



Моделирование режима регулировочного торможения длинносоставного поезда



Олег ПУДОВИКОВ
Oleg E. PUDOVIKOV

Сергей МУРОВ
Sergey A. MUROV



Пудовиков Олег Евгеньевич – доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Электропоезда и локомотивы» Московского государственного университета путей сообщения (МИИТ), Москва, Россия.

Муров Сергей Александрович – инженер, аспирант кафедры «Электропоезда и локомотивы» МИИТ, Москва, Россия.

Simulation of Regulating Braking Mode of Long Train

(текст статьи на англ. яз. – English text of the article – p. 31)

В русле исследования продольных колебаний состава рассматривается дискретная многомассовая модель поезда как системы твердых тел.

С ее помощью рассчитывается режим регулировочного торможения пневматическими тормозами, который позволяет добиться того, чтобы максимальные продольные силы в поезде не превышали уровня, допустимого по условиям безопасности движения.

Ключевые слова: железная дорога, грузовой поезд, теория продольной динамики, режим, математическое моделирование.

Из теории продольной динамики поезда известно, что с увеличением длины и массы состава продольные силы в нём растут. Кроме того, в процессе следования поезда по участкам с перевалистым профилем пути на возмущения от изломов профиля могут накладываться возмущения, связанные с управлением движением. Неблагоприятное наложение способно привести к возникновению продольных усилий, опасных по условиям прочности и устойчивости вагонов от схода с рельсов из-за выжимания или выдёргивания [1, 2]. Наиболее неблагоприятным в этом смысле является режим регулировочного торможения пневматическими тормозами состава, поскольку тогда остаётся нерегулируемым темп изменения тормозных сил. Поэтому при оценке наибольших сил в поезде, а тем более в длинносоставном, следует прежде всего принимать во внимание именно указанный режим управления – пневматическое торможение.

При моделировании движения поезда для тщательного исследования продольных колебаний состава используется дискретная многомассовая модель, представляющая поезд в виде системы твёрдых тел, соединённых между собой существенно нелинейными де-

формируемыми элементами. При этом движение каждого экипажа (вагона или локомотива) описывается следующей системой дифференциальных уравнений [3]:

$$\begin{cases} \dot{v}_i = \frac{F_i - F_{i+1} + F_{i\Sigma}}{m_i}, \quad i = \overline{1, n}, \quad F_{n+1} = 0; \\ \dot{q}_i = v_{i-1} - v_i, \quad i = \overline{2, n}; \\ \dot{x}_1 = v_1; \\ x_i = x_{i-1} - \frac{l_i + l_{i-1}}{2} - q_i, \quad i = \overline{2, n}, \end{cases} \quad (1)$$

где n – число экипажей в поезде;

q_i – деформация i -го междувагонного соединения;

\dot{q}_i – скорость деформации;

m_i – масса i -го экипажа;

v_i – скорость центра масс i -го экипажа;

F_i – реакция в i -ом междувагонном соединении;

$F_{i\Sigma}$ – суммарная внешняя сила, действующая на i -й экипаж;

x_i – координата (вдоль траектории) положения центра масс i -го экипажа;

l_i – длина i -го экипажа.

Суммарной внешней силой $F_{i\Sigma}$, действующей на i -й экипаж, является результирующая от силы тяги $F_{элi}$, силы торможения (электрического $B_{элi}$ и пневматического $B_{пнi}$), сил основного W_{oi} и дополнительного $W_{ди}$ сопротивлений движению поезда:

$$F_{i\Sigma} = F_{элi} - B_{элi} - B_{пнi} - W_{oi} - W_{ди}. \quad (2)$$

Очевидно, что наличие в уравнении (2) слагаемых, учитывающих силу тяги $F_{элi}$ и силу электрического торможения $B_{элi}$, будет иметь смысл только в том случае, если рассматриваемый экипаж – локомотив, который может располагаться не только в головной части поезда, но и в любом другом месте состава. В противном случае эти слагаемые имеют нулевые значения. Силы сопротивления движению W_{oi} и $W_{ди}$ вычисляются отдельно для каждого экипажа в соответствии с методикой, описанной в правилах тяговых расчётов для поездной работы.

Практически весь подвижной состав железных дорог РФ оборудован пружинно-фрикционными поглощающими аппаратами автосцепки. При этом силы, действующие в автосцепных устройствах, вычисляются по формулам:

$$F_i = F_{\Phi i}(q_{\Phi i}) \cdot \text{sign } q_i, \quad (3)$$

где

$$q_{\Phi i} = \begin{cases} |q_i|, & \text{если } q_i < 0 \\ 0, & \text{если } 0 \leq q_i \leq \delta_{0i} \\ q_i - \delta_{0i}, & \text{если } q_i > \delta_{0i} \end{cases}$$

$$F_{\Phi i} = \begin{cases} \min\{F_{\Phi i}, F_{\Phi i}\}, & \text{если } (q_{\Phi i} < \Delta_i) \wedge (q_{\Phi i}(t) \geq q_{\Phi i}(t - \Delta t)); \\ \max\{F_{\Phi i}, F_{\Phi i}\}, & \text{если } (q_{\Phi i} < \Delta_i) \wedge (q_{\Phi i}(t) < q_{\Phi i}(t - \Delta t)); \\ F_{\Phi i}, & \text{если } q_{\Phi i} \geq \Delta_i; \end{cases} \quad (4)$$

$$\begin{cases} F_{\Phi i} = \tilde{F}_i + k_{\Phi i}(q_{\Phi i}(t) - q_{\Phi i}(t - \Delta t)) + \beta_i \dot{q}_{\Phi i} \cdot \text{sign } q_{\Phi i}; \\ \tilde{F}_i = (F_{\Phi i}(t - \Delta t) \vee F_{\Phi i}(t - \Delta t)), \\ \text{если } F_{\Phi i}(t - \Delta t) = (F_{\Phi i}(t - \Delta t) \vee F_{\Phi i}(t - \Delta t)), \\ \text{иначе} \\ \tilde{F}_i = F_{\Phi i}(t - \Delta t) - \beta_i \dot{q}_{\Phi i}(t - \Delta t) \cdot \text{sign } q_{\Phi i}(t - \Delta t); \\ F_{\Phi i} = F_{0i} + k_{\Phi i} q_{\Phi i}; \quad F_{\Phi i} = (1 - \eta_i) k_{\Phi i} q_{\Phi i}. \end{cases} \quad (5)$$

В этих выражениях:

q_i – относительное перемещение центров масс $(i-1)$ -го и i -го экипажей;

$q_{\Phi i}$ – сумма сжатия поглощающих аппаратов и деформаций кузовов;

δ_{0i} – зазор в i -ом соединении;

Δ_i – величина $q_{\Phi i}$, при которой закрываются поглощающие аппараты;

F_i – сила, деформирующая соединение;

$F_{\Phi i}$ и $F_{\Phi i}$ – значение силы F_i на ветвях нагрузки и разгрузки силовой характеристики поглощающих аппаратов;

$F_{\Phi i}$ – значение силы F_i при переходе от нагрузки к разгрузке и наоборот;

F_{0i} – сила начальной затяжки аппаратов i -го соединения;

$k_{\Phi i}$ и $k_{\Phi i}$ – коэффициенты жёсткости при вычислении сил $F_{\Phi i}$ и $F_{\Phi i}$;

η_i – коэффициент рассеивания энергии соединения при работе поглощающих аппаратов;

β_i – коэффициент силы вязкого сопротивления деформированию конструкции экипажа;



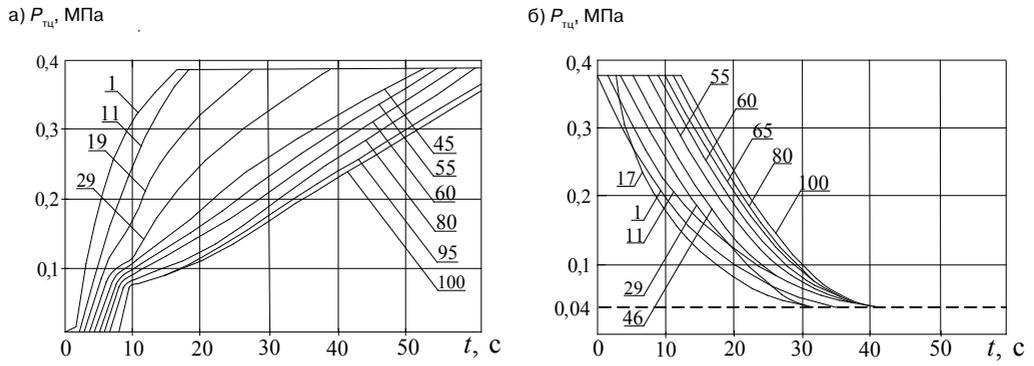


Рис. 1. Графики наполнения (а) и опорожнения (б) тормозных цилиндров вагонов грузового поезда.

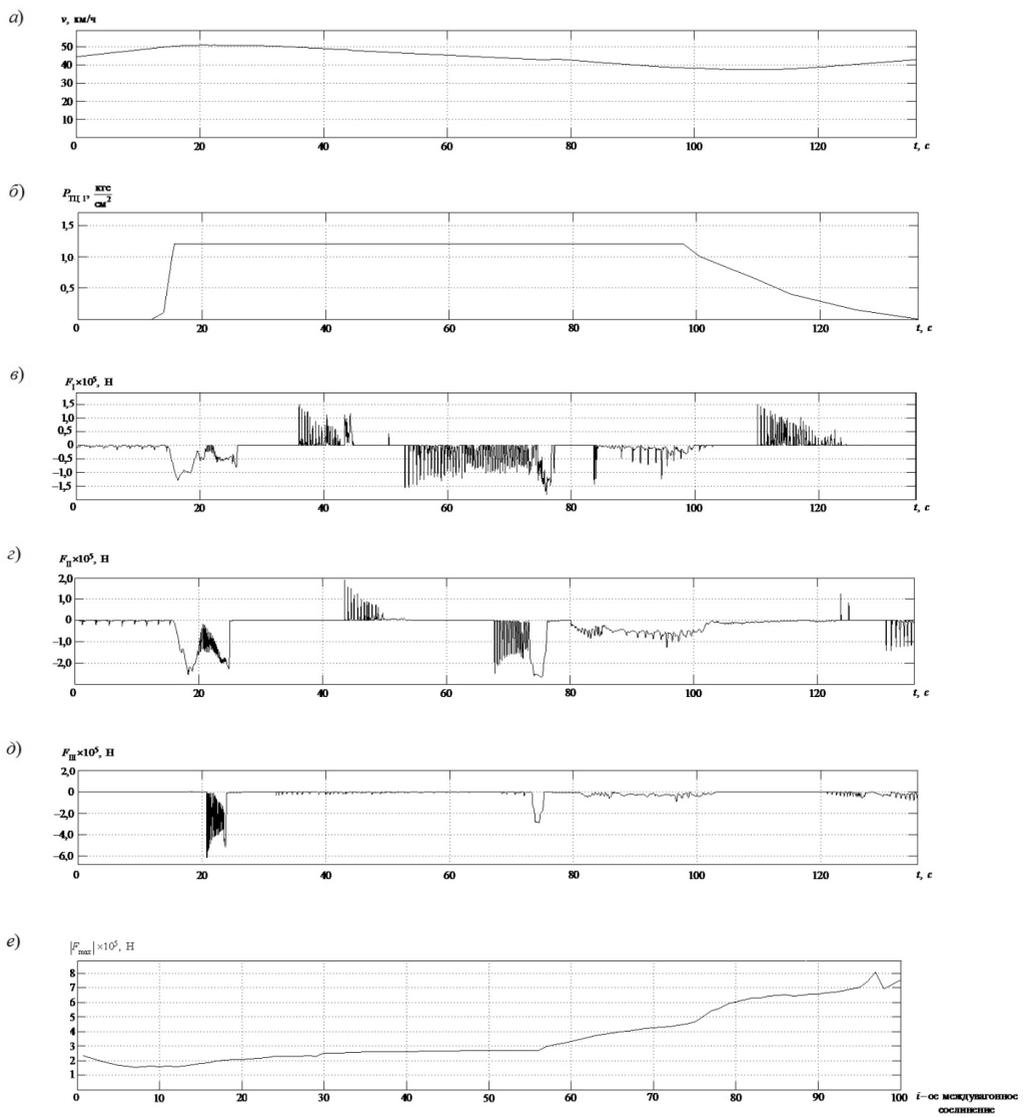


Рис. 2. Результаты моделирования движения однородного грузового поезда.

t – время;

Δt – шаг интегрирования.

В основу модели пневматической тормозной системы грузового поезда положены графические зависимости величины давления в тормозных цилиндрах (ТЦ) грузовых вагонов при торможении и отпуске (рис. 1) [5].

В разработанной модели учтены неодновременность срабатывания воздухораспределителей из-за конечной скорости распространения тормозной волны вдоль поезда, падение давления в тормозной магистрали по длине поезда из-за неизбежных утечек, неоднородность состава по типу тормозов, а также специфика работы основных тормозных приборов.

В результате использования математических моделей был произведён имитационный расчёт движения однородного грузового поезда массой 8600 т в режиме регулировочного торможения по спуску крутизной -10% . Торможение осуществлялось со скорости движения $v=50$ км/ч первой ступенью разрядки тормозной магистрали на $0,7$ кгс/см².

Получены следующие графики зависимостей (рис. 2): a – скорость движения поезда $v(t)$; b – давление в тормозном цилиндре первого экипажа $P_{\text{ТЦ1}}(t)$; v, z, d –

силы, действующие в серединах первой $F_1(t)$, второй $F_{\text{II}}(t)$ и последней $F_{\text{III}}(t)$ третьей поезда; e – распределение наибольших продольных сил вдоль поезда F_{max} . Хорошо видно при этом, что максимальные продольно-динамические силы не превышают допустимого по условиям безопасности уровня, составляющего для режима служебного торможения 1 МН.

Таким образом, разработанные математические модели движения поезда могут с успехом применяться для решения целого ряда задач, связанных с изучением торможения длинносоставных грузовых поездов, позволяя при этом детально исследовать их динамику.

ЛИТЕРАТУРА

1. Блохин Е. П., Манашкин Л. А. Динамика поезда (нестационарные продольные колебания). – М.: Транспорт, 1982. – 222 с.
2. Лисицын А. Л., Мугинштейн Л. А. Нестационарные режимы тяги: Тяговое обеспечение перевозочного процесса. – М.: Интекст, 1996. – 158 с.
3. Расчеты и испытания тяжеловесных поездов / Блохин Е. П., Манашкин Л. А., Стамблер Е. Л. и др.; под ред. Е. П. Блохина. – М.: Транспорт, 1986. – 262 с.
4. Hauptmann, D. *et al.* Eisenbahntechnische Rundschau, 1998, № 5, pp. 306–309.
5. Никифоров Б. Д., Головкин В. И., Кутыев Ю. Г. Автоматизация управления торможением поездов. – М.: Транспорт, 1985. – 263 с. ●

Координаты авторов: Пудовиков О. Е. – olegp@mail.ru, Муров С. А. – scorpiofree@yandex.ru.

Статья поступила в редакцию 10.10.2014, принята к публикации 17.12.2014.

Статья подготовлена на основе материалов, представленных авторами на Международной научно-практической конференции «Конструкция, динамика и прочность подвижного состава», посвященной 75-летию со дня рождения В. Д. Хусидова (МИИТ, 20–21 марта 2014 года).

SIMULATION OF REGULATING BRAKING MODE OF LONG TRAIN

Pudovikov, Oleg E., Moscow State University of Railway Engineering (MIIT), Moscow, Russia.
Murov, Sergey A., Moscow State University of Railway Engineering (MIIT), Moscow, Russia.

ABSTRACT

From the theory of train longitudinal dynamics it is known that with an increase in length and weight of a train, longitudinal forces grow. In addition, in the course of train movement in areas of rolling grade of the track to perturbations from kinks in the profile, perturbations associated with motion control can be imposed. Adverse overlay can lead to the emergence of longitudinal forces, hazardous under the terms of strength and stability of cars against derailments due to squeezing or pulling [1, 2]. The most unfavorable in this sense is the mode of regulating braking by air brakes, because then rate of change of brake forces

remains unregulated. Therefore, when assessing the greatest forces in the train, and even more so in a long train, it is necessary to first take into consideration given control mode – pneumatic braking.

The authors use mathematical and engineering methods, mathematical simulation. In line with the study of longitudinal vibrations of a train a discrete multibody model of trains as a system of rigid bodies is considered. With its help regulating braking mode by air brakes is calculated, which allows to ensure that maximum longitudinal forces in the train do not exceed the level allowed under the terms of traffic safety.

Keywords: railway, freight train, longitudinal dynamics theory, mode, mathematical modeling.

