

УДК 629.4.027.3

Д-р техн. наук Горбунов Н.И.
Д-р техн. наук Герлич Ю.
Канд. техн. наук Кравченко Е.А.
Канд. техн. наук Лак Т.

**УЛУЧШЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ
ХАРАКТЕРИСТИК ЛОКОМОТИВА
УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕМ КОНСТРУКЦИИ
ОПОРНО-ВОЗВРАЩАЮЩИХ УСТРОЙСТВ**

Ключевые слова: локомотив, рессорное подвешивание, опорно-возвращающее устройство, жёсткость, возвращающий момент.

Введение

Устойчивой, современной тенденцией развития железнодорожного транспорта является рост скоростей движения подвижного состава [1, 2, 3]. Однако с повышением скоростей движения возрастают динамические нагрузки, действующие на железнодорожные экипажи и путь, как в прямых, так и в кривых участках пути, снижается плавность хода локомотивов и вагонов, увеличиваются шум и вибрация, износ колёс и рельсов. В связи с этим актуальными являются исследования, направленные на усовершенствование экипажной части локомотивов.

Постановка и анализ предмета исследований

Недостаточные динамические качества экипажной части подвижного состава являются одной из причин снижения уровня безопасности движения поездов и повышения эксплуатационных расходов, обусловленных увеличением затрат на ремонт подвижного состава и пути, а также повышенным энергопотреблением на тягу поездов [4, 5]. Жёсткие требования к динамическим качествам железнодорожных экипажей не всегда удается достичь применением существующих конструкций рессорного подвешивания. Это связано с тем, что требования к характеристикам возвращающего момента и горизонтальной жёсткости рессорного подвешивания для

прямых и кривых участков пути противоречивы. Кроме того «мягкая» вторая ступень рессорного подвешивания в вертикальной плоскости отрицательно влияет на тяговые и тормозные характеристики локомотива. Актуальной является задача создания мультифункционального адаптивного рессорного подвешивания, работающего в широком диапазоне скоростей для различных режимов движения и участков пути, которое бы отвечало современным требованиям.

В научных исследованиях [1, 2, 3, 4, 6, 7, 8, 9, 10, 11] сформулированы требования к рессорному подвешиванию экипажей железнодорожного подвижного состава направленные на обеспечение:

- высоких динамических характеристик;
- плавности хода при движении с высокими скоростями в прямых и кривых участках пути;
- уменьшение перераспределения вертикальных нагрузок по колесным парам при реализации силы тяги и торможения;
- высокой надежности и долговечности экипажа в эксплуатации;
- простоты конструкции и повышение технологичности в эксплуатации и ремонте.

В большинстве конструкций современного подвижного состава применяют двухступенчатое рессорное подвешивание: первая ступень (буксовая), вторая или центральная ступень (кузовная). Опыт эксплуатации показал, что в первой ступени рессорного подвешивания наиболее рационально использовать стальные рессоры (винтовые пружины) в сочетании с автономными фрикционными или гидравлическими гасителями колебаний. Винтовые пружины обеспечивают надлежащие характеристики и стабильность в условиях эксплуатации, обладают простотой конструкции, ремонта, ухода. В работах [1, 9, 4, 5], представлены направления усовершенствования конструкций рессорного подвешивания первой ступени.

Вторая ступень рессорного подвешивания обеспечивает возможность горизонтального смещения кузова вагона относительно тележки, необходимую плавность хода экипажа и общий уровень комфорта езды. В этой

ступени наиболее часто применяют резино-металлические элементы (РМЭ), которые обладают рядом преимуществ перед другими видами опор. Они дают возможность существенно упростить конструкцию связей кузова с тележками, а также, отличаясь малыми габаритами, позволяют осуществлять упругую поперечную и угловую связь кузова с тележками, с реализацией различных характеристик [9]. Кроме того, РМЭ способствуют более равномерному нагружению рамы тележки, снижению вибраций и шума, излучаемых ходовой частью локомотива.

Цель исследования

Целью статьи является усовершенствование второй ступени рессорного подвешивания локомотива, путём улучшения его динамических качеств за счёт увеличения вертикального прогиба РМЭ, при повышении горизонтальной жёсткости, и обеспечения «мягкой» характеристики возвращающего момента при повороте тележки в кривых участках пути.

Теоретическая часть

Для получения рациональных независимых характеристик опорно-возвращающих устройств (ОВУ) в вертикальном и горизонтальном направлениях (продольном и попер-

ечном направлении) часть РМЭ опоры размещена в стакане 2 (рис. 1), образованном установленными с возможностью взаимного перемещения в осевом направлении частями, одна из которых является направляющей для другой, что исключает их взаимные угловые и поперечные перемещения (рис. 1) [1, 9]. На раме тележки 6 установлен роликовый аппарат с блоком РМЭ, часть из которых заключена в корпус из двух направляющих 3, 4, которые разделяют весь блок РМЭ на две части: А – воспринимающую только вертикальные нагрузки, и В – вертикальные и горизонтальные нагрузки. Особенностью работы опоры является то, что при движении железнодорожного экипажа вертикальные колебания кузова амортизируются частями А и В блока РМЭ, а поперечные колебания экипажа амортизируются только нижней частью блока РМЭ; часть блока А, заключённая между направляющими 3, 4, в работе не участвует. Таким способом, изменяя количество РМЭ в частях А и В блока, можно изменять, независимо друг от друга, горизонтальную и вертикальную жесткость опор.

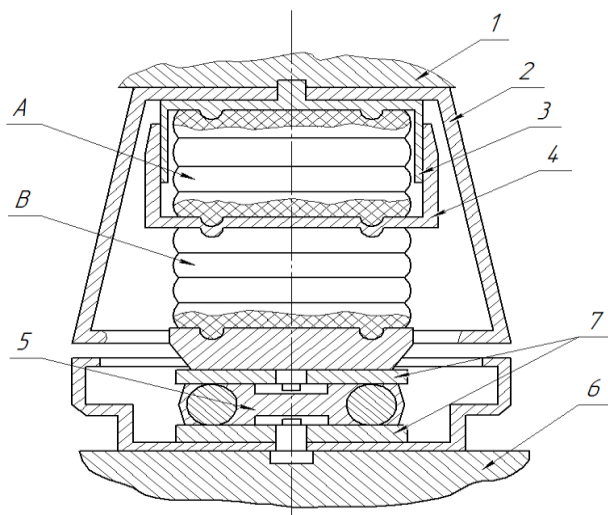


Рис. 1 – Конструктивная схема опорно-возвращающего устройства между кузовом и тележкой локомотива

Задача получения заданной характеристики возвращающего момента при повороте тележки относительно кузова (увеличение момента при малых углах поворота и его уменьшение при больших углах поворота) решается двумя путями.

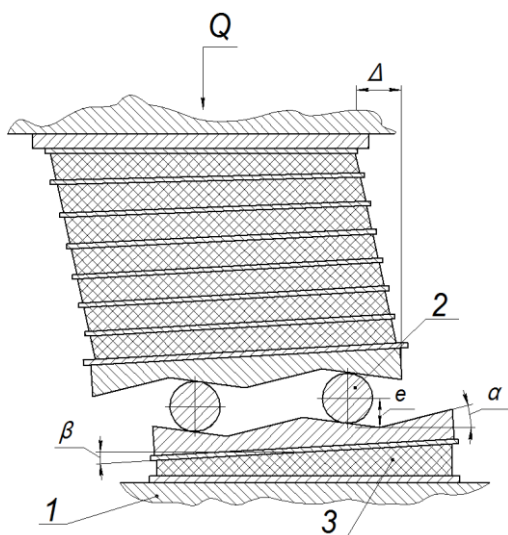


Рис. 2 – Схема обеспечения возвращающего момента опорно-возвращающего устройства и его характеристика

Относительное перемещение тележки и кузова в горизонтальном направлении происходит за счёт упругих деформаций РМЭ опор. Угловой поворот тележки относительно кузова обеспечивается за счёт деформации РМЭ и перекачивания роликового комплекта по дорожкам качения опорных плит.

При повороте тележки на угол λ_T на опоры действует возвращающий момент:

$$M_{\text{в}} = 4Q_o \cdot \text{tg}\alpha_g \cdot R + M_{\text{кр}} + M_{\text{тр}}, \quad (1)$$

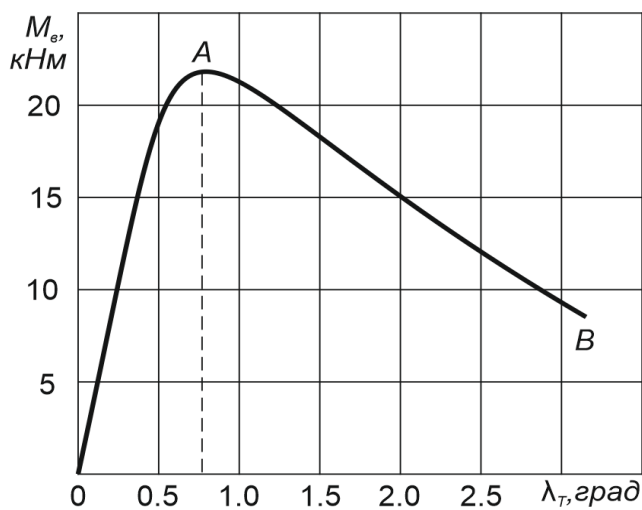
где Q_o – вертикальная нагрузка на опоры; α_g – угол наклона дорожек качения опорных плит; R – радиус установки опор; $M_{\text{кр}}$ – возвращающий момент от закручивания РМЭ на угол λ_T ; $M_{\text{тр}}$ – момент трения роликового комплекта по опорным плитам.

Возвращающий момент от закручивания РМЭ в опоре равен:

$$M_{\text{кр}} = 4J_{\text{кр}} \cdot \lambda_T. \quad (2)$$

Здесь $J_{\text{кр}}$ – угловая жёсткость при кручении РМЭ:

В первом из них требуемая характеристика ОВУ получается за счёт применения в связи кузова с тележкой опор с установленными между рамой тележки 1 и роликовым аппаратом 2 упругими прокладками 3 (рис. 2)



$$J_{\text{кр}} = \frac{\pi G D^4}{32 \cdot 57 \cdot 3 h}, \quad (3)$$

где G – модуль сдвига резины; D – диаметр РМЭ; h – высота резинового слоя в опоре.

Момент трения роликового комплекта по опорным плитам равен:

$$M_{\text{тр}} = 4J_{\text{сд}} \cdot R^2 \lambda_T \cdot \mu, \quad (4)$$

где $J_{\text{сд}}$ – жёсткость сдвига РМЭ; μ – коэффициент трения материалов трущихся поверхностей (сталь по стали в масляной ванне).

Расчёт значений $M_{\text{кр}}$ и $M_{\text{тр}}$ показывает, что они имеют малую величину, которую можно не учитывать при определении возвращающего момента, т.е.

$$M_{\text{в}} \approx 4Q_o \cdot \text{tg}\alpha_g \cdot R. \quad (5)$$

Характеристика возвращающего момента связи кузова с тележками тепловоза при

применении предлагаемой конструкции опор имеет два участка ОА и АВ (рис. 2). Поворот тележки относительно кузова сопровождается вначале деформацией сдвига РМЭ опор при неподвижных роликах (участок ОА). Возвращающий момент при этом определяется выражением:

$$M_{\delta} = 4Ж_{сд} \cdot \delta R, \quad (6)$$

где δ – величина сдвига РМЭ (до включения в работу роликового аппарата ($\delta = Q_o \cdot tg \alpha_g / Ж_{сд}$)).

При достижении равновесия между упругими силами РМЭ $P'_{гв} = \delta Ж_{сд}$ и силами сопротивления перекачиванию роликов по наклонным поверхностям дорожек качения опорных плит $P_{гв} = Q_o \cdot tg \alpha_g$ дальнейший поворот тележки вызывает перекачивание роликов (участок АВ, рис. 2). Это в свою очередь влечёт за собой внецентренное сжатие упругой прокладки 3 (рис. 2). Момент, вызывающий перекося прокладки, определяется выражением:

$$M_n = Q_o \left(\frac{\delta}{2} + e \right), \quad (7)$$

где e – смещение роликов от нейтрального положения.

Угол перекося опорных плит на упругой прокладке при этом:

$$\beta = \frac{M_n \cdot h'}{E + K_{\phi} I_x}. \quad (8)$$

Здесь h' – высота резинового слоя прокладки; K_{ϕ} – коэффициент формы прокладки;

I_x – момент инерции прокладки.

$$I_x = \frac{1}{4} \pi (r_1^4 - r_2^4), \quad (9)$$

где r_1 – наружный радиус прокладки; r_2 – внутренний радиус отверстия прокладки.

С учётом выражений (7) и (9) формула (8) примет вид:

$$\beta = \frac{Q_o \left(\frac{\delta}{2} + e \right) \cdot 4h'}{E \pi K' + K_{\phi} (r_1^4 - r_2^4)}. \quad (10)$$

Перекося прокладки и опорных плит вызывает исключение части возвращающего момента из величины полного момента в опоре (его уменьшение):

$$M_B = 4Q_o \cdot tg(\alpha_g - \beta) R. \quad (11)$$

Следовательно, в круговых кривых, когда перемещение роликового комплекта e велико, угол перекося β достаточно большой и значит M_B мал. В тоже время, в прямых участках пути и пологих кривых, когда перемещение роликового комплекта незначительно, угол перекося β будет мал, а возвращающий момент большой.

Результаты вычислений возвращающего момента в зависимости от угла поворота λ_T тележки относительно кузова тепловоза 2ТЭ116 представлены в табл. 1. Применение в связи кузова с тележкой предложенной конструкции опор позволяет получить «мягкую» характеристику возвращающего момента.

Табл. 1 – Результаты вычислений возвращающего момента λ_T тележки относительно кузова тепловоза 2ТЭ116 в зависимости от угла её поворота

α_g	град	0°48'	1°30'	2°0'	2°30'	3°0'	3°0'
δ	мм	22,3	22,3	22,3	22,3	22,3	22,3
e	мм	0	16,6	28,6	42,6	54,6	65,8
β	град	0°13'	0°29'	0°44'	0°57'	1°12'	1°24'
$\alpha - \beta$	град	1°47'	1°31'	1°16'	1°0'	0°48'	0°36'
M_{δ}	кН·м	21,56	18,26	15,25	12,03	9,63	7,22

Задача получения «мягкой» характеристики возвращающего момента опоры кузова на тележку может также решаться применением в роликовом аппарате опорных плит с переменным углом наклона дорожек качения роликов. В такой опоре (рис. 3) перекачивание роликов по дорожкам качения обеспечивает появление горизонтальной возвращающей силы равной:

$$P_{гвI} = Q \cdot tg\alpha_1; \quad P_{гвII} = Q \cdot tg\alpha_2. \quad (12)$$

Так как $\alpha_{g1} > \alpha_{g2}$, то на втором участке хода роликов происходит снижение значений возвращающей силы опоры на величину:

$$\Delta P_{гв} = Q(tg\alpha_{g1} - tg\alpha_{g2}). \quad (13)$$

При этом границы участков дорожек качения $2(Q - R\sin\alpha_1)$ и $2b$ определяются, исходя из требований уменьшения возвраща-

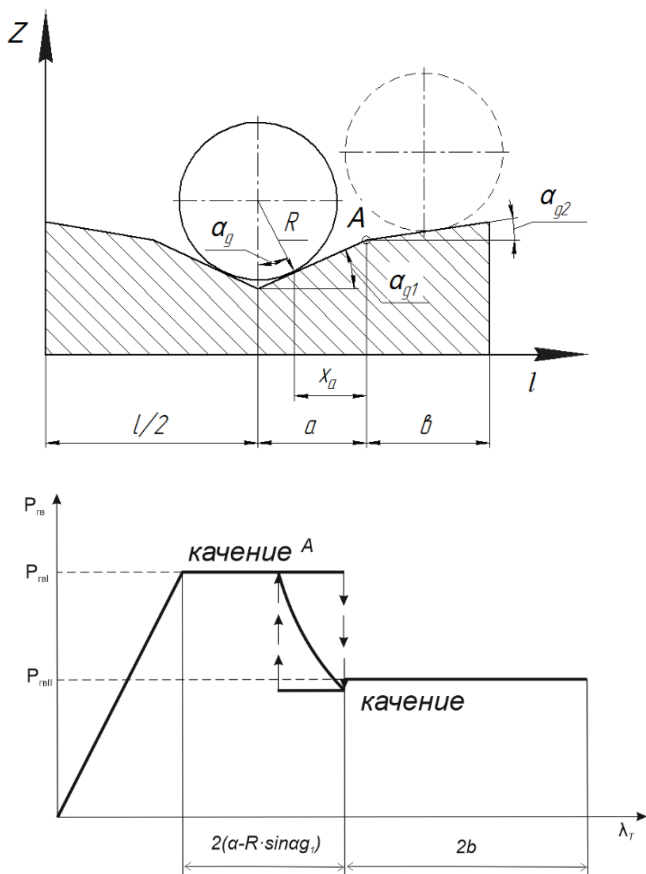


Рис. 3 – Кинематическая схема и характеристика возвращающего момента ОВУ:
 а – схема движения ролика по наклонным опорным плитам;
 б – зависимость угла поворота от действующей силы

ющего момента в круговых кривых в зависимости от радиуса установки опор R на раме тележки. Кроме того, профиль дорожек качения опорных плит может быть выполнен выпуклым, обеспечивающим плавное изменение угла между горизонталью и касательной к кривой в точке контакта её с роликами.

Результаты экспериментальных исследований опытных ОВУ

На стендовых установках (рис. 4, 5) исследованы характеристики отдельных опор (рис. 4) и связей кузова с тележкой тепловоза (рис. 5). Испытания проводились при установке в сопряжении кузова с тележкой серийных опор; опытных опор с разделением блока РМЭ на две части и установленной под роликовой упругой прокладкой (рис.2). Количество РМЭ в опытных опорах (4+4) выбрано, исходя из результатов теоретических расчётов. Конструкция опытной опоры и общий вид её элементов показаны на рис. 6.

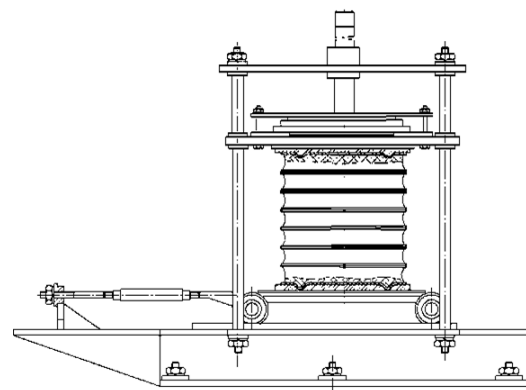


Рис. 4 – Внешний вид стендовой установки для исследования характеристик отдельных опор

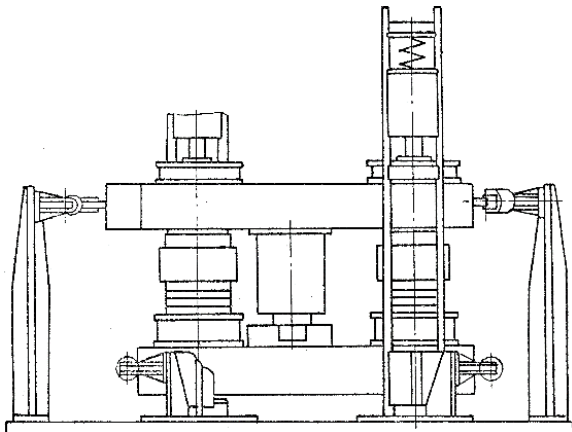
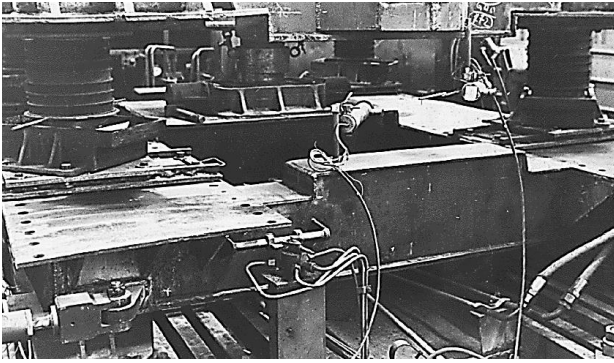


Рис. 5 – Внешний вид стендовой установки для исследования характеристик связей кузова с тележками

На стенде (рис. 5) проведены исследования при одновременном, в установленных пределах, движении верхней и нижней рам, имитирующих динамический режим относительных перемещений тележки и кузова в процессе прохождения тепловоза по участкам прямого пути и при движении по стрелочным переходам на боковое направление. Определена величина возвращающей силы $P_{гв}$ при поперечно-горизонтальном перемещении кузова относительно тележки. На рис. 3 приведена зависимость возвращающих сил от величины поперечно-горизонтального перемещения кузова относительно тележки.

Характеристика поперечной связи кузова с тележкой определяется конструкцией опор и шкворневого узла, обеспечивающего максимальное поперечное перемещение кузова относительно тележек на $\pm 0,04$ м.

В результате проведенных экспериментов при перемещении верхней и нижней рамы в поперечно-горизонтальном направлении на 0,02 м с частотой 1 Гц получены следующие данные: возвращающая сила на первом участке для серийных опор $P_{гв}^c = 9,2$ кН; для опытных опор - $P_{гв}^o = 22,5$ кН. Возвращаю

щее усилие при максимальном поперечном перемещении с этой же частотой составило: для серийных опор $P_{гв}^c = 103,3$ кН; для опытных опор $P_{гв}^o = 128$ кН. Жёсткость на первой части хода: для серийной опоры – 0,67 мН/м; для опытной – 1,30 мН/м. На последующей части хода ОВУ к жёсткости опор, в связи кузова с тележкой, прибавляется жёсткость пружинного комплекта шкворневого узла и суммарная жёсткость, которая составляет: для серийной опоры – 4,4 мН/м; для опытной опоры – 5,0 мН/м.

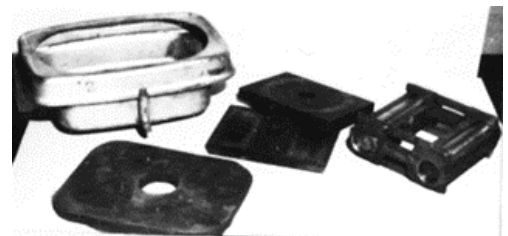
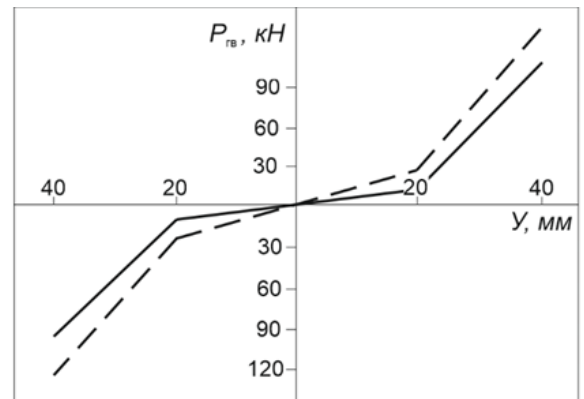


Рис. 6 – Общий вид опытной опоры и график возвращающей силы при поперечном перемещении (относ.):

----- опытная опора; - - - - - серийная опора

Таким образом, характеристика возвращающей силы ОВУ на полной величине относительного поперечного перемещения тележек и кузова является нелинейной. На рис. 6 видно, что участок характеристики возвращающей силы, обусловленный упругой деформацией РМЭ на сдвиг (в пределах поперечно-горизонтального зазора шкворневого узла $\pm 0,02$ м) у опытных опор имеет более крутой наклон к оси абсцисс, чем у серийных. Участок рабочей характеристики возвращающего усилия пересекает ось абсцисс в точках на отметке 0,004 м при установке опытных опор и 0,009 м при установке серийных опор. В этих точках возвращающее усилие от упругих сил равно нулю.

При прохождении нейтрального положения в процессе поперечно-горизонтальных колебаний кузова (точка пересечения рабочей характеристики с осью ординат) усилие, направленное противоположно перемещению, составляет для серийной и опытной опор примерно 7...6 кН. Эта сила создаёт демпфирующий эффект, препятствующий росту поперечно-горизонтальных отклонений тележки относительно кузова, одинаковый для обоих вариантов опор.

Из рабочей характеристики связи кузова с тележками видно, что работа поперечных возвращающих сил на участке перемещений от 0,02 м до 0 в пределах поперечного зазора в шкворневом узле больше у опытных опор ($W = 173$ Н·м), чем у серийных ($W = 18$ Н·м) в 9,6 раза. Таким образом, установка опытных опор в экипажной части локомотива позволяет получить практически любую наперёд заданную характеристику возвращающего усилия, что приводит к улучшению условий центровки кузова относительно тележек в поперечно-горизонтальном направлении и позволяет снизить перегруз от колес на рельсы.

Выводы

Выбор конструктивного исполнения рессорного подвешивания локомотива является сложной комплексной задачей, связанной с тем, что требования к его характеристикам в разных плоскостях по устойчивости движения, вписыванию в кривые участки пути, тяговым и тормозным качествам подвиж-

ной единицы оказываются взаимно исключаемыми.

По результатам проведенных теоретических и экспериментальных исследований установлено, что улучшение ходовых характеристик локомотива в различных режимах движения достигается при увеличении вертикального прогиба, горизонтальной жёсткости резинометаллических элементов ОВУ и при формировании «мягкой» характеристики возвращающего момента опоры при повороте тележки. В статье предложены варианты усовершенствования второй ступени рессорного подвешивания.

На основе проведенных исследований доказано, что на локомотивах, для одновременного повышения их тяговых и динамических показателей, а также улучшения вписывания в кривые участки пути, эффективно применять в ОВУ блоки резинометаллических элементов, разделённые на несколько частей, одна из которых работает только в вертикальной плоскости, другая в горизонтально-продольной и поперечной. Кроме того, для получения улучшенных характеристик («мягких») возвращающего момента при повороте тележки относительно кузова (увеличение момента при малых углах поворота и его уменьшение при больших), между опорой и рамой тележки целесообразно устанавливать дополнительные упругие элементы или создавать специальный профиль рабочих поверхностей роликового аппарата. За счёт деформации упругого элемента или изменения профиля поверхностей, по которым движутся ролики, изменяется фактический угол наклона опорных плит ОВУ к горизонту.

Литература

1. Горбунов Н.И. Теория и практическая реализация системного подхода при создании экипажной части локомотива / Н.И. Горбунов // Авторефер. дис. ... д-ра т.н. / Восточноукраинский национальный университет им. В. Даля. – Луганск, 2006. – 40 с.
2. Петров А.С. Синтез параметров резинометаллических элементов рельсовых экипажей для уменьшения нагруженности силовых связей / А.С. Петров // Авторефер. дис. ... д-ра т.н. / Восточноукраинский национальный университет им. В. Даля. – Луганск, 2002. – 37 с.

3. Большая энциклопедия транспорта: В 8 т. Т. 4. Железнодорожный транспорт/ Главный редактор Н. С. Конарев. - М.:

Большая Российская энциклопедия, 2003.- 1039 с.

4. Горбунов Н.И., Кравченко Е.А., Попов С.В., Бурка М.Л., Слюсарева Л.А. Управляемое рессорное подвешивание для железнодорожных экипажей / Н.И. Горбунов, Е.А. Кравченко, С.В. Попов, М.Л. Бурка, Л.А. Слюсарева // Вісник Східноукраїнського Національного Університету імені Володимира Даля №8 (114) 2007. Частина 1. - Луганськ: Видавництво СНУ ім. В. Даля, 2007. – с. 121 – 127.

5. Горбунов Н.И., Кравченко Е.А., Михеев С.А. К вопросу о создании высокоскоростного подвижного состава / Н.И. Горбунов, Е.А. Кравченко, С.А. Михеев // Вісник Східноукраїнського Національного Університету імені Володимира Даля №8 (102) 2006. Частина 1. - Луганськ: Видавництво СНУ ім. В. Даля, 2006. – с. 108 – 111.

6. Упругие опорные элементы для подвижного состава. Железные дороги мира. № 8, 2005. – с. 29 – 33.

7. Галиев И.И., Нехаев В.А., Николаев В.А., Квазиинвариантное рессорное подвешивание / И.И. Галиев, В.А. Нехаев, В.А. Николаев // Железнодорожный транспорт. – 2005. - №11. с. 28 – 30.

8. Spiryagin M., Cole C., Sun Y.Q., McClanachan M., Spiryagin V., McSweeney T. Design and Simulation of Heavy Haul Locomotives and Trains / M. Spiryagin, C. Cole, Y.Q. Sun, M. McClanachan, V. Spiryagin, T. McSweeney // Ground Vehicle Engineering Series. CRC Press, 2016 – 477 p.

9. Горбунов Н.И. Повышение тяговых качеств тепловозов за счет совершенствования упругих связей тележек: дис. ... к. т. н.: 05.22.07 / Н.И. Горбунов // – Ворошиловград: – 1987. – 269 с.

10. D. Petrović, Bižić M., Gašić M., Savković M., Gajić V.: Increasing the Efficiency of Railway Transport by Improvement of Suspension of Freight Wagons / D. Petrović, M. Bižić, M. Gašić, M. Savković, V. Gajić // Promet – Traffic&Transportation, Vol. 24, 2012, No. 6, 487-493.

11. Maruyama Y., Ishihara K., Matsui T., Koizumi S. Development of an Active Suspension System for Railway Vehicles / Y. Maruyama, K. Ishihara, T. Matsui, S. Koizumi // The Sumitomo Search №59, 1997. – P. 108 – 112.

ВІДОМОСТІ ПРО АВТОРІВ

Горбунов Микола Іванович,

д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри залізничного і автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. Вул. Івана Федорова, 39, м. Київ, Україна, 03038.

Тел.: +38 095 309 10 39.

E-mail: gorbunov0255@gmail.com

Герліці Юрай,

д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри транспорту та підйомно-транспортних машин Жилінського університету [Department of Transport and Handling Machines (KDMT), Faculty of Mechanical Engineering, University of Žilina].

Словакія, Strojnícka fakulta, Univerzita 1, 010 26 Žilina

E-mail: juraj.gerlici@fstroj.uniza.sk

Кравченко Катерина Олександрівна,

канд. техн. наук, доцент кафедри залізничного та автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. Вул. Івана Федорова, 39, м. Київ, Україна, 03038.

Тел.: +38 096 345 90 27.

E-mail: kkatherina@ukr.net

Лак Томаш,

канд. техн. наук, доцент кафедри транспорту та підйомно-транспортних машин Жилінського університету [Department of Transport and Handling Machines (KDMT), Faculty of Mechanical Engineering, University of Žilina].

Словакія, Strojnícka fakulta, Univerzita 1, 010 26 Žilina.

E-mail: tomas.lack@fstroj.uniza.sk