

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

УДК 629.4.027.31-272.82

А. Г. РЕЙДЕМЕЙСТЕР^{1*}, А. В. КИВИШЕВА^{2*}

^{1*}Каф. «Вагоны и вагонное хозяйство», Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, ул. Лазаряна, 2, Днепропетровск, Украина, 49010, тел. +38 (056) 373 15 19, эл. почта reidemeister@mail.ru, ORCID 0000-0001-7490-7180

^{2*}Каф. «Вагоны и вагонное хозяйство», Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, ул. Лазаряна, 2, Днепропетровск, Украина, 49010, тел. +38 (056) 373 15 19, эл. почта nastaci@yahoo.com, ORCID 0000-0001-8811-7243

ЗАВИСИМОСТЬ СВОЙСТВ ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ РЕССОРЫ ОТ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ДРОССЕЛЯ

Цель. В научной работе необходимо провести: 1) изучение и анализ влияния пневматического сопротивления дроссельного элемента на упругие и демпфирующие свойства пневматической рессоры; 2) получение зависимости свойств пневматической рессоры от величины пневматического сопротивления дроссельного элемента. **Методика.** Разработана модель пневматической рессоры как динамической системы с тремя фазовыми координатами (давление в баллоне и дополнительном резервуаре, масса воздуха в баллоне). Коэффициенты жесткости и вязкости определены по отклику системы на гармоническое кинематическое возмущение. Данные для анализа получены путем изменения пропускной способности соединительного элемента и закона изменения давлений между резервуаром и баллоном. Коэффициент вязкости рассматривается как коэффициент вязкости гидравлического гасителя, который за один цикл колебаний поглощает ту же энергию, что и пневматическая рессора. Процесс изменения состояния воздуха внутри баллона (резервуара) считается адиабатическим, массовый расход воздуха через соединительный элемент зависит от разности давлений. **Результаты.** Получены графические зависимости коэффициентов жесткости и вязкости рессоры от сопротивления дросселя при трех разных законах, связывающих расход воздуха через баллон с разностью давлений в баллоне и резервуаре. При предельных (как больших, так и меньших) значениях сопротивления вязкость рессоры стремится к нулю, достигая максимума в среднем диапазоне величин сопротивления. Жесткость монотонно возрастает при увеличении сопротивления, стремясь к пределам, соответствующим отсутствию дополнительного резервуара (при большом сопротивлении) и увеличению объема баллона на объем резервуара (при малом сопротивлении). **Научная новизна.** Разработанная схема позволяет выявить оптимальные параметры упругих и демпфирующих свойств пневматической системы в зависимости от пневматического сопротивления дроссельного элемента. **Практическая значимость.** Возможность прогнозирования параметров упругих и демпфирующих свойств пневматической системы в зависимости от пневматического сопротивления дроссельного элемента позволит улучшить ходовые характеристики вагонов, повысить комфортабельность перевозки пассажиров, а также снизить износ подвижного состава и рельсовой колеи вследствие взаимодействия экипаж-путь.

Ключевые слова: рессорное подвешивание; пневматическая рессора; коэффициент вязкости; коэффициент жесткости

Введение

Пневматические рессоры являются наиболее прогрессивными упругими элементами ходовых частей, которые применяют в тележках пассажирских вагонов. Основным их преимуществом является способность поддержания положения кузова на определенном уровне относительно головок рельс независимо от величины нагрузки, что обеспечивается автоматическим регулированием давления воздуха внутри рессоры [4, 6, 7]. Кроме того, они обладают хорошими вибро- и шумогасящими свой-

ствами, что обеспечивает комфорт пассажиров [9, 12, 16].

Возможность восприятия высоких горизонтальных и диагональных перемещений, а также сопротивление скручиванию делают системы пневмоподвешивания привлекательным решением для использования на всех тележках [1, 4, 7].

Существует несколько типов систем пневморессор [4, 8, 10, 14] (пневмогаситель и пневморессора с одним или двумя дополнительными резервуарами), а их динамические свойства удобно описывать с помощью механической эквивалентной модели.

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

На сьогоднішній день найбільш розповсюдженою для використання на пасажирських вагонах є конструкція пневматическої системи, що складається з пневморесорси і додаткового резервуара. Резервуар необхідний для зменшення вертикальної жорсткості [4, 7, 13]. Як додатковий резервуар використовують внутрішні порожнини балок рами тележки, так же додаткові резервуари можуть бути розміщені в кузові вагона або в просторі під кузовом.

Як правило, пневморесорси обмежені розмірами за умови їх розміщення на рамі тележки, тому вони відокремлені від додаткових резервуарів і з'єднуються з останніми з'єднаними трубопроводами. В трубопроводах встановлюють з'єднаними елементами з каліброваним отвором для пропуску повітря. При перетеканні з балона в додатковий резервуар повітря доводиться подолати пневматическе опорування з'єднаними елементами, через це ресора поряд з епругими отримує демпфуючі властивості.

Цель

Ціллю даної роботи є вивчення і аналіз впливу пневматического опорування дросельного елемента на епругими і демпфуючі властивості пневматическої ресори. Отримання залежності властивостей пневматическої ресори від величини пневматического опорування дросельного елемента.

Зміна пропускної здатності з'єднаними елементами в значній мірі впливає на роботу пневмосистеми в цілому. Для аналізу знову проектуємої або покращення існуючої системи пневматического підвішування питання пропускної здатності з'єднаними елементами, поряд з об'ємом додаткового резервуара і оболонки пневморесорси, є дуже важливим параметром.

Методика

Для аналізу залежності епругих і демпфуючих властивостей системи пневматического підвішування (далі ресори) від параметрів з'єднаними елементами розглянемо ресору (рис. 1), включаючи в себе складні частини:

баллон з резинокордонної оболонки 1, резервуар 4, трубопроводы 3 і з'єднаними елемент 2.

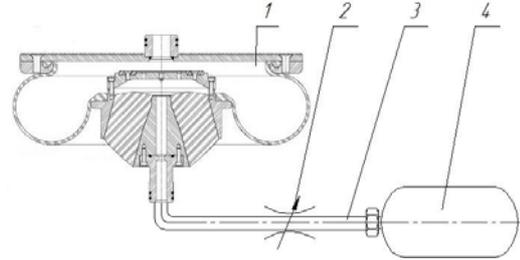


Рис. 1. Схема пневматической ресоры с резервуаром

Ресору розглянемо як динамічну систему з трьома фазовими координатами (тиск в баллоні і в резервуарі, маса повітря в резервуарі). Процес зміни стану повітря всередині баллона (резервуара) – адиабатический, масовий витік повітря через з'єднаними елемент залежить від різниці тисків в баллоні і резервуарі [15].

Ресору характеризують наступні параметри: об'єм баллона V_1 і резервуара V_2 , площа опорної поверхності S (приймаємо, що вона не залежить від прогибу), маса повітря m . Повні тиски в баллоні і резервуарі позначимо через p_1 і p_2 відповідно. Вони відрізняються від надлишкового на величину атмосферного тиску p_a .

Система рівнянь, описуюча роботу системи, виглядає наступним чином:

$$\begin{cases} \dot{p}_1 + \gamma \cdot \frac{(-F \cdot \dot{z})}{V_1} - \gamma \cdot \frac{\dot{m}_1}{m_1} = 0 \\ \dot{p}_2 - \gamma \cdot \frac{\dot{m}_2}{m_2} = 0 \\ m_1 + m_2 = m \\ \dot{m}_2 = f(p_1 - p_2) \end{cases}, \quad (1)$$

де z – прогиб ресори; m_1 – маса повітря в баллоні; m_2 – маса повітря в резервуарі; γ – показник політропи; f – функція, задаюча масовий витік повітря через з'єднаними елемент.

Приймаємо, що робота ресори протікає при температурі оточуючої середовища, рівній $t=25^\circ\text{C}$ і тиску, рівним $p_a=1$ атм.

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

Уравнения (1) являются взаимозависимы, что позволяет приближенно представить пневматическую рессору как параллельно установленные упругий элемент с жесткостью C и элемент вязкого трения с вязкостью β (рис. 2) [5].

Рассмотрим кинематическое возбуждение такой системы, когда ее деформацию описывает выражение $z = a \cdot \sin 2\pi f$ (a – амплитуда колебаний кузова, f – частота возмущения).

Наибольшая сила возникает при $z = a$ (знаки не существенны), она равна:

$$p_{\max} = C \cdot a, \quad (2)$$

а работа, совершенная внешним источником силы за полный цикл колебания – работе элемента вязкого трения, то есть

$$A = 2\pi^2 \cdot f \cdot a \cdot \beta. \quad (3)$$

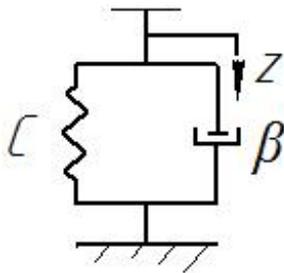


Рис. 2. Эквивалентная механическая система

Выражения (2) и (3) используем для определения эквивалентных жесткостей и вязкостей пневматической рессоры. Для этого выполняем интегрирование уравнения движения (1) при $z = a \cdot \sin 2\pi f$, что позволит найти избыточное давление в рессоре p 1 как функцию времени t . Сила, действующая со стороны внешнего источника на опорную поверхность рессоры, равна:

$$p = (p_1 - p_a) \cdot S,$$

а работа этой силы за период колебаний равна:

$$A = \int p dz = 2\pi f \int_0^t \cos 2\pi ft \cdot p(t) dt.$$

Определив $p_{\max} = \max_t p(t)$ и A , находим эквивалентные коэффициенты:

$$C = p_{\max} / a, \quad (4)$$

$$\beta = A / 2 \cdot \pi^2 \cdot f \cdot a^2. \quad (5)$$

Исследования проводим при переменной амплитуде колебаний ($a=0,005$ м, $a=0,010$ м, $a=0,020$ м). С учетом зависимости изменения величины потока газа (жидкости) от сопротивления сечения и давления в сосуде, применяемой в динамике жидкости и газов [2, 11, 14], выбираем зависимости изменения разности давлений

$$\sqrt{(p_1 - p_2)},$$

однако для полноты исследования и с учетом различных типов соединительных элементов, не пренебрегаем следующими зависимостями:

$$(p_1 - p_2), (p_1 - p_2)^2.$$

Расчет проводим при различной пропускной способности соединительного элемента, от практически открытого соединительного элемента, что выравнивает давления в баллоне и резервуаре, до почти полностью закрытого, что отсекает баллон от резервуара [3].

При этих допущениях определяем зависимости избыточного давления p 1 в баллоне от времени t . На основе полученных данных по давлениям можно сделать заключения о работе, совершаемой системой, ее эквивалентные коэффициенты жесткости и вязкости при тех или иных условиях работы.

Результаты

Получены графики зависимости по трем законам изменения давлений жесткостных и вязкостных характеристик пневматического подвешивания, а так же определена работа системы в зависимости от пропускной способности соединительного элемента (рис. 3–5):

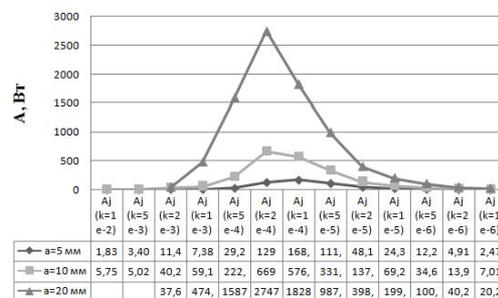


Рис. 3. Зависимость работы системы от пневматического сопротивления элемента при $\sqrt{(p_1 - p_2)}$

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

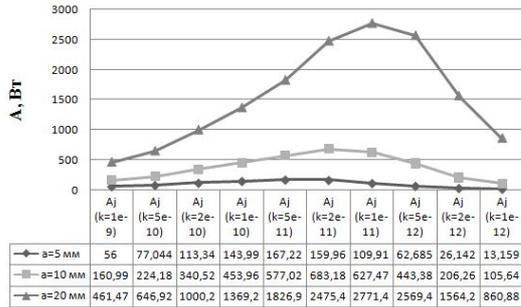


Рис. 4. Зависимость работы системы от пневматического сопротивления элемента при $(p_1 - p_2)$

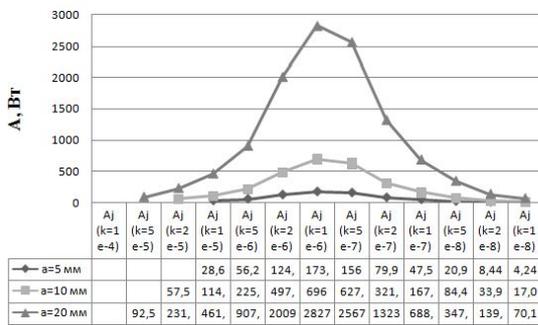


Рис. 5. Зависимость работы системы от пневматического сопротивления элемента при $(p_1 - p_2)^2$

Как видно из приведенных выше графиков, наименьшие пиковые значение выполняемой работы, система показывает при зависимости изменения разности давлений $\sqrt{(p_1 - p_2)}$. Также, при зависимости $\sqrt{(p_1 - p_2)}$ максимальный уровень работы системы достигается в начале цикла открытия соединительного элемента, что позволяет достигнуть пикового значения работоспособности системы за более короткий промежуток времени, нежели у систем с зависимостями изменения давления $(p_1 - p_2)$, $(p_1 - p_2)^2$.

Также закономерно, что наибольшая работа, выполняемая системой, приходится на амплитуду колебаний в 0,020 м, тогда как при амплитуде колебаний в 0,0050 м изменение работы системы при уменьшении пропускной способности соединительного элемента незначительно.

Анализируя формулу (3), можно прийти к выводу, что чем больше работа, которую совершает система, тем выше давление необхо-

димо поддерживать в баллоне для ее качественной работы, что, в свою очередь, может привести к усложнению системы питания ресоры. Однако основополагающими показателями для работы ресоры будут жесткость и вязкость, а не ее работа. Поэтому целесообразно будет проанализировать эти показатели для всех трех зависимостей изменения давления.

При указанном выше законе перемещения опорной поверхности ресоры, сдвиг фаз между p_1 и z практически отсутствует, что дает возможность оценить величину жесткости ресоры по формуле (4). Тогда как эквивалентный коэффициент вязкости определяем как коэффициент вязкости гидравлического гасителя, который за один цикл колебаний поглощает ту же энергию, что и пневматическая ресора по формуле (5).

Получаем следующие графики зависимости коэффициентов жесткости и вязкости ресоры от параметров, характеризующих пневматическое сопротивление элемента, который соединяет баллон с дополнительным резервуаром (рис. 6–11):

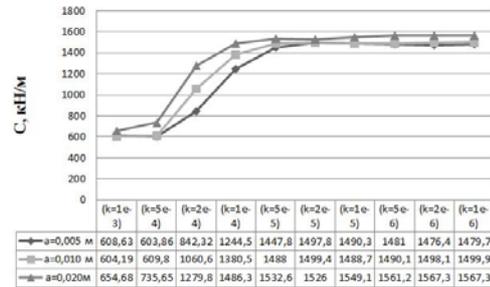


Рис. 6. График зависимости коэффициента жесткости от параметров, характеризующих пневматическое сопротивление элемента при $\sqrt{(p_1 - p_2)}$

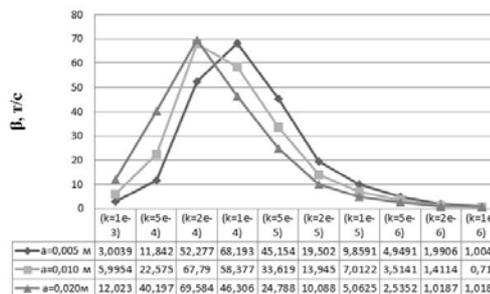


Рис. 7. График зависимости коэффициента вязкости от параметров, характеризующих пневматическое сопротивление элемента при $\sqrt{(p_1 - p_2)}$

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

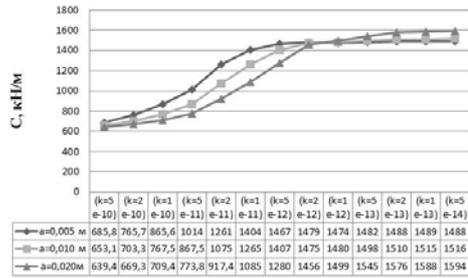


Рис. 8. График зависимости коэффициента жесткости от параметров, характеризующих пневматическое сопротивление элемента при $(p_1 - p_2)^2$

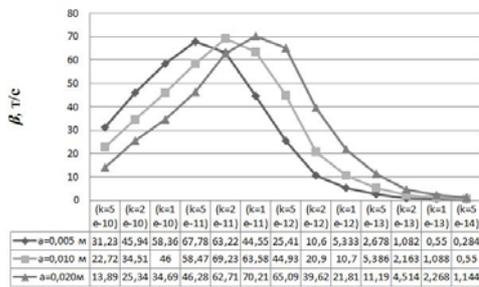


Рис. 9. График зависимости коэффициента вязкости от параметров, характеризующих пневматическое сопротивление элемента при $(p_1 - p_2)^2$

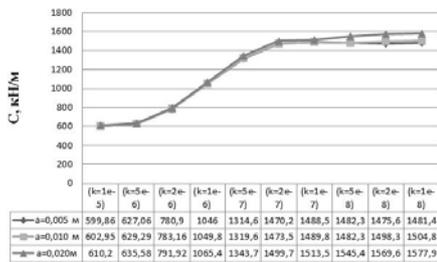


Рис. 10. График зависимости коэффициента жесткости от параметров, характеризующих пневматическое сопротивление элемента при $(p_1 - p_2)$

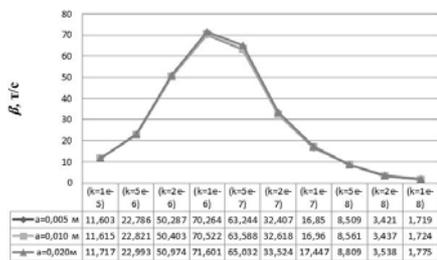


Рис. 11. График зависимости коэффициента вязкости от параметров, характеризующих пневматическое сопротивление элемента при $(p_1 - p_2)$

При увеличении коэффициента вязкости, плавность работы системы, а соответственно и уровень комфорта пассажиров повышается. Из графиков видно, что скорейшее достижение максимальной вязкости наблюдается при

$$\sqrt{(p_1 - p_2)},$$

однако этот показатель несколько ниже, чем при $(p_1 - p_2)^2$ и $(p_1 - p_2)$.

Научная новизна и практическая значимость

Разработанная схема позволяет выявить оптимальные параметры упругих и демпфирующих свойств пневматической системы в зависимости от пневматического сопротивления соединительного элемента. Практическая значимость заключается в возможности прогнозирования параметров упругих и демпфирующих свойств пневматической системы в зависимости от пневматического сопротивления соединительного элемента, позволит улучшить ходовые характеристики вагонов, повысить комфортабельность перевозки пассажиров, а так же снизить износ подвижного состава и рельсовой колеи вследствие взаимодействия экипаж-путь.

Выводы

Анализируя вышеприведенные графики, можно заключить, что коэффициент жесткости системы значительно увеличивается при увеличении сопротивления, создаваемого соединительным элементом, при этом вязкость системы стремится к нулю, что неблагоприятно сказывается на демпфирующих способностях системы. В свою очередь, вязкость системы наибольшая при среднем значении сопротивления потоку, создаваемого соединительным элементом. Причем, система достигает максимального значения коэффициента вязкости при среднем значении коэффициента жесткости, что свидетельствует о благотворном влиянии на демпфирующие качества системы наличия элемента с переменным пневматическим сопротивлением, соединяющего баллон с дополнительным резервуаром.

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Басов, Г. Г. Теоретичні й експериментальні дослідження екіпажної частини тепловозів : навч. посібник / Г. Г. Басов, В. І. Нестеренко. – Луганськ : Ноулідж, 2011. – 247 с.
2. Войткова, Т. Г. Основы гидравлики : учеб. пособие / Т. Г. Войткова. – Иркутск : ИрГТУ, 2007. – 68 с.
3. Голечков, И. Ю. Об алгоритме оптимизации динамических параметров рельсового экипажа / И. Ю. Голечков, О. В. Дружинина, О. Н. Карпеченкова // Информ.-телекоммуник. технологии и математ. моделирование высокотехнолог. систем : тез. докл. Всерос. конф. с междунар. участием. – Москва, 2012. – С. 258–260.
4. Горобец, В. Л. Улучшение динамических характеристик тягового подвижного состава с использованием управления гашением энергии колебаний / В. Л. Горобец, Н. П. Снитко, А. Д. Лашко // Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Дніпропетровськ, 2011. – Вип. 36. – С. 7–15.
5. Ибраев, Б. М. Параметры пневматического рессорного подвешивания рельсового автобуса для Казахстанской железной дороги : автореф. дис. канд. техн. наук : 05.22.07 / Ибраев Бейбит Максutowич ; Моск. гос. ун-т путей сообщения. – Москва, 2009. – 24 с.
6. Камаев, В. А. Оптимизация параметров ходовых частей железнодорожного подвижного состава / В. А. Камаев. – Москва : Машиностроение, 1980. – 215 с.
7. Макаренко, Ю. В. Результаты исследования системы пневматического рессорного подвешивания транспортного средства с микропроцессорным направлением / Ю. В. Макаренко, В. Н. Балеv, В. Г. Маслиев // Вестн. нац. техн. ун-та «ХПИ». – Харьков, 2001. – № 18. – С. 70–83.
8. Мелихов, А. Н. Эффективная система демпфирования пневморессоры скоростного подвижного состава : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.22.07 / Мелихов Александр Николаевич ; Моск. гос. ун-т путей сообщ. – Москва, 1994. – 22 с.
9. Механическая часть тягового подвижного состава : учеб. для вузов ж.-д. трансп. / И. Б. Бирюков, А. Н. Савойский, Г. П. Бурчак [и др.] ; под ред. И. В. Бирюкова. – Москва : Транспорт, 1992. – 440 с.
10. Создание отечественных пассажирских вагонов на тележках с пневматическим подвешиванием / И. В. Приходько, В. Н. Дузик, С. В. Лутонин [и др.] // Развитие науч. школы трансп. механики : тез. междунар. науч.-техн. конф. (5.12.2013) / Мин-во образования и науки Украины ; Днепропетр. нац. ун-т ж.-д. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Днепропетровск, 2013. – С. 40–45.
11. Чухарева, Н. В. Расчет простых и сложных газопроводов / Н. В. Чухарева. – Томск : Изд-во Томск. политехн. ун-та, 2010. – 13 с.
12. Iwnicki, S. Handbook of Railway Vehicle Dynamics / S. Iwnicki. – New York : Taylor & Francis Group, 2006. – 527 p. doi: 10.1201/9781420004892.
13. Modeling of the three-dimensional flow of polymer melt in a convergent channel of rectangular cross-section / K. B. Koshelev, G. V. Pyshnograï, M. Yu. Tolstykh // Fluid Dynamics. – 2015. – Vol. 50. – Iss. 3. – P 315–321. doi: 10.1134/s0015462815030011.
14. Presthrus, M. Derevation of air spring model parameters for train simulation: Master of Science program [Электронный ресурс] // M. Presthrus. – Sweden : Luleå University of Technology, 2002. – 75 p. — Режим доступа: <http://epubl.ltu.se/1402-1617/2002/059/LTU-EX-02059-SE.pdf>. – Загл. с экрана. – Проверено : 10.12.2015.
15. Rail applications design guide [Электронный ресурс] // Firestone Industrial Products Company. – 2005. – 52 p. – Режим доступа: <http://www.ekomafirestone.pl/pdf/airail.pdf>. – Загл. с экрана. – Проверено : 10.12.2015.
16. Leichtbau bei Schienenfahrzeugen – Bestandaufnahme und Potenziale // Elek. Bahnen. – 2013. – № 1. – С. 8–12.

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

О. Г. РЕЙДЕМЕЙСТЕР^{1*}, А. В. КІВИШЕВА^{2*}

^{1*}Каф. «Вагони та вагонне господарство», Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, вул. Лазаряна, 2, Дніпропетровськ, Україна, 49010, тел. +38 (056) 373 15 19, ел. пошта reidemeister@mail.ru, ORCID 0000-0001-7490-7180

^{2*}Каф. «Вагони та вагонне господарство», Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, вул. Лазаряна, 2, Дніпропетровськ, Україна, 49010, тел. +38 (056) 373 15 19, ел. пошта nastaci@yahoo.com, ORCID 0000-0001-8811-7243

ЗАЛЕЖНІСТЬ ВЛАСТИВОСТЕЙ ПНЕВМАТИЧНОЇ РЕСОРИ ВІД ПНЕВМАТИЧНОГО ОПОРУ ДРОСЕЛЯ

Мета. В науковій роботі необхідно провести: 1) вивчення та аналіз впливу пневматичного опору дросельного елемента на пружні та демпфуючі властивості пневматичної ресори; 2) отримання залежності властивостей пневматичної ресори від величини пневматичного опору дросельного елемента. **Методика.** Розроблено модель пневматичної ресори як динамічної системи з трьома фазовими координатами (тиск у балоні і додатковому резервуарі, маса повітря в балоні). Коефіцієнти жорсткості та в'язкості визначені по відгуку системи на гармонійні кінематичні обурення. Дані для аналізу отримані шляхом зміни пропускної здатності з'єднувального елемента та закону зміни тисків між резервуаром і балоном. Коефіцієнт в'язкості розглядається як коефіцієнт в'язкості гідравлічного гасителя, який за один цикл коливань поглинає ту ж енергію, що і пневматична ресора. Процес зміни стану повітря всередині балона (резервуара) вважається адіабатичним, масова витрата повітря через сполучний елемент залежить від різниці тисків. **Результати.** Отримано графічні залежності коефіцієнтів жорсткості та в'язкості ресори від опору дроселя при трьох різних законах, що зв'язують витрати повітря через балон із різницею тисків у балоні та резервуарі. При граничних (як великих, так і менших) значеннях опору в'язкість ресори прагне до нуля, досягаючи максимуму в середньому діапазоні величин опору. Жорсткість монотонно зростає при збільшенні опору, прагнучи до меж, відповідним відсутності додаткового резервуару (при великому опорі) і збільшення обсягу балона на обсяг резервуара (при малому опорі). **Наукова новизна.** Розроблена схема дозволяє виявити оптимальні параметри пружних та демпфуючих властивостей пневматичної системи, залежно від пневматичного опору дросельного елемента. **Практична значимість.** Можливість прогнозування параметрів пружних та демпфуючих властивостей пневматичної системи, залежно від пневматичного опору дросельного елемента, дозволить поліпшити ходові характеристики вагонів, підвищити комфортабельність перевезення пасажирів, а також знизити знос рухомого складу та рейкової колії внаслідок взаємодії екіпаж-шлях.

Ключові слова: ресорне підвішування; пневматична ресора; коефіцієнт в'язкості; коефіцієнт жорсткості

О. Н. REIDEMEISTER^{1*}, А. V. KIVISHEVA^{2*}

^{1*}Dep. «Car and Car Facilities», Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Lazaryan St., 2, Dnipropetrovsk, Ukraine, 49010, tel. +38 (056) 373 15 04, e-mail reidemeister@mail.ru, ORCID 0000-0001-7490-7180

^{2*}Dep. «Car and Car Facilities», Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Lazaryan St., 2, Dnipropetrovsk, Ukraine, 49010, tel. +38 (056) 373 15 04, e-mail nastaci@yahoo.com, ORCID 0000-0001-8811-7243

DEPENDENCE OF AIR SPRING PARAMETERS ON THROTTLE RESISTANCE

Purpose. In this paper it is necessary to conduct: 1) research and analyse the influence of throttle element pneumatic resistance on elastic and damping parameters of air spring; 2) to obtain the dependence of air spring parameters on throttle element pneumatic resistance value. **Methodology.** The work presents the elaborated model of the air spring as a dynamic system with three phase coordinates (cylinder pressure, auxiliary reservoir pressure, cylinder air mass). Stiffness and viscosity coefficients were determined on the basis of system response to harmonic kinematic disturbance. The data for the analysis are obtained by changing the capacity of the connecting element and the law of pressure variation between the reservoir and the cylinder. The viscosity coefficient is regarded as the viscosity

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

ratio of the hydraulic damper, which for one oscillation cycle consumes the same energy as the air spring. The process of air condition change inside the cylinder (reservoir) is considered to be adiabatic; the mass air flow through the connecting element depends on the pressure difference. **Findings.** We obtained the curves for spring viscosity and stiffness coefficients dependence on the throttle resistance at three different laws, linking airflow through the cylinder with the pressure difference in cylinder and reservoir. At both maximum and minimum limiting resistance values the spring viscosity tends to zero, reaching its peak in the mean resistance values. Stiffness increases monotonically with increasing resistance, tends to the limit corresponding to the absence of an auxiliary reservoir (at high resistance) and the increase in cylinder volume by the reservoir volume (at low resistance). **Originality.** The designed scheme allows determining the optimal parameters of elastic and damping properties of the pneumatic system as function of the throttle element air resistance. **Practical value.** The ability to predict the parameters of elastic and damping properties of the pneumatic system as function of the throttle element air resistance will improve the running performance of carriages, the comfort of passenger transportation and reduce the wear of the rolling stock and the track caused by interaction of carriage and rails.

Keywords: spring suspension; air spring; viscosity coefficient; stiffness coefficient

REFERENCES

1. Basov H.H., Nesterenko V.I. *Teoretychni y eksperymentalni doslidzhennia ekipazhnoi chastyny teplovoziv* [Theoretical and experimental studies of vehicle-parts for locomotives]. Luhansk, Noulidzh Publ., 2011. 247 p.
2. Voytkova T.G. *Osnovy gidravliki* [Fundamentals of hydraulics]. Irkutsk, IrGTU Publ., 2007. 68 p.
3. Golechkov I.Yu., Druzhinina O.V., Karpechenkova O.N. Ob algoritme optimizatsii dinamicheskikh parametrov relsovogo ekipazha [About optimization algorithm of dynamic parameters for rail vehicle]. *Tezisy dokladov Vserossiyskoy konferentsii s mezhdunarodnym uchastiyem «Informatsionno-telekomunikativnyye tekhnologii i matematicheskoye modelirovaniye vysokotekhnologicheskikh system»* [Abstracts of All Russian Conf. with Intern. Participation «Information and telecommunication technologies and mathematical modeling of hightech systems»]. Moscow, 2012, pp. 258-260.
4. Gorobets V.L., Snitko N.P., Lashko A.D. Uluchsheniye dinamicheskikh kharakteristik tyagovogo podvizhnogo sostava s ispolzovaniyem upravleniya gasheniyyem energii kolebaniy [The diagnostic specifications improvement for rolling stock's traction with using of damping control of vibrational energy]. *Visnyk Dnipropetrovskoho natsionalnoho universytetu zaliznychnoho transportu imeni akademika V. Lazaryana* [Bulletin of Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan], 2011, issue 36, pp. 7-15.
5. Ibraeyv B.M. *Parametry pnevmaticheskogo resornogo podveshvaniya relsovogo avtobusa dlya kazakhstanskoy zheleznoy dorogi*. Avtoreferat. Diss. Kand. [Parameters of pneumatic spring suspension of the rail bus for the Kazakh Railways. Abstract of Cand. Diss.]. Moscow, 2009. 24 p.
6. Kamaev V.A. *Optimizatsiya parametrov khodovykh chastey zheleznodorozhnogo podvizhnogo sostava* [Optimization of running parts parameters of railway rolling stock]. Moscow, Mashinostroeniye Publ., 1980. 215 p.
7. Makarenko Yu.V., Balev V.N., Masliyev V.G. Rezultaty issledovaniya sistemy pnevmaticheskogo resornogo podveshvaniya transportnogo sredstva s mikroprotseornym napravleniyem [System research results of the pneumatic spring suspension of a vehicle with microprocessor direction]. *Vestnik natsionalnogo tekhnicheskogo universitetata «KhPI»* [Bulletin of National Technical university «KhPI»]. 2001, no. 18, pp. 70-83.
8. Melikhov A.N. *Effektivnaya sistema dempfirovaniya pnevmoressory skorostnogo podvizhnogo sostava*. Avtoreferat. Diss. Kand [An effective damping system of spring-base for rolling stock. Abstract of Cand. Diss.]. Moscow, 1994. 22 p.
9. Biryukov I.B., Savoyskin A.N., Burchak G.P. *Mekhanicheskaya chast tyagovogo podvizhnogo sostava* [Mechanical part of traction rolling stock]. Moscow, Transport Publ., 1992. 440 p.
10. Prikhodko I.V., Duzik V.N., Lutonin S.V. Sozdaniye otechestvennykh passazhirskikh vagonov na telezhkakh s pnevmaticheskim podveshivaniyem [Creation of domestic passenger cars on air suspension trucks]. *Tezisy mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii «Razvitiye nauchnoy shkoly transportnoy mekhaniki (5.12.2013)»* [«Abstracts of Intern. Sci. and Practical Conf. «Scientific school development of Transport Mechanics»]. Dnepropetrovsk, 2013, pp. 40-45.
11. Chukhareva N.V. *Raschet prostykh i slozhnykh gazoprovodov* [Calculation of simple and complex gas pipeline]. Tomsk, Tomskiy Politekhnikheskiy Universitet Publ., 2010. 13 p.

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

12. Iwnicki S. Handbook of Railway Vehicle Dynamics. New York, Taylor & Francis Group Publ., 2006. 527 p. doi: 10.1201/9781420004892.
13. Koshelev K.B., Pyshnograï G.V., Tolstykh M.Yu. Modeling of the three-dimensional flow of polymer melt in a convergent channel of rectangular cross-section. *Fluid Dynamics*, 2015, vol. 50, issue 3, pp. 315-321. doi: 10.1134/s0015462815030011.
14. Presthus M. Derivation of air spring model parameters for train simulation: Master of Science program. 2002. 75 p. Available at: <http://epubl.ltu.se/1402-1617/2002/059/LTU-EX-02059-SE.pdf> (Accessed 10 December 2015).
15. Rail applications design guide. Firestone Industrial Products Company. 2005. 52 p. Available at: <http://www.ekomafirestone.pl/pdf/airail.pdf> (Accessed 10 December 2015).
16. Leichtbau bei Schienfahrzeugen – Bestandsaufnahme und Potenziale. *Elek. Bahnen*, 2013, no. 1, pp. 8–12.

*Статья рекомендована к публикации д.т.н, главн. научн. сотр. В. Л. Горобцом (Украина);
к.т.н. Т. В. Шелейко (Украина)*

Поступила в редколлегию: 11.12.2015

Принята к печати: 25.03.2016