных клиновых гасителей колебаний в математических моделях исследований грузовых вагонов. Вестник ВНИИЖТ, 2005, №4.
4. Иноземцев В.Г., Хусидов В.Д., Хохлов А.А., Петров Г.И., Хусидов В.В. Динамика грузового вагона, пути снижения износов колес и предотвращение сходов. – М.: 2000. -137с.

УДК 629.4.015

Секерова Шолпан Абилхасимовна – аспирант (Москва, МИИТ)

Адилханов Ержан Газизович – аспирант (Москва, МИИТ)

Мусаев Жанат Султанбекович – к.т.н., доцент (Алматы, КазАТК)

АНАЛИЗ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИХ РАБОТ ПО ПРОДОЛЬНОЙ ДИНАМИКЕ ГРУЗОВОГО ПОЕЗДА

Обеспечение безопасности движения грузовых поездов является одной из важнейших задач железнодорожного транспорта, так как во время переходных режимов движения поезда возникают продольные динамические силы, которые могут достигать опасных (с точки зрения прочности и устойчивости вагонов от их выжимания) значений, особенно при нестационарных процессах, вызванных управлением движением поезда. При вождении тяжеловесных и длинносоставных поездов возникает много трудностей вождения при подъеме или спуске, а также при торможении. В связи с этим, возникает необходимость решения задач продольной динамики теоретическими или экспериментальными методами. При этом должны оцениваться режимы тяги и торможения, которые можно безопасно реализовать в эксплуатации поездов.

Как известно, к основным режимам движения относят: стационарные (установившиеся) и переходные (неустановившиеся). Стационарные режимы движения – процессы движения поезда, возникающие под действием постоянных или очень медленно изменяющихся сил при увеличении или уменьшении скорости движения. А переходные режимы движения – это процессы, возникающие при трогании поезда с места, при торможении, при движении тяжеловесного поезда по переломному продольному профилю пути, толчки при маневрах и т.п. На переходные режимы движения в поездах повышенного веса и длины влияют зазоры, имеющиеся в автосцепках, которые в эксплуатации достигают 60-80 мм, а также характеристики межвагонных поглощающих аппаратов.

При стационарных режимах движения поезда усилия, возникающие в ударно-тяговых приборах, определяются внешними силами и не зависят от начальных условий. При переходных режимах движения к внешним силам добавляются силы инерции от динамических перемещений вагонов.