



Динамика подвижного состава и выбор параметров гасителей колебаний



Любовь СЛАДКОВА



Алексей НЕКЛЮДОВ

Любовь Александровна Сладкова¹,
Алексей Николаевич Неклюдов²

^{1,2} Российский университет транспорта, Москва,
Россия.

✉ ¹ rich.cat2012@yandex.ru.

АННОТАЦИЯ

К современному железнодорожному подвижному составу предъявляются требования комфортности (максимальная скорость передвижения при минимальных колебаниях вагонов, бесшумность движения и т.п.).

Для устранения влияния динамических нагрузок подвижной состав оснащён гасителями колебаний. Целью работы является выбор параметров гасителей колебаний подвижного состава, в зависимости от его характеристик, для обеспечения показателей комфортности и безопасности передвижения пассажиров и грузов железнодорожным транспортом. Для достижения поставленной цели применялись методы математического моделирования с использованием численного программирования работы динамических систем. Показатели гасителей колебаний оценивают по результатам исследований показателей динамики подвижного состава (в частности, виброзащиты).

Для оценки динамического состояния подвижного состава применяют методы математического и физического моделирования, которые включают разработку физико-математической модели, алгоритма вычисления и программирования на ЭВМ. Исследование математической модели численными методами позволяет провести многофакторный эксперимент, используя большое число входных параметров (факторов), и выбрать оптимальные для рассматриваемых условий характеристики конструкции гасителей колебаний.

Для решения динамических задач использовалась получившая наибольшее распространение модель гармоническо-

го возмущения, задаваемого в виде синусоиды с периодом, соответствующим длине рельсового звена.

Количественная оценка процесса колебаний (частота, амплитуда) позволяет также выявлять основные процессы, протекающие в рассматриваемой системе при различных видах внешней нагрузки. Введённые допущения, связанные с жёсткостью, подвижностью и геометрической неизменяемостью системы, позволяют определить методы получения математической модели и рассматривать колебания плоскими.

Решение уравнений проводилось в пакете MathCad Prime 4.0 с использованием метода Рунге–Кутты с автоматическим выбором шага. Последующее изучение свойств динамической системы проводилось путём изменения параметра сопротивления гасителей первой ступени рессорного подвешивания, при этом фиксировались значения амплитуды колебаний системы и период.

Анализ результатов показал, что период колебаний кузова и тележек при любых изменениях параметра сопротивления гидрогасителя остаётся неизменным. При заданных показателях определены рациональные параметры сопротивления буксовых гасителей. Используемые на подвижном составе гидравлические гасители колебаний с указанными параметрами способствуют снижению износа и повреждаемости ходовых частей, улучшению плавности хода и безопасности движения, а также снижению затрат на ремонт и техническое обслуживание.

Ключевые слова: железная дорога, динамика, подвижный состав, гаситель колебаний, оценка параметров, математическая модель, колебательный процесс, амплитуда, перемещение, скорость, ускорение, движение.

Для цитирования: Сладкова Л. А., Неклюдов А. Н. Динамика подвижного состава и выбор параметров гасителей колебаний // Мир транспорта. 2021. Т. 19. № 4 (95). С. 13–20. DOI: <https://doi.org/10.30932/1992-3252-2021-19-4-2>.

**Полный текст статьи на английском языке публикуется во второй части данного выпуска.
The full text of the article in English is published in the second part of the issue.**

ВВЕДЕНИЕ

Для успешного продвижения товаров на мировом рынке производитель подвижного состава железнодорожного транспорта не может и не должен руководствоваться только требованиями, обусловленными техническими показателями, такими как прочность, жёсткость, устойчивость, так как предъявляются и требования комфортности (максимальная скорость передвижения при минимальных колебаниях вагонов, бесшумность движения и т. п.). Последние факторы важны и для транспортирования грузов различного назначения.

Существующие в настоящее время вагоны для перевозки пассажиров не всегда соответствуют требованиям комфортности и безопасности. Необходимо разрабатывать и создавать новые виды экипажей, которые не только бы отвечали современным мировым стандартам, но и превосходили их.

В то же время в современной научно-технической литературе (например, [1, с. 13]) основное внимание уделяется зачастую не комфортности перевозок, а их безопасности, причём эти требования в отдельных регионах или каждой стране различные. В последние годы эти требования всё чаще затрагивают пассажирские составы высокоскоростных линий. В Европе, например, они регламентируются Европейским железнодорожным агентством (ERA)¹, в США – Министерством транспорта и Федеральной железнодорожной администрацией².

Известно, что элементы конструкций подвижного состава воспринимают весовые нагрузки, а также нагрузки, возникающие в режиме неустановившегося движения (тяговые, торможения), инерционные, возникающие при движении в криволинейных участках

пути. Перечисленные нагрузки относятся к нагрузкам статического действия. В основе возникновения динамических нагрузок лежит передвижение экипажа по железнодорожному пути с геометрическими и силовыми неровностями.

Для устранения влияния динамических нагрузок современный подвижной состав оснащён гасителями колебаний. Выбор их параметров в зависимости от характеристик подвижного состава для обеспечения показателей комфортности и безопасности передвижения пассажиров и грузов железнодорожным транспортом до сих пор проводится методом подбора.

Целью работы является оценка параметров гасителей колебаний подвижного состава, в зависимости от действия динамических нагрузок с определёнными показателями. Для этого применялись численные методы математического и физического моделирования с использованием программного продукта MathCad с последующим анализом полученных результатов.

РЕЗУЛЬТАТЫ

Показатели динамических качеств подвижного состава

Возникающие в результате действия динамических нагрузок колебательные процессы оцениваются показателями динамических качеств (ПДК) подвижного состава. К ним относятся [2, с. 148]:

- виброзащита – степень защиты оборудования локомотива и железнодорожного пути от вибраций, возникающих при движении;
- безопасность движения – степень обеспечения безопасности при движении;
- плавность хода – степень воздействия вибраций подвижного состава на организм человека.

Эти показатели оценивают по результатам исследований динамики подвижного состава. Остановимся более подробно на основных показателях гасителей колебаний. Это:

- максимальные значения величин ускорений кузова в вертикальном и горизонтальном направлениях, $\ddot{q}_{\max}$;
- максимальные величины перемещений в конечных точках кузова $q_{\max}$, определяемые габаритами и условиями работы автосцепок;
- максимальные значения коэффициентов динамичности в горизонтальном ($K_{\text{дг}}$) и вертикальном направлениях первой ($K_{\text{д1}}$) и вто-

¹ Например, разделы B-11 Applicable national technical rules for vehicles; B-12 Vehicle authorisations в Докладе о железнодорожной безопасности и интероперабельности в Евросоюзе (Report on Railway Safety and Interoperability in the EU. European Union Agency for Railways, 2020). [Электронный ресурс]: https://www.era.europa.eu/sites/default/files/library/docs/safety_interoperability_progress_reports/report_on_railway_safety_and_interoperability_in_the_eu_2020_en.pdf. Доступ 17.02.2021.

² Например, Passenger Equipment Safety Standards; Standards for Alternative Compliance and High-Speed Trainsets. A Rule by the Federal Railroad Administration on 11/21/2018. [Электронный ресурс]: <https://www.federalregister.gov/documents/2018/11/21/2018-25020/passenger-equipment-safety-standards-standards-for-alternative-compliance-and-high-speed-trainsets>. Доступ 17.02.2021.

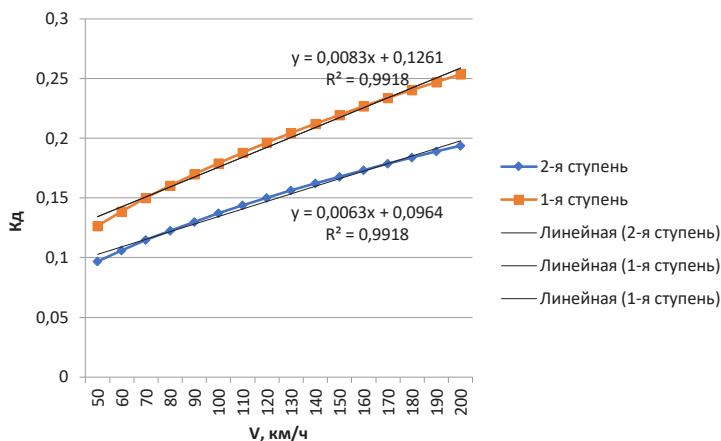


Рис. 1. Графики зависимости $K_{д1}$ и $K_{д2}$ от скорости движения экипажа V (составлено авторами).

рой ($K_{д2}$) ступеней рессорного подвешивания [2, с. 232];

- коэффициенты запаса величины прогиба пружин на динамику $K_{кз}$.

Максимальные перемещения концов кузова определяют, по известной формуле, как сумму:

$$q_{\max} = 0,5(\Delta q_{2-1\max} + \Delta q_{2-2\max}) + a \frac{\Delta q_{2-1\max} + \Delta q_{2-2\max}}{2a_2},$$

где $\Delta q_{2-1\max}$ и $\Delta q_{2-2\max}$ – максимальные прогибы пружин (хода штока гидрогасителя) центрального подвешивания первой и второй тележек, соответственно;

a_2 , a_k – половина базы и длины кузова, соответственно.

Показатель горизонтальной динамики $K_{дг}$ определяется по формуле:

$$\sum F_{KY} = R_A + R_B - Q - P = -3,125 + 98,25 - 20 - 75 = 0,125 \approx 0;$$

$$K_{дг} = \frac{Y_p^{\text{дин}}}{P_0},$$

где $Y_p^{\text{дин}}$ – динамическая составляющая горизонтальной максимальной рамной силы (рамные силы – поперечные силы взаимодействия между колёсной парой и рамой тележки единицы железнодорожного подвижного состава);

P_0 – осевая нагрузка.

Изменения показателей динамики первой и второй ступеней приведены на рис. 1.

На рис. 1 видно, что зависимость показателей вертикальной динамики первой $K_{д1}$ и второй $K_{д2}$ ступени рессорного подвешивания от скорости перемещения экипажа рационально определять по линейной зависимости типа $y = ax + b$, о чём свидетельствуют величины дисперсий, которые стремятся к едини-

це для каждой полученной функции. Причём видно, что при увеличении скорости происходит снижение динамического коэффициента. Например, при скорости, равной 200 км/час, он снижается в 1,37 раза, что говорит о пересмотре параметров гидравлических гасителей для высокоскоростного подвижного состава.

Нарушение показателей плавности хода из-за действия вибраций в переходных и установившихся режимах движения негативно отражается на работоспособности машинистов, обслуживающего персонала и самочувствии пассажиров. Они оцениваются различными показателями: частотой и амплитудой колебаний.

Авторы многочисленных исследований [3, с. 1–4; 4, с. 1–3] отмечают негативное воздействие вибраций на организм человека, которое ведёт к необратимым последствиям, связанным с изменением его физического и психологического состояния, которое со временем усугубляется ввиду накопительного характера воздействия колебаний.

Методы математического и физического моделирования показателей динамического состояния подвижного состава

Для определения показателей динамического состояния подвижного состава при проектировании широко используют методы математического и физического моделирования. Метод математического моделирования включает разработку физико-математической модели, алгоритма вычисления и программирования на ЭВМ. Исследование математической модели численными методами позволяет провести большое количество численных



экспериментов с перебором (варьированием) силовых, грузовых и других параметров экипажа, условий его работы, что позволяет выбрать оптимальные для заданных (выбранных) условий параметры конструкции гасителей колебаний.

Технические задачи, связанные с колебательными процессами, основаны на составлении и решении многомассовых систем дифференциальных уравнений (ДУ), которые, как правило, решаются численными методами. Полученные в результате решения результаты позволяют получить математическую модель процесса, протекающего в системе, и оценить параметры колебательного процесса количественно. В нашем случае система дифференциальных уравнений исследуемой системы составлена на основе разработанной расчётной схемы [5, с. 17; 6, с. 125] и является двухмассовой. При разработке расчётной схемы, исходя из условий и цели исследований, были учтены внешние силы, оказывающие влияние на динамическое состояние рассматриваемого подвижного состава как технической системы.

При создании динамической модели в качестве факторов внешнего воздействия были приняты тактико-технические характеристики подвижного состава, которые в математическом выражении были представлены как «гармоническое возмущение», выраженное в виде функции синуса с аргументом, соответствующим длине рельсового звена [5, с. 17; 6, с. 125; 7, с. 192]. Такой выбор входных параметров характерен, например, при проходе одиночной неровности пути, входе в кривую, ударе на стыке рельса, соударении экипажей и др. Установлено [6, с. 131; 7, с. 214], что диссипативные характеристики подвижного состава железных дорог, к которым относятся свободные колебания, затухают в течение непродолжительного времени. Исходя из этого, определение показателей динамических качеств будем рассматривать в режиме установившихся вынужденных колебаний.

Известно [8, с. 230], что возмущения, вызывающие вынужденные колебания в подвижном составе, можно разделить на:

- кинематические;
- силовые;
- параметрические.

Кинематические возмущения возникают из-за геометрических неровностей пути

в профиле и плане, неровностей на поверхности катания колеса. Возбудителем силовых колебаний являются тяговый момент, периодические силы от дисбаланса вращающихся частей дизелей, электрических машин, компрессоров и т. п. Параметрические возмущения обусловлены изменениями какого-либо параметра системы, например, износа.

При анализе колебаний экипажа его собственные колебания можно представить в виде дифференциального уравнения второго порядка с отсутствующей правой частью:

$$M\ddot{q} + B\dot{q} + Cq = 0. \quad (1)$$

Определение параметров колебательного процесса экипажа подвижного состава (собственная частота и амплитуда) позволит принять решение по выбору гасителя колебаний, сводящего сам процесс колебаний к минимуму. Поставленная задача решается при малых отклонениях системы от положения равновесия. При исследовании колебательного процесса, полученного в результате анализа рассматриваемой модели, важным показателем является устойчивость движения, которая сводится к исследованию нулевого решения системы по линеаризованным уравнениям возмущённого движения системы, что является необходимым, но недостаточным условием обеспечения устойчивой работы рассматриваемой системы. Дальнейший анализ модели в зависимости от действия внешней нагрузки в виде вынужденных колебаний позволяет определить показатели динамических качеств вагона.

Результаты практического исследования

Исследование модели проводилось на платформе программного комплекса MathCad. Полученные результаты позволяют оценить влияние изменений параметров подвешивания на колебания подвижных частей экипажа. Изменяемыми параметрами обладает скорость движения экипажа, позволяющая определить соответствующие друг другу критические скорости и максимальные перемещения в системе подвешивания. И также, изменяя параметры подвешивания, можно наметить пути уменьшения негативных явлений. Такой подход к решению задачи называют прямым моделированием [7, с. 72; 9, с. 42; 10, с. 54; 11 с. 92].

Решение дифференциальных уравнений движения экипажа численными методами

Таблица 1

Исходные данные расчётной схемы колебаний экипажа
в вертикальной продольной плоскости

Параметр	Обозначение и размерность	Величина
Масса кузова брутто, тара	m_k , кг	40000•17000
Масса тележки (обрессоренная)	m_r , кг	7500
Момент инерции кузова: брутто тара	$J_{ку}$, кг•м ²	1,32•10 ⁶ 7,2•10 ⁵
Момент инерции тележки	$J_{тп}$, кг•м ²	1900
База кузова	$2a_k$, м	18
База тележки	$2a_r$, м	2,6
Вертикальная жёсткость первой ступени рессорного подвешивания	c_1 , кН/м	120
Вертикальное демпфирование первой ступени подвешивания	β_1 , кН•с/м	10
Вертикальная жёсткость одного рессорного комплекта второй ступени рессорного подвешивания: тара брутто	c_2 , кН/м	310 625
Вертикальное демпфирование одного рессорного комплекта второй ступени рессорного подвешивания	β_2 , кН•с/м	80
Скорость движения	V , м/с	45

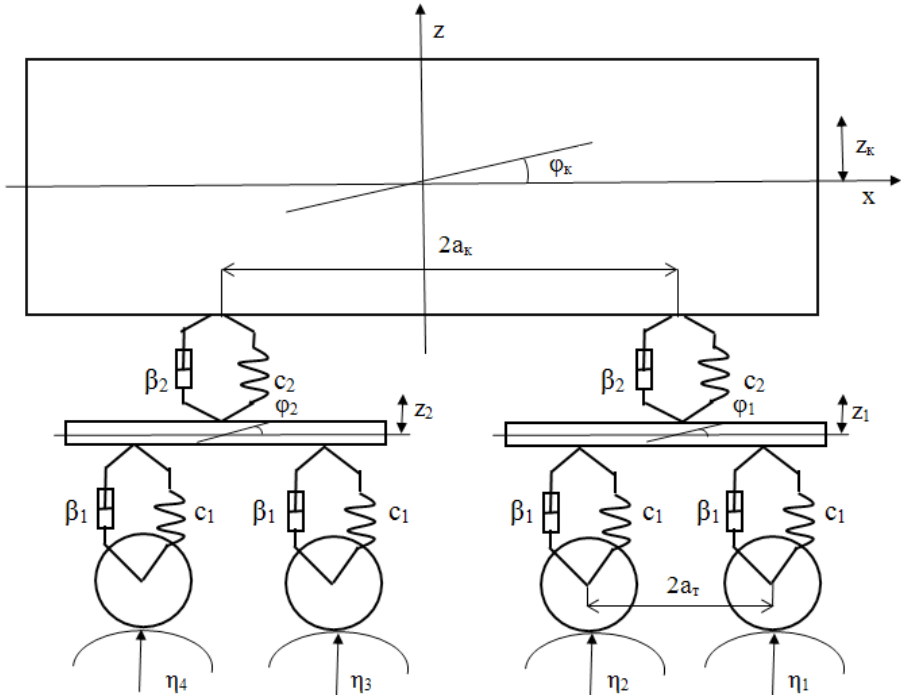


Рис. 2. Расчётная схема колебаний экипажа в вертикальной продольной плоскости [5, с. 93].

позволяет оценить основные процессы, протекающие в системе при различном сочетании внешнего воздействия. Для этого в систему вводятся нелинейные функции, не изменяющие структуру модели. Математическая модель, представленная зависимостью (1), может усложняться за счёт введения правой

части с функционалом, характеризующим колебательный процесс, что ведёт к получению новых показателей динамического движения подвижного состава.

При проведении исследований динамического режима (колебаний железнодорожного экипажа) введём следующие допущения:



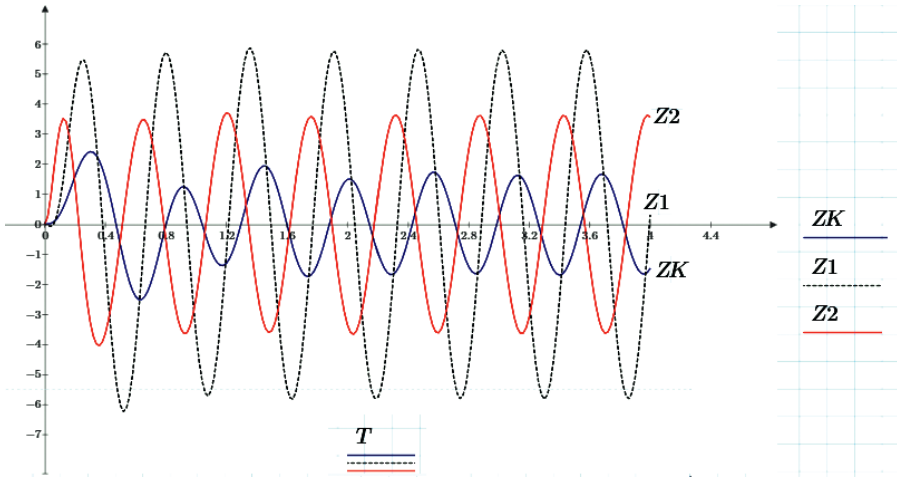


Рис. 3. Графики изменения перемещений (подпрыгивание) (составлено авторами).

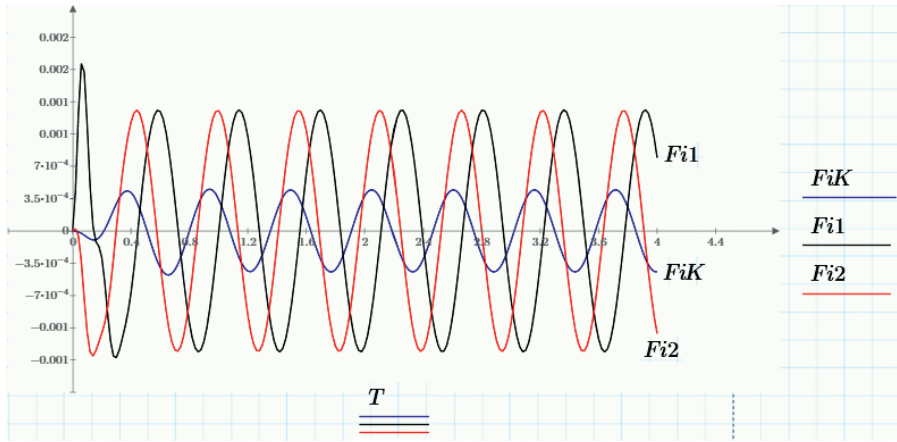


Рис. 4. Графики изменений углов поворота (галопирование) (составлено авторами).

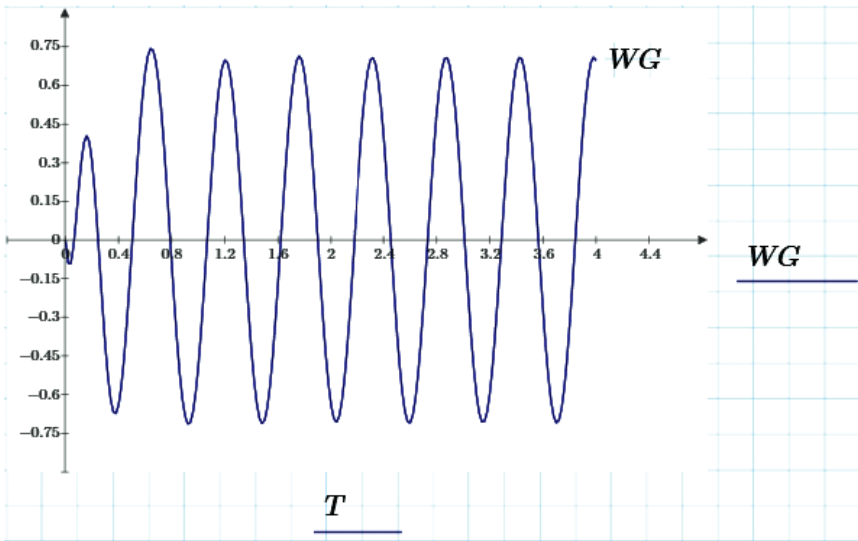


Рис. 5. График изменения ускорения кузова над тележкой (составлено авторами).

Перемещения в цветном изображении на рис. 3–5 обозначены следующим образом: z_x (синий), z_1 (пунктир) и z_2 (красный); углы поворота: φ_x (синий), φ_1 (пунктир) и φ_2 (красный).

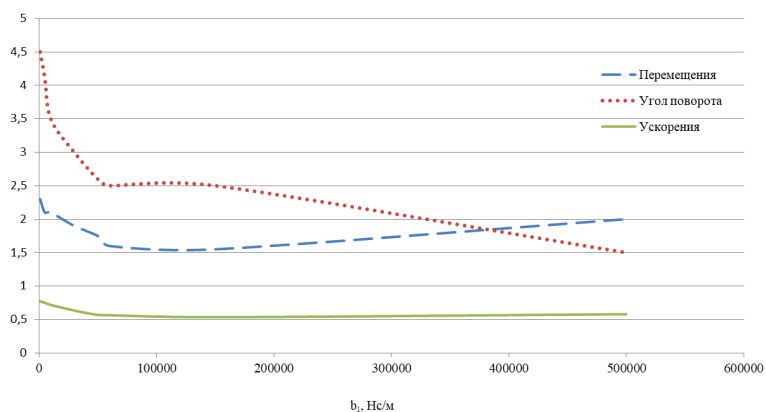


Рис. 6. Зависимость величин перемещения, угла поворота и ускорения от параметра сопротивления b_1 (составлено авторами).

- кузов и тележки вагона считаются абсолютно твёрдыми телами по сравнению с жёсткостью рессор;

- абсолютно жёстким считается путь ввиду большой жёсткости его элементов;

- рессорное подвешивание считается безынерционным ввиду малости масс, участвующих в колебании;

- силы внутреннего неупругого сопротивления в элементах пути и кузова и сопротивления среды не учитываются;

- колёсные пары находятся в постоянном контакте с рельсами;

- возмущения от правого и левого рельсов принимаются одинаковыми (последнее допущение позволяет рассматривать колебания плоскими).

Для получения математической модели колебаний в вертикальной продольной плоскости для подвижного состава, имеющего осевую формулу 2–2 с двухъярусным подвешиванием, при прохождении неровностей пути разработана расчётная схема (рис. 2).

За исходные данные расчётной схемы, представленной на рис. 2, были приняты тактико-технические характеристики подвижного состава (табл. 1).

Рассматривая расчётную схему как двухмассовую систему, запишем системы дифференциальных уравнений колебаний:

– кузова:

$$m_k \ddot{z}_k + \beta_2 (2\dot{z}_k - \dot{z}_1 - \dot{z}_2) + c_2 (2z_k - z_1 - z_2) = 0$$

$$J_{ky} \ddot{\phi}_k + \beta_2 a_k (2a_k \dot{\phi}_k - \dot{z}_1 + \dot{z}_2) + c_2 a_k (2a_k \phi_k - z_1 + z_2) = 0 ;$$

– первой тележки:

$$m_m \ddot{z}_1 - \beta_2 (\dot{z}_k - \dot{z}_1 + a_k \dot{\phi}_k) - c_2 (z_k - z_1 + a_k \phi_k) + 2\beta_1 \dot{z}_1 + 2c_1 z_1 = \beta_1 (\dot{\eta}_1 + \dot{\eta}_2) + c_1 (\eta_1 + \eta_2)$$

$$J_{my} \ddot{\phi}_1 + 2\beta_1 a_m^2 \dot{\phi}_1 + 2c_1 a_m^2 \phi_1 = a_m (\beta_1 (\dot{\eta}_1 - \dot{\eta}_2) + c_1 (\eta_1 - \eta_2)) ;$$

– второй тележки:

$$m_m \ddot{z}_2 - \beta_2 (\dot{z}_k - \dot{z}_2 - a_k \dot{\phi}_k) - c_2 (z_k - z_2 - a_k \phi_k) + 2\beta_1 \dot{z}_2 + 2c_1 z_2 = \beta_1 (\dot{\eta}_3 + \dot{\eta}_4) + c_1 (\eta_3 + \eta_4)$$

$$J_{my} \ddot{\phi}_2 + 2\beta_1 a_m^2 \dot{\phi}_2 + 2c_1 a_m^2 \phi_2 = a_m (\beta_1 (\dot{\eta}_3 - \dot{\eta}_4) + c_1 (\eta_3 - \eta_4)) .$$

Решение уравнений проводилось в пакете MathCad Prime 4.0 с использованием численного метода Рунге–Кутты (шаг вычислений в программном комплексе MathCad выбирается автоматически). Изучение свойств динамической системы проводилось путём изменения параметра сопротивления гасителей первой ступени рессорного подвешивания в пределах значений от 1000 до 500000 Н•с/м. При этом фиксировались значения амплитуды колебаний системы и период.

Графическая интерпретация результатов расчёта приведена на рис. 3–5.

Анализ результатов показал, что период колебаний кузова и тележек при любых изменениях параметра сопротивления гидрогасителя остаётся неизменным: для тележек равен 0,57 с, а для кузова – 0,50 с (рис. 6).

При $b_2 = 80000$ Н•с/м параметры сопротивления буксовых гасителей b_1 находятся в промежутке от 80000 до 150000 Н•с/м, поэтому их можем рекомендовать в качестве рациональных параметров. Используемые на подвижном составе гидравлические гасители колебаний с указанными параметрами способствуют снижению износа и повреждаемости ходовых частей, улучшению плавности хода и безопасности движения, а также снижению затрат на ремонт и техническое обслуживание.

ВЫВОДЫ

Безопасность движения и эксплуатации подвижного состава обусловлена совокупностью динамических показателей качества:





виброзащиты, безопасности движения и плавности хода.

Установлено, что показатель вертикальной динамики первой $K_{д1}$ и второй $K_{д2}$ ступеней рессорного подвешивания в зависимости от скорости перемещения экипажа рационально определять по линейной зависимости типа $y = ax + b$, о чём свидетельствуют величины дисперсий, которые стремятся к единице для каждой полученной функции. При увеличении скорости происходит снижение динамического коэффициента. Например, при скорости, равной 200 км/час, он снижается в 1,37 раза, что говорит о необходимости пересмотра параметров гидравлических гасителей для высокоскоростного подвижного состава.

За возмущающий фактор, действующий на рассматриваемую динамическую систему, принята модель, представляющая собой периодически изменяющуюся функцию, например, синусоиду, аргумент которой изменяется с периодом, соответствующим длине рельсового звена (многоопорная балка). Установлено, что основной характеристикой гидравлических гасителей колебаний является зависимость изменения силы сопротивления гидрогасителя от скорости перемещения поршня.

Выбранные расчётные схемы колебательного процесса в вертикальной продольной плоскости при движении экипажа позволяют оценить основные динамические свойства системы при принятых допущениях, которые не противоречат теории упругости и динамики твёрдых тел и не оказывают существенно влияния на результаты расчётов.

Анализ результатов исследования динамической модели, показал, что период колебаний для первой и второй колёсных пар при любых изменениях параметра вязкости гидrogасителей остаётся неизменным:

- для первой колёсной пары он равен 0,57 с, а для второй 0,50 с;
- амплитуда колебаний на первой колёсной паре минимальна при $b_1 = 50000$ и $b_2 = 80000$ Н·м/с (при дальнейшем соотношении эта величина начинает возрастать).

Использование на подвижном составе гидравлических гасителей колебаний с выявлен-

ными нами характеристиками, кроме требований комфортности, улучшения плавности хода и безопасности движения при перевозке пассажиров и грузов, способствуют снижению износа и повреждаемости ходовых частей вагонов и, как следствие, приводят к уменьшению затрат на их ремонт и техническое обслуживание.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Плеханов П. А. Обеспечение безопасности движения на железнодорожном транспорте в международном сообщении: отечественный опыт и зарубежная статистика // Надёжность, живучесть и безопасность. – 2017. – С. 1–8. [Электронный ресурс]: <https://docplayer.ru/39617174-Obespechenie-bezopasnosti-dvizheniya-na-zheleznodorozhnom-transporte-v-mezhdunarodnom-soobshchenii-otechestvennyy-opyt-i-zarubezhnaya-praktika.html>. Доступ 12.01.2021.
2. Амелин С. В., Смирнов М. П., Рязанцев В. И. и др. Устройство, ремонт и текущее содержание железнодорожного пути / Под ред. С. В. Амелина. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1991. – 272 с.
3. Воздействие на организм человека механических колебаний (вибрации). [Электронный ресурс]: https://studopedia.ru/11_96204_vozdeystvie-na-organizm-cheloveka-mehnicheskih-kolebaniy-vibratsii.html. Доступ 12.01.2021.
4. Негативное воздействие механических колебаний на организм человека. [Электронный ресурс]: <https://megapredmet.ru/1-56838.html>. Доступ 12.01.2021.
5. Иванов П. Г., Зарифьян А. А., Василькова Е. А. Основы механики подвижного состава: Учеб. пособие в 2 ч. – Ч. 1. – Ростов н/Д. – 2015. – 58 с. [Электронный ресурс]: <https://docplayer.ru/54635179-Osnovy-mehaniki-podvizhnogo-sostava.html>. Доступ 12.01.2021.
6. Гарг В. К., Дуккипати Р. В. Динамика подвижного состава / Пер. с англ. – Под ред. Н. А. Панькина. – М.: Транспорт, 1988. – 391 с.
7. Вершинский С. В., Данилов В. Н., Хусидов В. Д. Динамика вагона: Учебник для вузов ж.д. транспорта / Под ред. С. В. Вершинского. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1991. – 360 с.
8. Тарг С. М. Теоретическая механика. – М.: Машиностроение, 2013. – 232 с.
9. Рубан В. Г., Матва А. М. Решение задач динамики железнодорожных экипажей в пакете MathCad: Учеб. пособие. – Ростов н/Д, РГУПС, 2009. – 99 с.
10. Савоськин А. Н., Бурчак Г. П., Васильев А. П. Динамика тягового подвижного состава: Часть I. Конспект лекций по дисциплинам «Динамика систем», «Основы механики подвижного состава», «Механическая часть э.п.с.» / Под ред. А. Н. Савоськина. – М.: РУТ (МИИТ), 2017. – 91 с. [Электронный ресурс]: <https://docplayer.ru/86797403-Dinamika-tyagovogo-podvizhnogo-sostava.html>. Доступ 12.01.2021.
11. Воронин А. В. Моделирование технических систем: Учеб. пособие. – Томск: ТПУ, 2013. – 130 с. [Электронный ресурс]: <https://portal.tpu.ru/SHARED/v/VORONINAV/ycheba/Tab1/Моделирование%20технических%20сис.doc>. Доступ 26.04.2021.

Информация об авторах:

Сладкова Любовь Александровна – доктор технических наук, профессор кафедры путей, строительных машин и робототехнических комплексов Российского университета транспорта, Москва, Россия, rich.cat2012@yandex.ru.

Неклюдов Алексей Николаевич – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой путей, строительных машин и робототехнических комплексов Российского университета транспорта, Москва, Россия, neklyudov.an@gmail.com.

Статья поступила в редакцию 17.02.2021, одобрена после рецензирования 25.06.2021, принята к публикации 09.07.2021.