

12. Крупнов А. Е. Мультимедиа в России: концепция, сети, услуги // Электросвязь, 1995. № 5. С. 6-7.

13. Ануфриев И. К., Быструшкин К. Н., Соколов В. М. Заглянем в завтра: информационные технологии 2000 года // Электросвязь. 1995. № 10. С. 11-15.

14. Макриденко Б. А., Семенюта Н. Ф., Семенюта А. Н. Автоматизированные рабочие места дистанций сигнализации и связи. М.: Транспорт, 1994. 80 с.

15. Лазарев В. Г. Интеллектуальные цифровые сети. Справочник / Под ред. Н. А. Кузнецова. М.: Финансы и статистика, 1996. 224 с.

Получено 17. 01. 97

N. F. Semeniouta, G. I. Schuplyakova, A. N. Semeniouta. Conception of united telecommunication network for transport system.

Conception of stage development of perspective telecommunication network for transport system is considered. Problems of implementation of the conception also are discussed.

Вестник Белорусского государственного университета транспорта: Наука и транспорт. 1998. № 1

УДК 629.4.027:629.439

А. В. ЗАВОРОТНЫЙ, доцент кафедры "Техническая физика и теоретическая механика",
З. Г. ЕФРЕМОВА зав. кафедрой "Техническая физика и теоретическая механика", Белорусского государственного университета транспорта, г. Гомель

ДИНАМИКА ЭЛЕМЕНТОВ ВАГОНА НА ЭЛЕКТРОМАГНИТНОЙ ПОДВЕСКЕ ПРИ АВАРИЙНОЙ ПОСАДКЕ НА ПУТЬ

Освещены вопросы динамического взаимодействия экипажа на электромагнитной подвеске, оснащенного опорно-посадочными устройствами (ОПУ), и пути при его аварийной посадке. На основании исследования математической модели однотележного вагона с учетом изгибных колебаний балки направляющего пути определены динамические напряжения в ее сечениях, а также максимальные силы начального удара взаимодействия лыжи и направляющей балки в зависимости от параметров упруго-вязких связей элементов опорно-посадочных устройств. Приведены графики, иллюстрирующие изменение ударных динамических сил взаимодействия вагона и пути для различных типов ОПУ и зазоров левитации.

В настоящее время новым техническим достижением современной науки стал экологически чистый высокоскоростной пассажирский транспорт на электромагнитной подвеске с линейным тяговым электроприводом. Такой транспорт рассчитан на перемещение с высокими скоростями вдоль направляющих пути при обеспечении надежности, плавности и комфортабельности движения.

Одним из опасных условий движения такого транспорта является его аварийная посадка на путь в момент обесточивания электромагнитов. С целью обеспечения безопасности пассажиров и сохранности транспортного средства при его движении в указанном режиме целесообразно применять в ходовой части вагона специальные опорно-посадочные устройства (ОПУ), управляемые гидравликой. В нижней контактной части ОПУ имеются лыжи, которые опускаются и поднимаются по определенной программе. При отключении электрического тока (режим остановки или ава-

16. Назаров А. Н., Симонов М. В. АТМ: технологии высокоскоростных сетей. М.: ЭКО-ТРЕНДЗ, 1998. 234 с.

17. Информационные технологии на железнодорожном транспорте: Материалы Первой Междунар. науч.-практ. конф. СПб., 1996. 428 с.

18. Информационные технологии на железнодорожном транспорте: Вторая Междунар. науч.-практ. конф. СПб., 1997. 302 с.

рийной посадки) вагон падает и через опорно-посадочные устройства взаимодействует с направляющими пути. В связи с этим представляет практический интерес исследование влияния параметров упруго-вязких связей опорно-посадочных устройств (ОПУ) на динамику системы "вагон-ОПУ-путь" в аварийном режиме [1].

Рассмотрим аварийную посадку на путь однотележного вагона, вызванную обесточиванием электромагнитов подвеса в момент его стоянки. Для составления математической модели воспользуемся расчетной схемой, представленной на рисунке 1, при следующих допущениях:

- кузов вагона, тележка, электромагниты и лыжи считаются абсолютно твердыми телами;
- галопирование лыж и электромагнитов отсутствует;
- все электромагниты подвеса объединены в две эквивалентные группы;
- в упруго-вязких связях кузова, электромагнитов и лыж с тележкой установлены пружины,

имеющие линейные характеристики и демпферы вязкого трения;

– скользящие лыжи ОПУ обладают упруго-вязкими свойствами и имеют линейные характеристики упругих элементов.

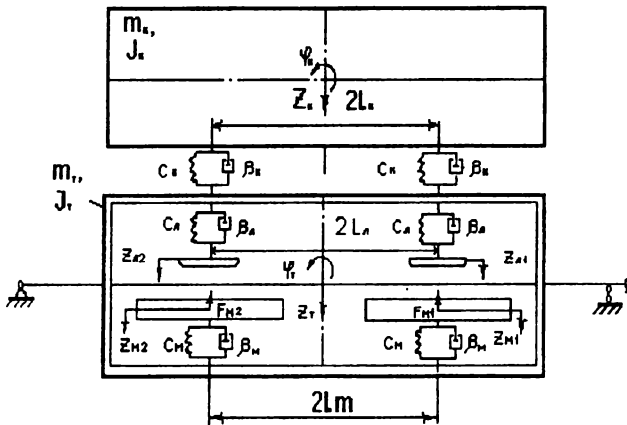


Рисунок 1 – Расчетная схема однотележного экипажа

Расчетная схема вагона представляет собой механическую систему, состоящую из шести тел: кузова, тележки, двух электромагнитов и двух ОПУ. Обозначим линейные перемещения всех тел от положения, которое они занимали в режиме левитации, через z , а угловые, при поворотах относительно центральных осей y , – через φ . Перемещениям кузова, тележки, электромагнитам и лыжам присвоим соответственно индексы: k , t , m , l . Таким образом, система с учетом принятых допущений имеет восемь обобщенных координат: $z_k, z_t, z_{m1}, z_{m2}, z_{n1}, z_{n2}, \varphi_k, \varphi_t$. Расчетная схема направляющего пути принимается в виде однопролетных инерционных балок, опирающихся на жесткие опоры.

Дифференциальные уравнения движения вагона в вертикальной плоскости имеют вид

$$\left. \begin{aligned} m_k \ddot{z}_k + P_{k1} + P_{k2} - m_k g &= 0; \\ m_t \ddot{z}_t - P_{k1} - P_{k2} + P_{n2} + P_{m1} + P_{m2} - m_t g &= 0; \\ m_n \ddot{z}_{n1} + P_{n1} + P_{n1} - m_n g &= 0; \\ m_n \ddot{z}_{n2} + P_{n2} + P_{n2} - m_n g &= 0; \\ m_m \ddot{z}_{m1} + P_{m1} + P_{m1} - m_m g &= 0; \\ m_m \ddot{z}_{m2} + P_{m2} + P_{m2} - m_m g &= 0; \\ I_{y_k} \ddot{\varphi}_k + (P_{k1} - P_{k2}) \ell_k &= 0; \\ I_{y_t} \ddot{\varphi}_t + (P_{k1} - P_{k2}) \ell_k + (P_{n1} + P_{n2}) \ell_n + (P_{m1} - P_{m2}) \ell_m &= 0, \end{aligned} \right\}$$

где m_k, m_t, m_n, m_m – соответственно массы кузова, тележки, лыж ОПУ и электромагнитов; I_{y_k}, I_{y_t} – соответственно моменты инерции кузова и тележки относительно их центральных осей; $P_{k1}, P_{k2}, P_{n1}, P_{n2}, P_{m1}, P_{m2}$ – соответственно вертикальные реакции рессорных комплектов подвески кузова, лыж ОПУ и электромагнитов; P_{n1}, P_{n2} – реакции, действующие на лыжи ОПУ со стороны направляющего пути; F_{m1}, F_{m2} – подъемные силы электромагнитов;

$2\ell_k, 2\ell_n, 2\ell_m$ – соответственно расстояния между серединами рессорных комплектов подвески кузова, лыж ОПУ и электромагнитов; g – ускорение свободного падения.

$$\left. \begin{aligned} P_{k1} &= C_k [f_k + z_k - z_t + \ell_k (\varphi_k - \varphi_t)] + \beta_k [z_k - z_t + \ell_k (\varphi_k - \varphi_t)]; \\ P_{k2} &= C_k [f_k + z_k - z_t - \ell_k (\varphi_k - \varphi_t)] + \beta_k [z_k - z_t - \ell_k (\varphi_k - \varphi_t)]; \\ P_{n1} &= C_n (\lambda + z_t - z_{n1} + \ell_n \varphi_t) + \beta_n (z_t - z_{n1} + \ell_n \varphi_t); \\ P_{n2} &= C_n (\lambda + z_t - z_{n2} - \ell_n \varphi_t) + \beta_n (z_t - z_{n2} - \ell_n \varphi_t); \\ P_{m1} &= C_m (f_m + z_t - z_{m1} + \ell_m \varphi_t) + \beta_m (z_t - z_{m1} + \ell_m \varphi_t); \\ P_{m2} &= C_m (f_m + z_t - z_{m2} - \ell_m \varphi_t) + \beta_m (z_t - z_{m2} - \ell_m \varphi_t), \end{aligned} \right\} (2)$$

где C_k, C_n, C_m – соответственно жесткости рессорных комплектов подвески кузова, лыж ОПУ и электромагнитов; $\beta_k, \beta_n, \beta_m$ – соответственно коэффициенты сопротивления демпферов подвески кузова, лыж ОПУ и электромагнитов; f_k, f_m – соответственно статические прогибы рессорных комплектов подвески кузова и электромагнитов; λ – величина предварительного поджатия упругих элементов рессорного комплекта подвески лыж ОПУ.

Реакции, действующие на лыжи ОПУ со стороны пути, определяются соотношениями:

$$\left. \begin{aligned} P_{n1} &= C_n (z_{n1} - z_j - h) + \beta_n (z_{n1} - z_j) \quad \text{при } (z_{n1} - z_j - h) > 0; \\ P_{n1} &= 0 \quad \text{при } (z_{n1} - z_j - h) < 0; \\ P_{n2} &= C_n (z_{n2} - z_j - h) + \beta_n (z_{n2} - z_j) \quad \text{при } (z_{n2} - z_j - h) > 0; \\ P_{n2} &= 0 \quad \text{при } (z_{n2} - z_j - h) < 0, \end{aligned} \right\} (3)$$

где C_n, β_n – соответственно контактная жесткость и коэффициент демпфирования в зоне контакта скользящая лыжи ОПУ с направляющей балкой пути; h – величина начального воздушного зазора между опорными поверхностями скользящих лыж ОПУ и направляющей балки пути.

В режиме левитации вагона подъемные силы электромагнитов имеют вид

$$F_{m1} = F_{m2} = \frac{1}{2} (m_k + m_t + 2m_m + 2m_n). \quad (4)$$

Для решения поставленной задачи систему уравнений (1) необходимо дополнить уравнениями изгибных колебаний различных узловых сечений направляющей балки пути [2]. Расчетная схема такой балки представлена на рисунке 2. Балка, плотность материала которой ρ , разделена на n узловых сечений, каждое из которых характеризуется своими конкретными значениями таких параметров, как площадь поперечного сечения A_j и момент инерции сечения I_j . При этом для j -го сечения с сосредоточенными силами P_{n1} и F_{m1} эти уравнения примут вид

$$z_j = g + \frac{1}{\rho A_j K^2} [P_{n1} K + F_{m1} K - (M_{j-1} - 2M_j + M_{j+1})]. \quad (5)$$

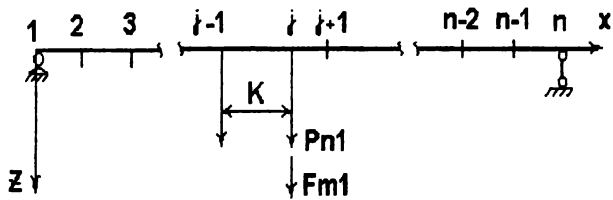


Рисунок 2 – Расчетная схема направляющей балки пути

Для промежуточных сечений без сосредоточенных силовых факторов эти уравнения можно записать в виде

$$\ddot{z}_j = g - \frac{1}{\rho A_j K^2} (M_{j-1} - 2M_j + M_{j+1}). \quad (6)$$

Изгибающие моменты, входящие в уравнения (5) и (6), определяются в разностном виде через величины прогибов в соответствующих сечениях балки и их скорости:

$$M_j = \frac{EI_j}{K^2} [(z_{j-1} - 2z_j + z_{j+1}) + \mu(\dot{z}_{j+1} - 2\dot{z}_j + \dot{z}_{j+1})]. \quad (7)$$

Здесь K – шаг разностной аппроксимации по длине балки, то есть вдоль оси X ; μ – коэффициент неупругого сопротивления (трения) материала балки.

Уравнения (5)–(7) характеризуют состояние динамического равновесия направляющей балки пути на i -м временном слое.

Для решения в такой постановке смешанной краевой задачи об изгибных вертикальных колебаниях свободно опирающейся балки необходимо задаться граничными (краевыми) и начальными условиями. В данной задаче граничными являются условия равенства нулю изгибающих моментов и прогибов в конечных сечениях, где балка опирается на шарнирные опоры, то есть

$$M_1 = 0, \quad z_1 = 0, \quad M_n = 0, \quad z_n = 0. \quad (8)$$

Начальными условиями служит упругая линия – величины статических прогибов узловых сечений балки, изогнутой от собственного веса и сосредоточенных сил F_{m1} , F_{m2} , приложенных соответственно в j -м сечении и сечении, находящемся на расстоянии $2L_m$ от j -го.

Величины динамических напряжений в каждом из расчетных сечений определим по формуле сопротивления материалов для чистого изгиба, а коэффициенты динамических добавок найдем из выражения

$$K_{i,j} = \sigma_{i,j} / \sigma_j^{ст}, \quad (9)$$

где $K_{i,j}$ – коэффициент динамической добавки в j -м сечении на i -м временном слое; $\sigma_{i,j}$ – динамическое напряжение изгиба в сечении j на i -м вре-

менном слое; $\sigma_j^{ст}$ – статическое напряжение изгиба в j -м сечении.

Возбуждение изгибных колебаний опорной балки пути осуществляется мгновенным снятием электромагнитных сил ($F_{m1} = F_{m2} = 0$) и приложением сил P_{n1} , P_{n2} (ударное нагружение лыжами ОПУ, а затем вагоном в целом).

Численные расчеты выполнены при следующих данных: $m_x = 5000$ кг; $m_t = 2000$ кг; $m_m = 1460$ кг; $m_n = 40$ кг; $I_{yx} = 3600$ кг·м²; $I_{yt} = 800$ кг·м²; $m_n = 290$ кг/м; $A = 0,037$ м²; $I = 0,002$ м⁴; $l_x = l_m = l_n = 1,2$ м; $C_x = 0,4$ МН/м; $C_m = 1,8$ МН/м; $\beta_x = 40$ кН·с/м; $\beta_m = 12,5$ кН·с/м.

Движение системы исследовалось при мгновенном обесточивании электромагнитов подвеса и одновременном открытии замков ОПУ, удерживающих лыжи в поднятом состоянии при сжатых упругих элементах. При этом вагон находился в середине пролета пути длиной 6 м с моментом сопротивления сечения $W = 0,007$ м³, а величина воздушного зазора между опорными поверхностями лыж ОПУ и направляющего пути $h = 0,035$ м. Упругие элементы подвески лыж предварительно сжаты на величину $\lambda = 0,035$ м. Результаты расчетов сведены в таблицах 1–4.

В таблице 1 представлены наибольшие значения силы P_n первоначального удара лыжи о направляющую балку пути в зависимости от контактной жесткости C_n при коэффициенте демпфирования $\beta_m = 12,5$ кН·с/м.

Т а б л и ц а 1 – Наибольшие значения силы P_n в зависимости от жесткости C_n

C_n , МН/м	10	40	60	100	400	600	1000
P_n , кН	10,2	14,5	18,3	22,3	44,8	58,3	71,2
Наличие повторных ударов	Нет	Нет	Есть	Есть	Есть	Есть	Есть

Анализ результатов показывает, что увеличение жесткости C_n сопровождается не только увеличением силы P_n первоначального удара, но и повторными ударами. Дальнейшие исследования проводились при жесткости $C_n = 50$ МН/м.

Наибольшие значения силы P_n первоначального удара лыжи о направляющую балку пути в зависимости от жесткости C_n упругих элементов подвески лыжи ОПУ при коэффициенте демпфирования $\beta_n = 16$ кН·с/м представлены в таблице 2.

Т а б л и ц а 2 – Наибольшие значения силы P_n в зависимости от жесткости C_n

C_n , МН/м	1,0	1,2	1,4	1,65	1,8	2,0
P_n , кН	18,2	16,3	15,8	16,1	16,13	16,3

Выполненный анализ показывает, что увеличение жесткости $C_{\text{л}}$ до 1,4 МН/м сопровождается уменьшением силы $P_{\text{п}}$ первоначального удара.

В таблице 3 представлены наибольшие значения силы $P_{\text{п}}$ и время $t_{\text{л}}$ выдвижения лыжи ОПУ в зависимости от коэффициента демпфирования $\beta_{\text{л}}$ при $C_{\text{л}} = 1,65$ МН/м.

Т а б л и ц а 3 – Наибольшие значения силы $P_{\text{п}}$ и время выдвижения лыжи $t_{\text{л}}$ в зависимости от $\beta_{\text{л}}$

$\beta_{\text{л}}$, кН·с/м	0	5	10	14	16	20
$P_{\text{п}}$, кН	295	135	15,91	15,92	16,16	16,51
$t_{\text{л}}$, с	0,007	0,009	0,053	0,053	0,053	0,054
Наличие повторных ударов	Есть	Есть	Есть	Нет	Нет	Нет

Выполненный анализ позволяет выбрать для дальнейших расчетов $\beta_{\text{л}} = 14$ кН·с/м.

Результаты динамических исследований движения системы в режиме аварийной посадки вагона на направляющий путь представлены в таблице 4 и на графиках (рисунках 3 и 4).

Т а б л и ц а 4 – Наибольшие значения силы $P_{\text{п}}$ первоначального удара, вторичного догружения кузовом $P_{\text{п}}^{\text{max}}$, напряжений σ^{max} в направляющей балке пути, коэффициента $K_{\text{д}}^{\text{max}}$ динамической добавки и ускорения $Z_{\text{к}}^{\text{max}}$ центра масс кузова

Наименование параметров	$C_{\text{л}}$, МН/м	$\beta_{\text{л}}$, кН·с/м	$P_{\text{п}}$, кН	$P_{\text{п}}^{\text{max}}$, кН	σ^{max} , МПа	$K_{\text{д}}^{\text{max}}$	$Z_{\text{к}}^{\text{max}}$, м/с
Величина	1,65	14	14,7	82,5	25,2	1,99	12,2

На рисунке 3 представлен график зависимости сил $P_{\text{п}}$ первоначального удара лыжи о направляющую балку пути и вторичного догружения кузовом от времени посадки вагона, а на рисунке 4 – график зависимости ускорения центра масс кузова от времени (кривые 1). На этих же рисунках представлены графики аналогичных зависимостей при аварийной посадке вагона, оснащенного стационарными упругими опорами (без выдвижения лыж), с высоты $h = 0,015$ м (кривые 2).

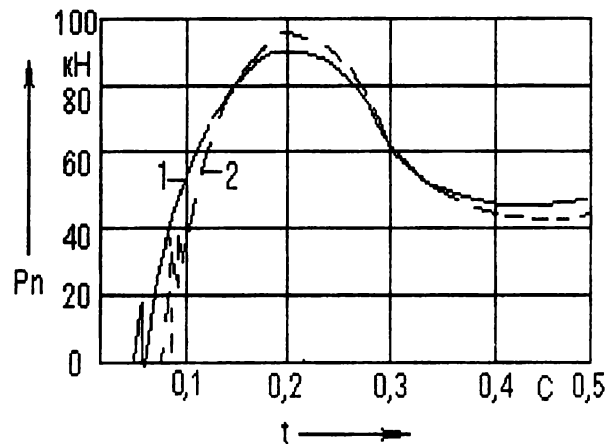


Рисунок 3 – Графики зависимости динамических сил $P_{\text{п}}$ ударного взаимодействия экипажа и пути от времени

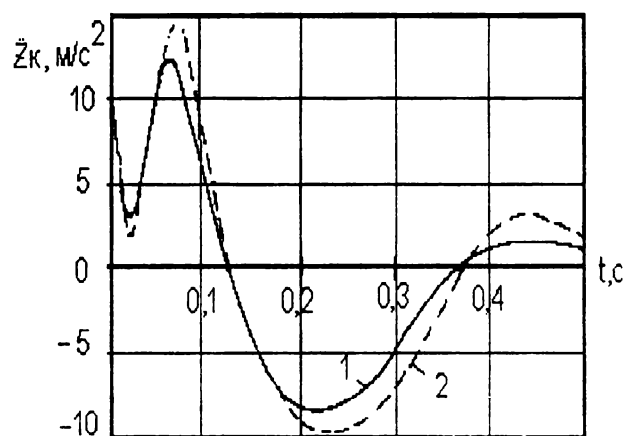


Рисунок 4 – Графики зависимости ускорения центра масс кузова вагона от времени

Выполненный анализ показывает, что силы динамического взаимодействия, возникающие в элементах вагона и пути при аварийной посадке на путь с выдвижными опорно-посадочными устройствами, значительно ниже, чем у экипажа со стационарными упругими опорами. Поэтому целесообразно оснащать транспортные средства с электромагнитной подвеской тележками с быстродействующими выдвижными лыжами ОПУ.

Список литературы

1. Галенко А. А., Горский В. М., Заворотный А. В. Выбор оптимальных параметров опорно-посадочных устройств вагона на магнитной подвеске // Динамика скоростного транспор-

та на электромагнитной подвеске: сборник научных трудов НПО "Гидротрубопровод". М., 1992. С. 44–55.

2. Соколов М. М., Хусидов В. Д., Минкин Ю. Г. Динамическая нагруженность вагона. М., 1981. 207 с.

Получено 18.09.98.

A. V. Zavorotny, Z. G. Efremova. Dynamics of car parts with electromagnetic suspension under emergency fit on track.

The questions of dynamic interrelation between underframe on electromagnetic suspension having supporting-fitting devices and track at emergency fit are treated. The mathematical model for the single-truck car accounting for the girder bending oscillations helped to define dynamic strains in its sections and the maximum force of the skid initial impacting against the girder depending on visco-elastic connections of the supporting-fitting devices. The authors cite diagrams demonstrating the dynamic force variation occurring at car interaction with the track for different types of supporting-fitting devices and levitation gaps.