

Линейные ускорения опорных точек кузова



Михаил КОЗЛОВ
Mikhail P.KOZLOV

Максим КОЗЛОВ
Maxim V.KOZLOV



Василий КОТУРАНОВ
Vassily A.KOTURANOV

Козлов Михаил Петрович — кандидат технических наук, доцент кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство» Московского государственного университета путей сообщения (МИИТ).

*Козлов Максим Владимирович — кандидат технических наук, докторант МИИТ.
Котуранов Василий Андреевич — аспирант МИИТ.*

При движении вагона возмущающие силы, прилагаемые к опорным точкам кузова, меняются во времени. Симметричные нагрузки вызывают подпрыгивание, а кососимметричные — галопирование. В статье анализируются влияния колебаний подпрыгивания и галопирования кузова вагона на характеристики, определяющие безопасность движения подвижного состава, и дана методика такого анализа. При этом колебания подпрыгивания и галопирования рассматриваются применительно к различным линейным и инерционным параметрам кузовов вагонов. Исследование ведется для более точного выбора характеристик рессорного подвешивания вагонной конструкции.

Ключевые слова: рельсовый путь, вагон, ходовая часть, опорные точки кузова, линейные ускорения, подпрыгивание, галопирование, рессорное подвешивание, динамические зависимости.

Вопрос о соотношении ускорений опорных точек кузова при подпрыгивании и галопировании вагона остается актуальным. Ответ на него позволяет выяснить уровень догрузки или разгрузки ходовых частей динамическими добавками. И это может стать одним из инновационных решений при совершенствовании конструкции вагонных узлов.

Колебания кузовов подобного характера инициируются главным образом неровностями железнодорожного пути. В математических моделях колебаний возмущающие силы, вызывающие такие явления, могут представляться либо как упругие и неупругие, зависящие от жесткости и диссипативных свойств рессорного подвешивания и характеристик неровностей [1], либо как центробежные силы, зависящие от скорости движения поездов и параметров кривизны неровностей в плоскости профиля рельсового пути [2].

Будем рассматривать кузов вагона как абсолютно твердое тело. Его линейные колебания подпрыгивания обусловлены перемещениями центра масс вдоль вертикальной оси, координат, а угловые колебания галопирования возникают при повороте кузова относительно оси нормальной к плоскости расчетной схемы. Начало отсчета координат располагается в центре масс кузова.

Силы, приложенные к опорным точкам кузова (в расчетной схеме их две), меняются во времени. Их можно представить как совокупность симметричных и кососимметричных нагрузок. Первые вызывают подпрыгивание, а вторые — галопирование. Можно предположить, что их частоты будут одинаковыми и при простейшем представлении неровностей пути в виде синусоиды:

$$\eta = \eta_0 \sin \frac{2\pi v}{L_p} t, \quad (1)$$

где η — неровность пути; η_0 — амплитудное значение неровности; v — скорость движения; L_p — длина рельса; t — время.

Частота возмущающего воздействия ω_v будет определяться выражением:

$$\omega_2 = \frac{2\pi v}{L_p}.$$

Большой интерес заключается в том, что разные типы кузовов имеют одинаковое рессорное подвешивание, подбираемое, как правило, в зависимости от их массы и массы перевозимого груза. Тогда при равенстве масс элементов кузова и одинаковой грузоподъемности этих вагонов их характеристики, зависящие от колебаний подпрыгивания, не будут отличаться. Однако у таких кузовов возможны существенно различные моменты инерции, и соответственно характеристики их колебаний галопирования будут тоже различными.

В предлагаемом исследовании предпримем попытку выполнить некоторую условную оценку этих различий.

Расчетные схемы для случаев подпрыгивания и галопирования представлены на рис. 1.

Полагаем, что возмущающие силы имеют единичные амплитуды.

Уравнения, которыми будут моделироваться колебания объектов, представленных на схемах, имеют вид [1]:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{z} + \beta\dot{z} + l^2 z &= 2 \sin \omega_2 t; \\ J\ddot{\phi} + \beta l\dot{\phi} + l^2 \phi &= 2l \sin \omega_2 t. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Здесь: m — масса кузова вагона; β — суммарное вязкое трение рессорного подвешивания; S — суммарная жесткость рессорного подвешивания; J — момент инерции кузова относительно оси y ; l — половина длины базы вагона.

Согласно [1] принимаем:

$$\beta = 0,4\sqrt{l m}. \quad (3)$$

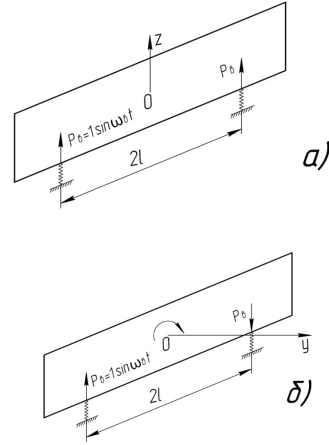


Рис. 1. Расчетные схемы: а) при колебаниях подпрыгивания (симметричная схема); б) при колебаниях галопирования (кососимметричная схема).

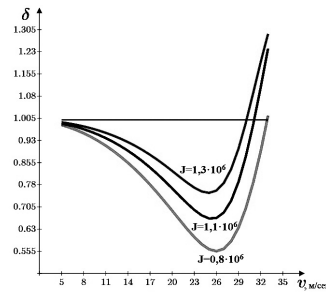


Рис. 2. Характер изменения коэффициента δ .

Правая часть уравнений отражает воздействие возмущающих нагрузок с единичными симметричными и кососимметричными амплитудами. Эти уравнения для случая установившихся колебаний предполагают известные из [3] решения, представляющие линейные z_a и угловые ϕ_a перемещения опорных точек.

$$\left. \begin{aligned} z_a &= \frac{2}{m \cdot p_2^2 \sqrt{\left(1 - \frac{\omega_2^2}{p_2^2}\right)^2 + 4n_2^2 \frac{\omega_2^2}{p_2^4}}}; \\ \phi_a &= \frac{2l}{J \cdot p_3^2 \sqrt{\left(1 - \frac{\omega_2^2}{p_3^2}\right)^2 + 4n_3^2 \frac{\omega_2^2}{p_3^4}}} \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

В формулах (4):

$p_2^2 = \frac{l}{m}$ — квадрат собственной частоты подпрыгивания;





40

$p_3^2 = \frac{l^2}{J}$ – квадрат собственной частоты галопирования;

$$2n_2 = \frac{\beta}{m}; 2n_3 = \frac{l^2 \beta}{J}.$$

Если первую формулу выражения (4) помножить на ω_2^2 , а вторую – на $\omega_3^2 l$, получим амплитуды линейных ускорений опорных точек при подпрыгивании $\ddot{z}_2$ и галопировании $\ddot{z}_3$. Их соотношение примет вид

$$\delta = \sqrt{\frac{\left(1 - \frac{\omega_2^2}{p_2^2}\right)^2 + 4n_2^2 \frac{\omega_2^2}{p_2^4}}{\left(1 - \frac{\omega_3^2}{p_3^2}\right)^2 + 4n_3^2 \frac{\omega_3^2}{p_3^4}}} \quad (5)$$

и покажет, во сколько раз ускорение при галопировании отличается от ускорения при подпрыгивании.

Изменение δ при постоянной массе m в зависимости от изменения момента инерции J и скорости v показано на рис. 2.

Анализируя полученные зависимости, можно сделать вывод, что для наиболее распространенных скоростей движения при

определении динамических воздействий на кузов наиболее значимым является величина вертикального ускорения при подпрыгивании. Однако величина вертикальных ускорений кузовов одинаковой массы, но обладающих разными моментами инерции, при галопировании в немалой степени будет оказывать влияние на ходовые качества вагона.

Ускорения при подпрыгивании доминируют над ускорениями галопирования при малых и средних скоростях движения, в то время как галопирование оказывает большее влияние на динамическую нагрузку при высоких скоростях.

Так как момент инерции кузова вагона во многом определяет его амплитуду вертикальных ускорений при колебаниях галопирования, то нельзя подбирать характеристики ходовых частей, основываясь только на массе кузова и груза.

ЛИТЕРАТУРА

1. Вершинский С. В., Данилов В. Н., Челноков И. И. Динамика вагона: Учебник для вузов ж. – д. транспорта. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1978. – 352 с.
2. Тимошенко С. П. Прочность и колебания элементов конструкций. – М.: Наука, 1975. – 704 с.
3. Бидерман В. Л. Прикладная теория механических колебаний. – М.: Высшая школа, 1972. – 416 с.

LINEAR ACCELERATIONS OF REINFORCEMENT POINTS OF THE CAR BODY

Kozlov, Mikhail P. – Ph.D. (Tech), associate professor of the department of railway cars and cars facilities of Moscow State University of Railway Engineering (MIIT), Moscow, Russia.

Kozlov, Maxim V. – Ph.D. (Tech), D. Sc. candidate of the department of railway cars and cars facilities of Moscow State University of Railway Engineering (MIIT), Moscow, Russia.

Koturanov, Vassily A. – Ph.D. student at the department of railway cars and cars facilities of Moscow State University of Railway Engineering (MIIT), Moscow, Russia.

While the rail car is moving, the disturbing forces applied to the reinforcement points of the body are also changing. Thus the symmetric load causes bouncing, and antisymmetric load causes rocking. The authors have studied the impact of oscillations of bouncing and rocking of the car body on the features which predetermine safety of the rolling stock traffic

and substantiated the methods of such analysis. The oscillations of bouncing and rocking are considered referring to different linear and inertial parameters of the cars' bodies. The authors undertake an attempt to study and assess the existing differences in linear accelerations in order to better select the features of springing of the car body.

Key words: track, rail car, moving parts, car body reinforcement points, linear accelerations, bouncing, galloping, rocking, springing, dynamic dependencies.

REFERENCES

1. Vershinsky S. V., Danilov V. N., Chelnokov I. I. Rail car dynamics [Dinamika wagona]. Textbook for rail universities. 2d ed., rev. and enlarged. Moscow, Transport editions, 1978, 352 p.
2. Timoshenko S. P. Durability and oscillations of the elements [Prochnost i kolebaniya elementov konstruktsiy]. Moscow, Nauka editions, 1975, 704 p.
3. Biderman V. L. Applied theory of mechanical oscillations [Prikladnaya teoriya mekhanicheskikh kolebaniy]. Moscow, Vysshaya shkola [Higher School] editions, 1972, 416 p.

Координаты авторов (contact information): Козлов М. П. (Kozlov M. P.) – muxacb83@yandex.ru, Козлов М. В. (Kozlov M. V.) – kozlov_maxim@mail.ru, Котуранов В. А. (Koturanov V. A.) – w.koturanov@gmail.com.

Статья поступила в редакцию / received 30.10.2012
Принята к публикации / accepted 07.02.2013