



Выбор параметров метровагона с пневморессорами



Евгений СЕРДОБИНЦЕВ
Evgeny V. SERDOBINTSEV

Павел ЗВАНЦЕВ
Pavel N. ZVANTSEV



Йе Вин ХАН
Ye Win Han

Сердобинцев Евгений Васильевич — доктор технических наук, профессор Московского государственного университета путей сообщения (МИИТ), Москва, Россия.
Званцев Павел Николаевич — кандидат технических наук, доцент (МИИТ), Москва, Россия.
Йе Вин Хан — аспирант МИИТ, Республика Мьянма.

В рамках сотрудничества правительственных структур Республики Мьянма и российских специалистов реализуются проекты создания метрополитена в крупнейшем городе страны Янгоне. Подготовка технического задания на изготовление подвижного состава, адаптированного к местным условиям, включает в себя выбор конструкции и параметров рессорного подвешивания. Это на этапе проектирования выполняется путем исследования динамических свойств модели метровагона. Одна из рассматриваемых схем связана с использованием пневморессор как упругих и диссипативных элементов кузовной ступени рессорного подвешивания. Публикуемая статья знакомит с результатами сравнительного анализа показателей динамических качеств пневматического и пружинного вариантов рессор.

Ключевые слова: метрополитен, Мьянма, Янгон, подвижной состав, рессорное подвешивание, пневматическая рессора, показатели качества, математическая модель, сравнительный анализ.

В [1] рассмотрено применение пневморессор в качестве элемента центральной ступени рессорного подвешивания вагона метро, предполагаемого для эксплуатации в городе Янгон, Республика Мьянма. Исследования, о которых шла речь, были выполнены на упрощенной модели. Они показали предпочтительность использования пневмоподвешивания по сравнению с пружинными и гидравлическими вариантами.

Наряду с этим там же было отмечено, что окончательный выбор параметров рессорного подвешивания вагона метрополитена может быть сделан после исследований не на упрощенной, а пространственной модели, учитывающей подпрыгивание и боковую качку кузова, тележек и колесных пар, а также галопирование кузова и тележек.

Целью данной работы является выбор параметров рессорного подвешивания, расчетная пространственная кинематическая схема которого приведена на рис. 1. Как видно, использована та же механоматематическая модель пневморессоры с одним дополнительным резервуаром, что и в [1]. Это относится и к системе нелинейных дифференциальных уравнений, опи-

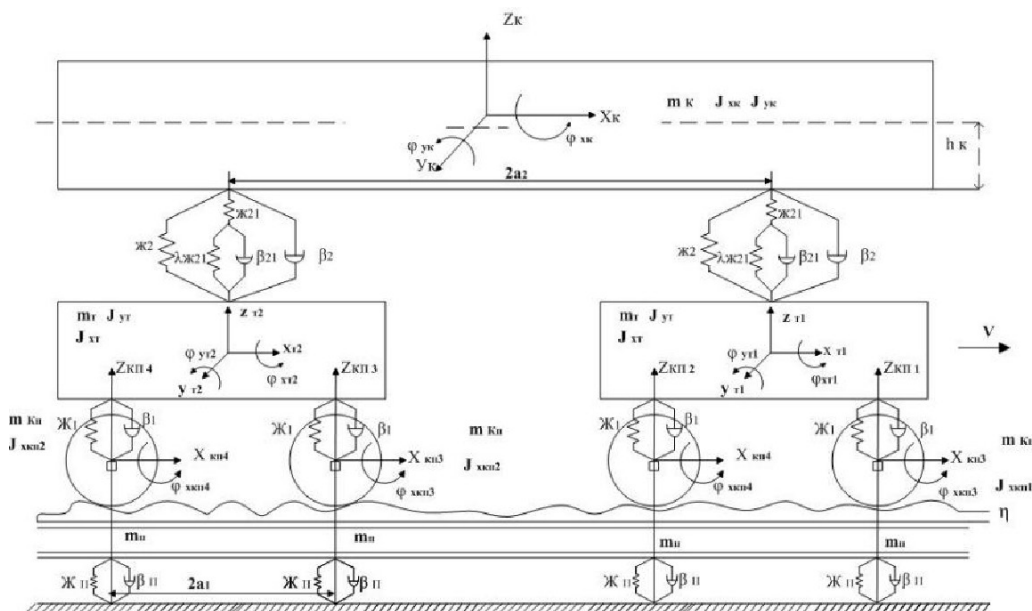


Рис. 1. Расчетная пространственная кинематическая схема модели вагона метрополитена.

Pic. 1. Calculated spatial kinematic model of metro coach.

сывающих колебания массы m , опирающейся на пневморессору.

При разработке пространственной кинематической схемы вагона метрополитена были приняты следующие допущения:

- кузов вагона, рамы тележек и колесные пары рассматриваются как абсолютно твердые тела, поскольку их жесткости значительно выше жесткостей соединяющих упругих элементов;
- центры тяжести этих твердых тел совпадают с их геометрическими центрами;
- исследуются колебания подпрыгивания, галопирования, боковой качки, при этом колебания подергивания, отбоя и виляния считаются условно несвязанными с ними и не учитываются;
- все перемещения считаются малыми (по сравнению с линейными размерами тел);
- величины жесткости и коэффициентов затухания приняты одинаковыми для элементов рессорного подвешивания разных тележек и колесных пар;
- упругие и диссипативные силы считаются действующими по оси соответствующего упругого и диссипативного элемента;

— при использовании пружинного рессорного подвешивания пружина и параллельный ей гидравлический гаситель считаются закрепленными в одной точке;

— жесткость в зоне контакта колеса и рельса не учитывается;

— движение экипажа вдоль пути рассматривается как прямолинейное и равномерное;

— путь представлен в виде дискретной модели, в соответствии с которой к каждому колесу приведена сосредоточенная масса пути тоннеля метрополитена, пружина и гидравлический гаситель, учитывающие жесткость пути и затухание в нем;

— колесная пара и приведенные к ней массы пути тоннеля метрополитена движутся безотрывно;

— в качестве возмущения при исследовании вынужденных колебаний приняты эквивалентные геометрические неровности левого и правого рельсов.

На расчетной кинематической схеме приняты следующие обозначения:

m_k — масса кузова; m_t — обрессоренная масса тележки; m_{kn} — масса колесной пары; m_n — приведенные к левому и правому колесам тележек массы рельсового пути тоннеля метрополитена;





$$\begin{aligned}
& m_{\kappa} \ddot{z}_{\kappa} + 4\beta_2 \dot{z}_{\kappa} + 4\mathcal{K}_2 z_{\kappa} - 2\beta_2 (\dot{z}_{\tau 1} + \dot{z}_{\tau 2}) - 2\mathcal{K}_2 (z_{\tau 1} + z_{\tau 2}) = 0 \\
& J_{\gamma \kappa} \ddot{\phi}_{\gamma \kappa} + 4\beta_2 a_2^2 \dot{\phi}_{\gamma \kappa} + 4\mathcal{K}_2 a_2^2 \phi_{\gamma \kappa} + 2\beta_2 a_2 (\dot{z}_{\tau 2} - \dot{z}_{\tau 1}) + 2\mathcal{K}_2 a_2 (z_{\tau 2} - z_{\tau 1}) = 0 \\
& J_{\chi \kappa} \ddot{\phi}_{\chi \kappa} + 4\beta_2 b_2^2 \dot{\phi}_{\chi \kappa} + 4\mathcal{K}_2 b_2^2 \phi_{\chi \kappa} - 2\beta_2 b_2^2 (\dot{\phi}_{\chi \tau 1} + \dot{\phi}_{\chi \tau 2}) - 2\mathcal{K}_2 b_2^2 (\phi_{\chi \tau 1} + \phi_{\chi \tau 2}) = 0 \\
& m_i \ddot{z}_{ij} + (4\beta_1 + 2\beta_2) \dot{z}_{ij} + (4\mathcal{K}_1 + 2\mathcal{K}_2) z_{ij} - 2\beta_2 \dot{z}_{\kappa} - 2\mathcal{K}_2 z_{\kappa} \pm 2\beta_2 a_2 \dot{\phi}_{\gamma \kappa} \pm \\
& \quad \pm 2\mathcal{K}_2 a_2 \phi_{\gamma \kappa} - 2\beta_1 (\dot{z}_{\kappa ni} + \dot{z}_{\kappa n(i+1)}) - 2\mathcal{K}_1 (z_{\kappa ni} + z_{\kappa n(i+1)}) = 0 \\
& J_{\gamma \tau} \ddot{\phi}_{\gamma \tau j} + 4\beta_1 a_1^2 \dot{\phi}_{\gamma \tau j} + 4\mathcal{K}_1 a_1^2 \phi_{\gamma \tau j} + 2\beta_1 a_1 (\dot{z}_{\kappa ni} - \dot{z}_{\kappa n(i+1)}) + \\
& \quad + 2\mathcal{K}_1 a_1 (z_{\kappa ni} - z_{\kappa n(i+1)}) = 0 \\
& J_{\chi \tau} \ddot{\phi}_{\chi \tau j} + (2\beta_2 b_2^2 + 4\beta_1 b_1^2) \dot{\phi}_{\chi \tau j} + (2\mathcal{K}_2 b_2^2 + 4\mathcal{K}_1 b_1^2) \phi_{\chi \tau j} - 2\beta_2 b_2^2 \dot{\phi}_{\chi \kappa} \\
& - 2\mathcal{K}_2 b_2^2 \phi_{\chi \kappa} - 2\beta_1 b_1^2 (\dot{\phi}_{\chi \kappa ni} + \dot{\phi}_{\chi \kappa n(i+1)}) - 2\mathcal{K}_1 b_1^2 (\phi_{\chi \kappa ni} + \phi_{\chi \kappa n(i+1)}) = 0 \\
& (m_{\kappa n} + 2m_{\Pi}) \ddot{z}_{\kappa ni} + (2\beta_1 + 2\beta_{\Pi}) \dot{z}_{\kappa ni} + (2\mathcal{K}_1 + 2\mathcal{K}_{\Pi}) z_{\kappa ni} - 2\beta_1 \dot{z}_{\tau j} - 2\mathcal{K}_1 z_{\tau j} \\
& \pm 2\beta_1 a_1 \dot{\phi}_{\gamma \tau j} \pm 2\mathcal{K}_1 a_1 \phi_{\gamma \tau j} = m_{\Pi} (\ddot{\eta}_{\Pi i} + \ddot{\eta}_{\Pi \Pi i}) + \beta_{\Pi} (\dot{\eta}_{\Pi i} + \dot{\eta}_{\Pi \Pi i}) + \mathcal{K}_{\Pi} (\eta_{\Pi i} + \eta_{\Pi \Pi i}) \\
& J_{\chi \kappa \Pi} \ddot{\phi}_{\chi \kappa \Pi i} + (2\beta_1 b_1^2 + \beta_{\Pi} s^2) \dot{\phi}_{\chi \kappa \Pi i} + (2\mathcal{K}_1 b_1^2 + \mathcal{K}_{\Pi} s^2) \phi_{\chi \kappa \Pi i} - \\
& - 2\beta_1 b_1^2 \dot{\phi}_{\chi \tau j} - 2\mathcal{K}_1 b_1^2 \phi_{\chi \tau j} = \beta_{\Pi} s (\dot{\eta}_{\Pi \Pi i} - \dot{\eta}_{\Pi i}) + \mathcal{K}_{\Pi} s (\eta_{\Pi \Pi i} - \eta_{\Pi i})
\end{aligned} \tag{1}$$

$J_{\gamma \kappa}, J_{\chi \kappa}$ — моменты инерции кузова относительно осей y и x ;

$J_{\gamma \tau}, J_{\chi \tau}$ — моменты инерции рам тележек относительно осей y и x ;

$J_{\chi \kappa \Pi}$ — момент инерции колесной пары относительно оси x ;

β_2 — коэффициент затухания в центральной ступени рессорного подвешивания (пружинное рессорное подвешивание);

$\mathcal{K}_2$ — жесткость центральной ступени рессорного подвешивания (пружинное рессорное подвешивание);

β_1 — коэффициент затухания в буксовой ступени рессорного подвешивания;

$\mathcal{K}_1$ — жесткость буксовой ступени рессорного подвешивания;

β_{Π} — коэффициент затухания в рельсовом пути тоннеля метрополитена;

$\mathcal{K}_{\Pi}$ — жесткость рельсового пути тоннеля метрополитена;

$2a_2$ и $2a_1$ — базы кузова и тележек;

$2b_2$ и $2b_1$ — расстояние между упругими и диссипативными элементами центральной и буксовой ступеней рессорного подвешивания поперек оси пути;

$2s$ — расстояние между точками контакта с рельсами колес одной колесной пары;

h_{κ} — расстояние от центра тяжести кузова до точки его крепления на раме тележки;

$\eta_{\Pi \Pi}$ и η_{Π} — эквивалентные геометрические неровности правого и левого рельсов пути тоннеля метрополитена, принятые в качестве возмущения.

На этой схеме также показана обобщенная механическая модель центральной ступени рессорного подвешивания. Здесь упругие элементы $\mathcal{K}_{21}$, $\lambda \mathcal{K}_{21}$ и диссипативный элемент β_{21} относятся к схеме с пневматическим центральным рессорным подвешиванием, а $\mathcal{K}_2$ и β_2 — к схеме с пружинным центральным рессорным подвешиванием. Выражения для определения $\mathcal{K}_{21}$ и β_{21} через параметры пневморессоры приведены в [1].

Из разработанной кинематической схемы следует, что колебания принятой для исследования модели могут быть описаны обобщенными координатами: подпрыгиванием z_{κ} , галопированием $\phi_{\gamma \kappa}$ и боковой качкой $\phi_{\chi \kappa}$ кузова; подпрыгиванием $z_{\tau j}$, галопированием $\phi_{\gamma \tau j}$ и боковой качкой $\phi_{\chi \tau j}$ рам тележек ($j = 1-2$ — номер рамы тележки); подпрыгиванием $z_{\kappa ni}$ и боковой качкой $\phi_{\chi \kappa ni}$ колесных пар тележек ($i = 1-4$ — номер колесной пары); подпрыгиванием $z_{\Pi \Pi i}$ и $z_{\Pi i}$

масс пути тоннеля метрополитена, приведенных к левому и правому колесам тележек.

Центры подвижных систем координат располагаются в центре масс соответствующих элементов экипажа. Как отмечено, в допущениях при решении подобных задач обычно принимается, что колесная пара и приведенная к ней масса пути тоннеля метрополитена движутся безотрывно, то есть $z_{\pi} z_{\kappa\pi-\eta}$.

Учитывая принятое допущение, расчетная кинематическая схема будет иметь 17 степеней свободы. В случае использования в центральной ступени рессорного подвешивания из пружин и гидравлических гасителей система уравнений имеет вид (1).

Параметры модели вагона метрополитена, пневморессоры с резинокордной оболочкой модели Н-6 и рельсового пути тоннеля, необходимые для решения поставленной задачи, приведены в таблице 1. В связи с тем, что, как и в [1], предполагается рассмотрение варианта применения нелинейной модели пневморессоры, исследование выполняется во временной области на основе решения системы дифференциальных уравнений методом Рунге-Кутты IV порядка.

Таблица 1/ Table 1
Значения параметров,
использованных при расчетах
Values of parameters used for calculations

№	Обозначение	Размерность	Значение параметра
1.	T_{κ}	т	40,875
2.	T_{τ}	т	4,6
3.	$m_{\kappa\pi}$	т	1,52
4.	m_{π}	т	1,11
5.	$J_{\psi\kappa}$	тм ²	1413,4
6.	$J_{\psi\kappa}$	тм ²	72,0
7.	$J_{\psi\tau}$	тм ²	6,6
8.	$J_{\psi\tau}$	тм ²	5,0
9.	$J_{\psi\kappa\pi}$	тм ²	2,3
10.	β_{π}	кНс/м	90
11.	β_1	кНс/м	32,2
12.	β_2	кНс/м	80,7
13.	h_{κ}	м	1,0
14.	D_{α}	м	0,54
15.	V_1	м ³	0,028
16.	V_2	м ³	0,1
17.	P	Н/м ²	4,59306
18.	n		1,4
19.	R	Дж/кгК	287,1
20.	$d_{\text{др}}$	м	0,012
21.	$l_{\text{др}}$	м	0,072
22.	μ		0,75

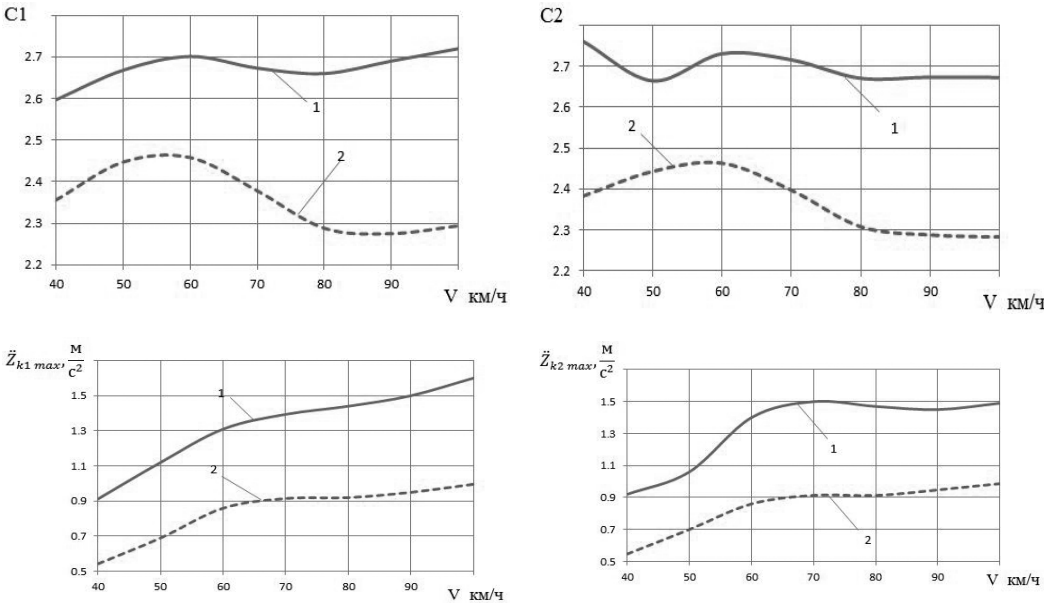


Рис. 2. Зависимости показателей качества от скорости движения. 1 – пружинное центральное рессорное подвешивание, 2 – пневматическое центральное рессорное подвешивание.

Pic.2. Dependencies of quality indices on velocity. 1 – central spring suspension, 2 – pneumatic central spring suspension.





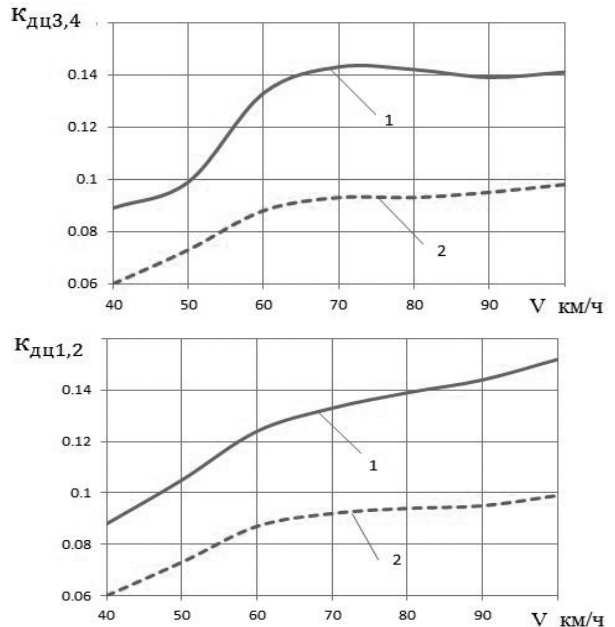
$$\begin{aligned}
& m_{\kappa} \ddot{z}_{\kappa} + 4\beta_{21} \dot{z}_{\kappa} + \kappa_{21} \left(\left(z_{\kappa} \pm a_2 \varphi_{y\kappa} \mp b_2 \varphi_{x\kappa} - y_i \right) + \mu_1 \left(z_{\kappa} \pm a_2 \varphi_{y\kappa} \mp b_2 \varphi_{x\kappa} - y_i \right)^3 \right) - 2\beta_{21} (\dot{z}_{t1} + \dot{z}_{t2}) = 0 \\
& J_{y\kappa} \ddot{\varphi}_{y\kappa} + 4\beta_{21} a_2^2 \dot{\varphi}_{y\kappa} + \kappa_{21} a_2 \left(\left(z_{\kappa} \pm a_2 \varphi_{y\kappa} \mp b_2 \varphi_{x\kappa} - y_i \right) + \mu_1 \left(z_{\kappa} \pm a_2 \varphi_{y\kappa} \mp b_2 \varphi_{x\kappa} - y_i \right)^3 \right) + 2\beta_{21} a_2 (\dot{z}_{t2} - \dot{z}_{t1}) = 0 \\
& J_{y\kappa} \ddot{\varphi}_{y\kappa} + 4\beta_{21} a_2^2 \dot{\varphi}_{y\kappa} + \kappa_{21} a_2 \left(\left(z_{\kappa} \pm a_2 \varphi_{y\kappa} \mp b_2 \varphi_{x\kappa} - y_i \right) + \mu_1 \left(z_{\kappa} \pm a_2 \varphi_{y\kappa} \mp b_2 \varphi_{x\kappa} - y_i \right)^3 \right) + 2\beta_{21} a_2 (\dot{z}_{t2} - \dot{z}_{t1}) = 0 \\
& J_{x\kappa} \ddot{\varphi}_{x\kappa} + 4\beta_2 b_2^2 \dot{\varphi}_{x\kappa} + \kappa_{21} b_2 \left(\left(z_{\kappa} \pm a_2 \varphi_{y\kappa} \mp b_2 \varphi_{x\kappa} - y_i \right) + \mu_1 \left(z_{\kappa} \pm a_2 \varphi_{y\kappa} \mp b_2 \varphi_{x\kappa} - y_i \right)^3 \right) - 2\beta_{21} b_2^2 (\dot{\varphi}_{xt1} + \dot{\varphi}_{xt2}) = 0 \\
& m_i \ddot{z}_{ij} + (4\beta_1 + 2\beta_{21}) \dot{z}_{ij} + \kappa_1 z_{ij} - 2\beta_{21} \dot{z}_{\kappa} \pm 2\beta_{21} a_2 \dot{\varphi}_{y\kappa} + \\
& + \kappa_{21} (z_{ij} \mp b_2 \varphi_{xij} - y_i) + \mu_1 (z_{ij} \mp b_2 \varphi_{xij} - y_i)^3 - 2\beta_1 (\dot{z}_{kni} + \dot{z}_{kni(i+1)}) - 2\kappa_1 (z_{kni} + z_{kni(i+1)}) = 0 \\
& J_{xij} \ddot{\varphi}_{xij} + (2\beta_2 b_2^2 + 4\beta_1 b_1^2) \dot{\varphi}_{xij} + \kappa_{21} b_2 \left(\left(z_{ij} \mp b_2 \varphi_{xij} - y_i \right) + \mu_1 (z_{ij} \mp b_2 \varphi_{xij} - y_i)^3 \right) + \\
& + 4\kappa_1 b_1^2 \varphi_{xij} - 2\beta_2 b_2^2 \dot{\varphi}_{x\kappa} - 2\beta_1 b_1^2 (\dot{\varphi}_{xkni} + \dot{\varphi}_{xkni(i+1)}) - \\
& - 2\kappa_1 b_1^2 (\varphi_{xkni} + \varphi_{xkni(i+1)}) \mp \kappa_{21} b_2 \left(\left(z_{\kappa} \pm a_2 \varphi_{y\kappa} \mp b_2 \varphi_{x\kappa} - y_i \right) + \mu_1 \left(z_{\kappa} \pm a_2 \varphi_{y\kappa} \mp b_2 \varphi_{x\kappa} - y_i \right)^3 \right) = 0 \\
& (m_{kni} + 2m_n) \ddot{z}_{kni} + (2\beta_1 + 2\beta_n) \dot{z}_{kni} + (2\kappa_1 + 2\kappa_n) z_{kni} - 2\beta_1 \dot{z}_{ij} - 2\kappa_1 z_{ij} \\
& \pm 2\beta_1 a_1 \dot{\varphi}_{yij} \pm 2\kappa_1 a_1 \varphi_{yij} = m_n (\ddot{\eta}_{ni} + \ddot{\eta}_{npi}) + \beta_n (\dot{\eta}_{ni} + \dot{\eta}_{npi}) + \kappa_n (\eta_{ni} + \eta_{npi}) \\
& J_{xkni} \ddot{\varphi}_{xkni} + (2\beta_1 b_1^2 + \beta_n s^2) \dot{\varphi}_{xkni} + (2\kappa_1 b_1^2 + \kappa_n s^2) \varphi_{xkni} - \\
& - 2\beta_1 b_1^2 \dot{\varphi}_{xij} - 2\kappa_1 b_1^2 \varphi_{xij} = \beta_n s (\dot{\eta}_{npi} - \dot{\eta}_{ni}) + \kappa_n s (\eta_{npi} - \eta_{ni}) \\
& 4\beta_{21} \dot{y}_i = \kappa_{21} \sqrt{\left(\left(z_{\kappa} \pm a_2 \varphi_{y\kappa} \mp b_2 \varphi_{x\kappa} - y_i \right) + \mu_1 \left(z_{\kappa} \pm a_2 \varphi_{y\kappa} \mp b_2 \varphi_{x\kappa} - y_i \right)^3 \right)^2 - \lambda (y_i + \lambda^2 \mu_1 y_i^3)} \\
& \cdot \text{sign} \left[\left(z_{\kappa} \pm a_2 \varphi_{y\kappa} \mp b_2 \varphi_{x\kappa} - y_i \right) + \mu_1 \left(z_{\kappa} \pm a_2 \varphi_{y\kappa} \mp b_2 \varphi_{x\kappa} - y_i \right)^3 - \lambda (y_i + \lambda^2 \mu_1 y_i^3) \right] \\
& + \kappa_{21} \cdot \sqrt{\left(\left(z_{ij} \mp b_2 \varphi_{xij} - y_i \right) + \mu_1 \left(z_{ij} \mp b_2 \varphi_{xij} - y_i \right)^3 \right)^2 - \lambda (y_i + \lambda^2 \mu_1 y_i^3)} \\
& \cdot \text{sign} \left[\left(z_{ij} \mp b_2 \varphi_{xij} - y_i \right) + \mu_1 \left(z_{ij} \mp b_2 \varphi_{xij} - y_i \right)^3 - \lambda (y_i + \lambda^2 \mu_1 y_i^3) \right]
\end{aligned}
\tag{2}$$

Рис. 3. Зависимости показателей качества от скорости движения.

1 – пружинное центральное рессорное подвешивание,
2 – пневматическое центральное рессорное подвешивание.

Pic.3. Dependencies of quality indices on velocity.

1 – central spring suspension,
2 – pneumatic central spring suspension.



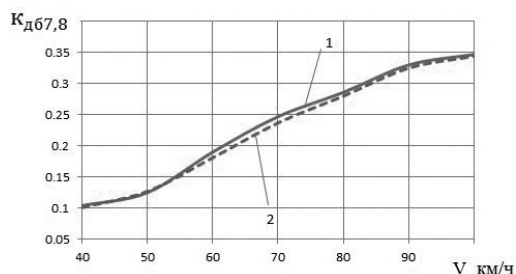
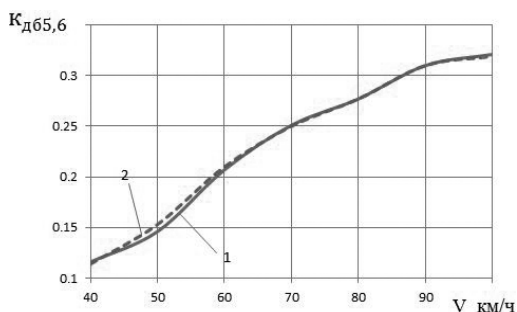
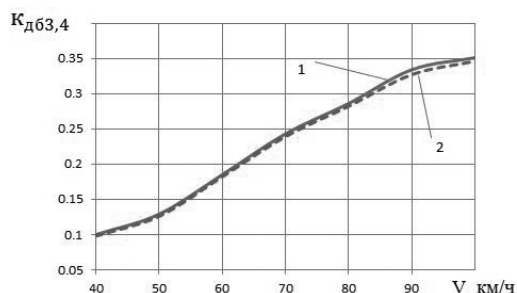
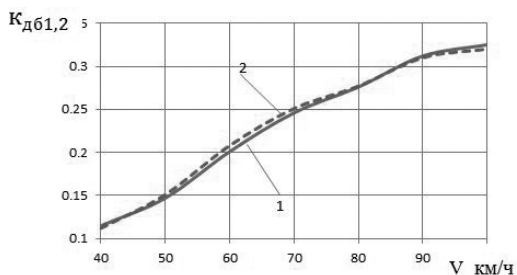


Рис. 4. Зависимости показателей качества от скорости движения.
1 – пружинное центральное рессорное подвешивание, 2 – пневматическое центральное рессорное подвешивание.

Fig. 4. Dependencies of quality indices on velocity.
1 – central spring suspension, 2 – pneumatic central spring suspension.

В случае использования в центральной ступени рессорного подвешивания пневморессоры система уравнений примет вид (2).

В приведенных уравнениях обозначено: y_i – величина деформации оболочки i -й пневморессоры ($i=1-4$).

В использованной для записи уравнений комбинации знаков $\pm$ «плюс» относится к первой тележке, а «минус» – ко второй. В комбинации знаков $\mp$ «минус» относится к первой пневморессоре тележки, а «плюс» – ко второй.

В [1,2] описан алгоритм «генерации» случайного процесса возмущения. Используя этот алгоритм, была выполнена генерация $\eta_{пр}$ и $\eta_{л}$ – эквивалентных геометрических неровностей правого и левого рельсов пути тоннеля метрополитена в соответствии с заданной спектральной плотностью. Дисперсии $\eta_{пр}$ и $\eta_{л}$ приняты одинаковыми и равными $13,01 \text{ мм}^2$. Поэтому влияния на результаты колебаний боковой качки незначительно и деформации правых и левых элементов рессорного подвешивания

практически одинаковы. Это будет видно на рис. 2–4.

За показатели динамических качеств (ПДК) при сравнении вариантов использования в центральной ступени рессорного подвешивания пружин с гидравлическими гасителями или пневморессор были приняты:

– коэффициенты динамики в элементах центральной и буксовой ступеней рессорного подвешивания $K_{дц1}, K_{дц2}, K_{дц3}, K_{дц4}, K_{дб1}, K_{дб2}, K_{дб3}, K_{дб4}, K_{дб5}, K_{дб6}, K_{дб7}, K_{дб8}$;

– максимальные значения вертикальных ускорений на полу кузова над первой и второй шкворневыми точками $\ddot{z}_{к1}, \ddot{z}_{к2 \max}$;

– коэффициент плавности хода на полу кузова над первой и второй шкворневыми точками $C_{1,2}$.

Коэффициенты динамики в данном случае отражали отношение максимального значения динамического усилия $F_{дин}^{\max}$ в указанных ступенях рессорного подвешивания к его статическому значению $F_{стат}$. Максимальные значения реализаций случайных процессов реакций динамиче-



ской модели $q(t)$ на случайное входное возмущение $\eta(t)$ определялись, как и в [1], по средним значениям абсолютных максимумов.

Алгоритм спектрального анализа при использовании БПФ (быстрое преобразование Фурье) с учетом фильтрации исходной случайной реализации $q(t)$ и сглаживания фильтром Ю. Ханна полученной при этом оценки $G_q(\omega)$ спектральной плотности подробно рассмотрен в [3]. Алгоритм определения коэффициента плавности хода – в [4].

Результаты расчетов в виде графиков зависимостей $C_{1,2}(v)$, $\ddot{z}_{к1,2\max}(v)$, $K_{дц}(v)$ и $K_{дб}$

(v) приведены на рис. 2–4. Анализ этих графиков показывает, что для пневматического подвешивания значения ПДК до скорости $v_{\max} = 100$ км/ч меньше тех же показателей пружинного подвешивания: на 9,3–15,6% для коэффициента плавности хода C_1 и на 13,3–14,5% для C_2 . На 40,4–37,7% меньше для максимального значения ускорений $\ddot{z}_{к\max 1}$, а для $\ddot{z}_{к\max 2}$ – на 40,5–33,8%. Для коэффициента динамики $K_{дц1}$ меньше на 31,8–34,9% и $K_{дц3}$ – на 32,6–30,5%. Коэффициенты динамики в буксо-

вой ступени рессорного подвешивания $K_{дб}$ для пружинного и пневматического подвешивания в рассматриваемом диапазоне скоростей отличаются незначительно и не превышают допустимого значения $[K_{дб}] = 0,35$.

ВЫВОДЫ

Основываясь на приведенных результатах, можно заключить, что применение пневморессор в центральной ступени рессорного подвешивания модели вагона метрополитена предпочтительнее использования с той же целью пружин и гидравлических гасителей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Сердобинцев Е. В., Ёе Вин Хан. Вертикальные колебания метровагона с пневмоподвешиванием // Мир транспорта. – 2013. – № 2. – С. 78–84.
2. Поляков А. И. Моделирование на ЦВМ горизонтальных случайных неровностей пути при исследовании нелинейных колебаний рельсовых экипажей // Оборудование и эксплуатация электроподвижного состава. Вып. 738. – М.: МИИТ, 1983. – С. 151–155.
3. Прочность и безотказность подвижного состава железных дорог / А. Н. Савоськин, Г. П. Бурчак, А. П. Матвеевичев и др. – М.: Машиностроение, 1990. – 287 с.
4. Кондрашов В. М. Единые принципы исследования динамики железнодорожных экипажей в теории и эксперименте. – М.: Интекст, 2001. – 190 с. ●

CHOICE OF PARAMETERS FOR A METRO COACH WITH PNEUMATIC SPRINGS

Serdobintsev, Evgeny V. – D. Sc. (Tech), professor of Moscow State University of Railway Engineering (MIIT), Moscow, Russia.

Zvantsev, Pavel N. – Ph.D. (Tech), associate professor of Moscow State University of Railway Engineering (MIIT), Moscow, Russia.

Ye Win Han – Ph.D. student of Moscow State University of Railway Engineering (MIIT), Republic of Myanmar.

ABSTRACT

The government of the Republic of Myanmar cooperates with Russian experts in implementation of the project of metro construction in the biggest city of Yangon. Shaping out of technical specification for manufacturing of rolling stock, well adapted to local conditions, includes the task of selection of design and parameters of springs. At the project phase that task is fulfilled through comparison of dynamic features of metro coach models. The use of pneumatic springs as elastic and dissipative element of body part of spring suspension is one of the variants which are now studied. The article contains results of comparative analysis of dynamic features of pneumatic and classical springs.

ENGLISH SUMMARY

Background. The previously published article [1] examined possible use of pneumatic springs as an element of central stage of spring suspension of metro coach, designed for use in metro system

of the city of Yangon of Republic of Myanmar. Previous study was accomplished with the help of reduced model. It proved advantages of pneumatic spring suspension as compared to classical spring and hydraulic spring systems. It was noted that the definite selection of parameters of spring suspension of metro coach could be done after study based on spatial model simulation, taking into account bouncing and lateral rolling of the body, bogie and wheelsets, as well as rocking of the body and bogies.

Objectives. The study, described in the article, was aimed at selection of parameters of spring suspension of a metro coach. Calculated spatial kinematic scheme of the coach is shown in Pic. 1. **Methods.** The study used mechanical and mathematical model of pneumatic spring with one additional tank, the same as in [1]. The researchers used the system of nonlinear differential equations to describe oscillations of mass m , resting on a pneumatic spring. To engineer spatial kinematic model of metro coach the authors adopted a set of assumptions described in the article (e. g. that