

УДК 629.4

## ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ПРАКТИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ РАЗРАБОТКИ ВТОРОЙ СТУПЕНИ РЕССОТРОННОГО ПОДВЕШИВАНИЯ

Горбунов Н.И., Герлицы Ю., Кравченко Е.А., Бурейка Г., Стейшунас С., Лак Т.

## THEORETICAL AND PRACTICAL ASPECTS OF DEVELOPMENT SECOND STAGE SPRING SUSPENSION

Gorbunov M.I., Gerlici J., Kravchenko K.O., Bureika G., Steišūnas S., Lack T.

*В статье рассматриваются методы и способы улучшения динамических качеств локомотива, снижения силового воздействия на путь и износа бандажей и рельсов за счёт усовершенствования рессорного подвешивания второй ступени. На основе расчётов по математическим моделям и экспериментальных исследований предложено ряд конструктивных решений опорно-возвращающих устройств с рациональными характеристиками, которые позволяют обеспечить повышение тяговых качеств локомотива, снизить динамическое воздействие на путь в вертикальной и горизонтальной плоскости в прямых и кривых участках пути, центрировать кузов относительно тележек. Предлагаемые связи кузова с тележками испытаны на созданном стендовом оборудовании и в эксплуатационных условиях. Конструкция связи кузова с тележками позволяет обеспечить требуемые жёсткостные и демпфирующие характеристики за счёт оптимизации конструкции.*

**Ключевые слова:** вторая ступень рессорного подвешивания, статический прогиб, резино-металлические элементы, угол поворота тележки.

**Введение.** Анализ исследования показал, что самым дорогостоящим и проблемным является создание и техническая реализация экипажной части локомотива, которая во многом предопределяет его технико-экономическую эффективность как тягового транспортного средства [1-8]. В то же время противоречива оценка этой эффективности, вызванная сложными и неоднозначными зависимостями тягово-сцепных, динамических и других качеств локомотива. Изменение характеристик опорно-возвращающих устройств позволяет обеспечить: повышение тяговых качеств локомотива; снижение максимального динамического воздействия на путь в вертикальной и горизонтальной плоскостях в прямых и кривых участках пути; центрирование кузова относительно тележек и т.д. В связи с этим исследования характеристик связи кузова с тележкой локомотива и дальнейшее совершенствование ее кон-

струкции, направленное на улучшение динамических качеств локомотива и, как следствие, снижение силового воздействия на путь и износа бандажей и рельсов, является актуальной задачей [1-8].

Опорно-возвращающие устройства большинства локомотивов представляют собой комбинацию опоры качения и блока резинометаллических элементов (РМЭ). Опора одновременно обеспечивает поворот тележки, поперечное смещение и вертикальный прогиб кузова относительно тележек. Роликовые опорно-возвращающие устройства установлены на раме тележки таким образом, что относительное перемещение тележек и кузова в горизонтально-поперечном направлении происходит за счёт упругих резинометаллических элементов. Поворот тележки относительно кузова обеспечивается за счёт деформации РМЭ и перекачивания роликов по наклонным поверхностям.

Как показали исследования тепловозов серии ТЭ116 и ТЭ121 такое рессорное подвешивание не обеспечивает центровку кузова относительно тележек при поперечном смещении его в шкворневом зазоре, смещение кузова от среднего положения вызывает односторонний перегруз колёсных пар, что в свою очередь вызывает увеличение скольжения её осей при реализации силы тяги, нецентровка кузова приводит к смещению от центрального положения точки передачи тягового усилия от тележки на кузов, что вызывает появление между ними поворачивающего момента, и как следствие, перекаса тележки в рельсовой колее, увеличивая, тем самым поперечное скольжение колёсных пар [6]. Нецентровка кузова, очевидно, является следствием недостаточной поперечной жёсткости связи кузова с тележками.

**Основной материал исследований.** Для определения параметров эффективного функционирующих опорно-возвращающих элементов разработана

методика определения характеристик сдвига резинометаллических элементов.

В опорах кузова тепловоза на тележки блоки резинометаллических элементов воспринимают вертикальную нагрузку  $Q_0$  и поперечную горизонтальную силу  $P_{\text{св}}$  (рис. 1). Опорные пластины концевых РМЭ остаются параллельными друг другу независимо от относительных поперечных перемещений кузова и тележки. Учитывая указанный факт, существующие методы расчёта упругих характеристик одного резинового амортизатора необоснованно применяют и для расчёта характеристик блоков из нескольких амортизаторов, установленных друг на друга [9]. При этом предполагается, что остальные пластины резинометаллических элементов остаются параллельными опорным поверхностям независимо от величины относительного смещения тележек под кузовом.

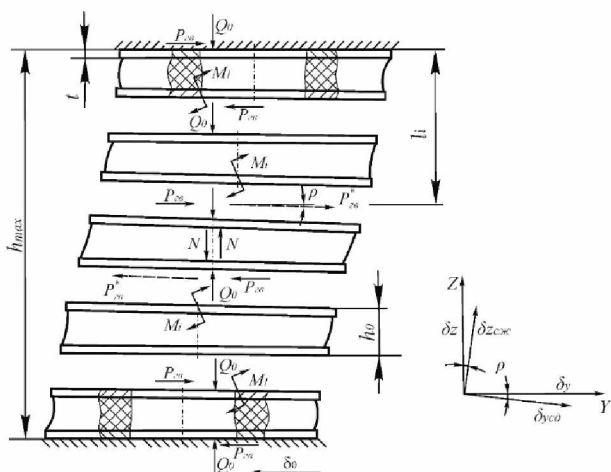


Рис. 1. Расчетная схема блока опоры, состоящего из резинометаллических элементов

Более точные способы решения задач теории упругости применительно к одной резиновой детали заключаются в установлении величины напряжений и перемещений, удовлетворяющих условиям равновесия и граничным условиям, а в случае решения системы уравнений и условиям совместности деформаций. Метод расчёта, представленный в работе [9, 10], основан на применении энергетического метода Ритца, при котором задаются соответствующие условиям задачи выражения для перемещений, которые удовлетворяют условию постоянства объёма; по перемещениям вычисляются компоненты деформаций и инварианты; подсчитывается энергия деформации посредством интегрирования выражения удельной энергии по всему объёму; вычисляется потенциал внешних сил и составляется выражение полной энергии системы; коэффициенты определяются по условиям минимума энергии; определяются направления и величины главных деформаций; определяются главные напряжения и напряжения в интересующих площадках.

В работе представлена методика расчёта характеристик сжатия столба поставленных друг на друга

плоских резиновых дисков, привулканизированных к стальным пластинам. В указанном случае каждый из резиновых элементов всего блока подвергается одним и тем же нагрузкам и деформациям.

Как показали эксперименты, в реальных условиях под действием возвращающей силы  $P_{\text{св}}$  и вертикальной нагрузки  $Q_0$  наряду с поперечными и вертикальными относительными перемещениями стальных пластин наблюдается неодинаковый для различных по положению в блоке РМЭ относительный поворот пластин вокруг продольной горизонтальной оси, что объясняется разными по величине дополнительными моментами сил  $M_1$ . Таким образом, при определении упругих характеристик блока резинометаллических элементов должны учитываться не только характеристики одного РМЭ и их количество в блоке, но и вертикальная и горизонтальная нагрузки, создающие различные по величине изгибающие моменты сил, действующие на каждый РМЭ блока, т.е. и их угловые перемещения.

Решение задачи определения одной из упругих характеристик блока резинометаллических элементов — жёсткости на поперечный сдвиг — целесообразно начать с предложения о том, что известна возвращающая сила  $P_{\text{св}}$  и затем найти величину поперечного перемещения опорных поверхностей  $\delta_0$ . Особый интерес представляет определение горизонтальной и вертикальной деформаций среднего резинометаллического элемента при поперечном смещении опорных поверхностей блока РМЭ на  $\delta_0$  с учётом поворота на угол  $\rho$  (рис. 1).

Предположим, что к среднему резинометаллическому элементу приложены вертикальная сила  $Q_0$  и горизонтальная сила  $P_{\text{св}}$ . Параллельность этих пластин свидетельствует о том, что резиновая шайба не воспринимает каких-либо изгибающих моментов. Тогда равнодействующая сил  $Q_0$  и  $P_{\text{св}}$  может быть заменена нормальным давлением  $N$  и сдвигающей силой  $P_{\text{св}}^*$ :

$$N = Q_0 \cdot \cos \rho - P_{\text{св}} \cdot \sin \rho \quad (1)$$

$$P_{\text{св}}^* = P_{\text{св}} \cdot \cos \rho + Q_0 \sin \rho \quad (2)$$

С увеличением угла наклона  $\rho$  резинометаллического элемента, сила сжатия уменьшится на величину  $\Delta Q_0$

$$\Delta Q_0 = Q_0 - Q_0 \cdot \cos \rho + P \cdot \sin \rho \quad (3)$$

Соответственно, деформация резинового элемента по толщине уменьшится на величину:

$$\delta_{z \text{ сж}}^* = \frac{\Delta Q_0}{K_{\text{сж}}} \quad (4)$$

где  $K_{\text{сж}}$  — жёсткость на сжатие резинового элемента, значение которой определим как:

$$\mathcal{K}_{\text{сж}} = \frac{\pi(R^2 - r^2)E_{\text{сж}}}{h_0} \quad (5)$$

где  $R$  – радиус резинового элемента;  $h_0$  – толщина резинового элемента;  $k$  – коэффициент формы резинового элемента;  $E_{\text{сж}}$  – модуль упругости на сжатие резинового элемента, значение которого можно определить по формуле [10]:

$$E_{\text{сж}} = 6 \cdot G(1 + k^2), \quad (6)$$

где  $G$  – модуль упругости на сдвиг резинового элемента.

Для резинового элемента, представляющего собой полую шайбу с внутренним диаметром  $d$ , коэффициент формы  $k$  будет равен [11]:

$$k = \frac{D - d}{4h} \quad (7)$$

В то же время деформация сдвига вдоль пластины станет равной:

$$\begin{aligned} \delta_{yc0}^* &= \frac{P_{\text{сж}}^*}{\mathcal{K}_{\text{сж}}} \\ \mathcal{K}_{\text{сж}} &= \frac{\pi(R^2 - r^2)G}{h_p} \\ h_p &= h_0 \left(1 - \frac{Q_0}{\mathcal{K}_{\text{сж}}}\right) \end{aligned} \quad (8)$$

где  $\mathcal{K}_{\text{сж}}$  – жесткость на сдвиг резинового элемента;  $G$  – модуль упругости на сдвиг резинового элемента;  $h_p$  – толщина резинового элемента под нагрузкой.

Полная вертикальная деформация наклонного резинового элемента получится равной:

$$\delta_z = -\delta_{z\text{сж}}^* \cdot \cos \rho + \delta_{yc0}^* \cdot \sin \rho \quad (9)$$

Горизонтальная деформация наклонного резинового элемента равна:

$$\delta_y = -\delta_{z\text{сж}}^* \cdot \sin \rho + \delta_{yc0}^* \cdot \cos \rho \quad (10)$$

Величину поперечного смещения других резино-металлических элементов в блоке опоры с достаточной точностью можно определить по углу наклона стальных пластин данного РМЭ:

$$\delta_{yi} = -\delta_{z\text{сж}}^* \cdot \sin \rho_i + \delta_{yc0}^* \cdot \cos \rho_i \quad (11)$$

$$\rho_i = \frac{\rho_{i-1}^* + \rho_i^*}{2} \quad (12)$$

где  $\rho_{i-1}^*$  – угол наклона наружной от центра блока пластины  $i$ -го РМЭ;  $\rho_i^*$  – угол наклона внутренней пластины  $i$ -го РМЭ.

Для нахождения угла наклона РМЭ резиновую шайбу, рассмотрим как деформируемый стержень, находящийся под действием поперечной силы  $P_{\text{сж}}$  и момента сил  $M_i$  в условиях жесткого крепления одним концом к неподвижной поверхности. По формулам малых деформаций из закона Гука следует, что расчетное значение угла наклона одной стальной пластины относительно другой может быть определено по формуле:

$$\rho_i^* = \frac{P_{\text{сж}} h_p^2}{2EI_x} + \frac{M_i h_p}{EI_x} = \frac{h_p}{EI_x} \left( \frac{P_{\text{сж}} h_p}{2} + M_i \right) \quad (13)$$

где  $I_x$  – момент инерции резиновой шайбы относительно оси ОУ, проходящей через ее геометрический центр;  $M_i$  – момент сил, действующий на резино-металлический элемент и зависящий от его местонахождения в резиновом столбе, значение которого можно определить по формуле:

$$\begin{aligned} M_i &= P_{\text{сж}} l_i + Q_0 \frac{\delta_0 \cdot l_i}{h_{\text{max}}} = (P_{\text{сж}} + Q_0 \frac{\delta_0}{h_{\text{max}}}) \cdot (h_p + 2t) \cdot i \\ h_{\text{max}} &= (h_p + 2t) \cdot n \end{aligned} \quad (14)$$

где  $n$  – количество РМЭ элементов в блоке;  $t$  – толщина стальной пластины;  $i$  – количество РМЭ от центра блока.

Тогда относительное угловое перемещение стальных пластин одного РМЭ равно:

$$\rho_i = \frac{h_p}{EI_x} \left[ \frac{P_{\text{сж}} h_p}{2} + (P_{\text{сж}} + Q_0 \frac{\delta_0}{h_{\text{max}}}) (h_p + 2t) \cdot i \right] \quad (15)$$

Так же следует иметь в виду, что деформация резинового столба увеличивается в поперечном направлении на величину, равную:

$$\delta_i^* = \frac{P_{\text{сж}} h_p^3}{3EI_x} + \frac{M_i h_p^2}{2EI_x} = \frac{h_p^2}{2EI_x} \left[ \frac{2P_{\text{сж}} h_p}{3} + (P_{\text{сж}} + Q_0 \frac{\delta_0}{h_{\text{max}}}) (h_p + 2t) i \right] \quad (16)$$

Величина полного поперечного перемещения опорных поверхностей, вызванная силами  $P_{\text{сж}}$  и  $Q_0$ , действующими на одну опору кузова, складывается из углов поворота и поперечного смещения всех резино-металлических элементов блока. Так, для опоры, полное поперечное перемещение опорных поверхностей определяется по формуле:

$$\delta_0 = \sum_{i=1}^n \delta_{yi} + \sum_{i=1}^n \delta_i^* \quad (17)$$

Жесткость сдвига блока РМЭ определяется как результат деления величины возвращающей поперечной силы  $P_{\text{сж}}$  на поперечное перемещение его опорных поверхностей:

$$K_{\text{сдв}} = \frac{P_{\text{ГВ}}}{\delta_0} \quad (18)$$

Таким же образом получены формулы для расчета жесткости для блоков, состоящих из различного количества РМЭ. Сравнивая значения упругих характеристик блока РМЭ, полученные по предлагаемой методике, со значениями, получаемыми по существующей методике [10, 12], когда  $K_{\text{сдв}} = \frac{K_{\text{сд}}}{n}$ , где  $n$  – количество РМЭ в блоке, определяем, что разница между значениями жесткости сдвига блока РМЭ может достигать 10%-40 %. В то же время с увеличением горизонтальной силы  $P_{\text{св}}$  значения статического прогиба могут отличаться на 19 %, в случае же отсутствия горизонтальной силы такой разности практически не существует. С увеличением вертикальной нагрузки на опору  $Q_0$  разность значений  $K_{\text{сдв}}$ , полученная по обеим методикам, возрастает, в случае же отсутствия вертикальной нагрузки такой разности практически не существует. Таким образом, жесткость сдвига блока резинометаллических элементов, определяемая по существующей методике, отличается от предлагаемой тем, что она не учитывает различий в условиях деформаций отдельных РМЭ, то, как показывают экспериментальные исследования, вносит существенную погрешность в получаемые результаты. Так расчёт жёсткости сдвига блока из семи РМЭ по разработанной методике позволяет по сравнению с существующей методикой повысить точность расчёта в 9...10 раз, то есть разность расчётных и экспериментальных значений  $K_{\text{сдв}}$  снижается с 17...40 % до 1,65...4 %.

Преимуществом разработанной методики расчёта жёсткости сдвига опоры с блоком РМЭ является то, что её использование позволяет более точно определить упругие характеристики блока с любым заранее заданным количеством РМЭ и величиной вертикальной нагрузки на опору.

Согласно проведенным расчётам с увеличением вертикальной нагрузки на опору и количества РМЭ в блоке следует ожидать уменьшения возвращающей силы в связи кузова с тележками локомотива и снижения устойчивости кузова на тележках. Т.о. при конструировании экипажной части следует обратить внимание на то, что для улучшения динамических качеств необходимо увеличить статический прогиб, однако при этом обеспечить устойчивость опор за счёт оптимизации жёсткости, тем самым обеспечивая высокие тяговые качества и безопасное вписывание в кривые участки пути.

#### Эксперимент

Эксперименты по определению упругих деформаций РМЭ опор различной конфигурации в горизонтальной плоскости; выбор рациональной конструкции боковой опоры кузова на тележку проведены на стендовой установке ОАО ХК «Лугаскеловоз» [9].

Стендовая установка позволяет имитировать реальные условия работы возвращающих устройств тепловоза. На рис. 2 показан внешний вид стендовой установки и схема стендовой установки (вид сбоку).

Стендовая установка содержит неподвижное основание 3, на котором расположена подвижная каретка 1, имитирующая тележку. На неподвижном основании 1 установлена стойка рама 5 с винтом вертикального нагружения, а также закреплена стойка винта горизонтального нагружения. Винт горизонтального нагружения 7 связан с подвижной кареткой 1 посредством динамометра 6. Между подвижной кареткой 6 и органом вертикального нагружения 4, имитирующими тележку и кузов, устанавливается испытуемый РЭМ опоры.

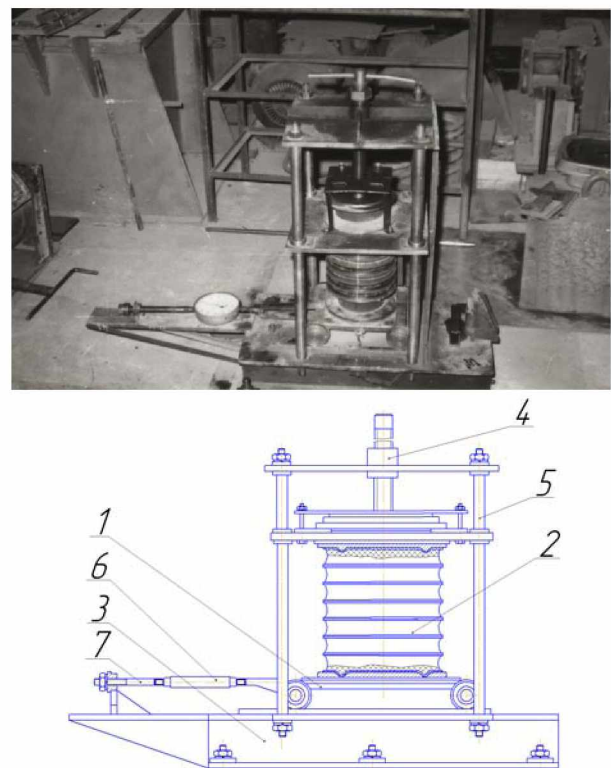


Рис. 2. Общий вид и схема (вид сбоку) стенда для статических испытаний РМЭ:

1-каретка; 2- РМЭ; 3- основание;  
4 - винт вертикального нагружения; 5- стойка, рама;  
6- динамометр; 7- винт горизонтального нагружения

Перед началом испытаний все РМЭ подвергались проверке на соответствие требованиям чертежа. Под статической нагрузкой 110 кН производились замеры вертикального прогиба РМЭ и опоры в целом.

Работает стендовая установка следующим образом.

В соответствии с программой испытаний комплект РМЭ 2 устанавливался на подвижную каретку 1 стенда, максимальное перемещение которой – 140 мм. Вертикальная нагрузка создавалась винтом 4



посредством замкнутой пространственной рамы 5 и основания 3. Горизонтальные перемещения опоры осуществлялись винтом 7, замеры усилий производились динамометром 6 типа Дор 3-5.

На каждый РМЭ опоры по его периметру наносилась средняя продольная линия, для комплекта РМЭ проводилась вертикальная средняя линия. Пересечения указанных линий использовались для проведения замеров как вертикальных, так и горизонтальных перемещений.

После нагружения опоры статической нагрузкой 110 кН, которая контролировалась по прогибу РМЭ, к опоре прикладывалось горизонтальное усилие, регистрируемое динамометром; получаемые горизонтальные и вертикальные перемещение РМЭ измерялись линейкой 150 ГОСТ 427-75.

Перед снятием рабочих характеристик опоры производилось циклическое нагружение комплекта РМЭ в горизонтальном направлении до получения стабильных характеристик.

Результаты испытаний показывает, что при приложении совместно вертикального и горизонтального усилий, РМЭ серийной опоры нагружены не одинаково, и конфигурация опоры приобретает изогнутую S-образную форму, что свидетельствует о неравномерном напряженном состоянии элементов опоры и возможной потере ею устойчивости. На стендовой установке проведены испытания разных конструкций опорно-возвращающих устройств с отверстиями РМЭ в опоре в разных её частях. На наиболее эффективное решение разработана конструкция опоры, которая была успешно реализована на тепловозе ТЭП150 [13].

Сравнение результатов поколесного взвешивания, показало, что после установки опытных опор центровка кузова тепловоза на тележках улучшилась. Так, максимальная фактическая разность нагрузок колес одной оси в исходном состоянии достигала более 5%, что превышает допустимую величину 4%. После переоборудования секции опытными опорами указанная разность составила 2%.

#### Конструктивное решение.

Целью конструкции является высокие тягово-динамические и тормозные качества скоростного подвижного состава, центрирование кузова относительно тележек при вписывании экипажа в кривые участки пути. Боковая опора состоит из восьми резинометаллических элементов (РМЭ), работающих на сжатие в вертикальном направлении и на закручивание вокруг вертикальной оси (рис. 3), корпуса, нижняя опорная плита которого соединена штифтами со скользяном и установлена в поддон; верхней опоры с фиксатором, на который установлен комплект резинометаллических элементов. Каждый элемент состоит из резинового амортизатора, привулканизированного к металлическим пластинам. Взаимодействие направляющей с фиксатором, а также кольцевые гофры пластин исключают поперечное смещение резинометаллических элементов в комплектах и в соединениях с опорами. Высота компле-

кта резинометаллических элементов на опоре регулируется шайбами. В корпусе параллельно расположено два ролика, которые соединены обоймами. Подвижные детали опоры, перемещаясь в корпусе параллельно поперечной оси тележки, направляются приваренными к корпусу стальными планками [Декларационные патенты на полезную модель №№ 8060, 50938, 46011, 45011].

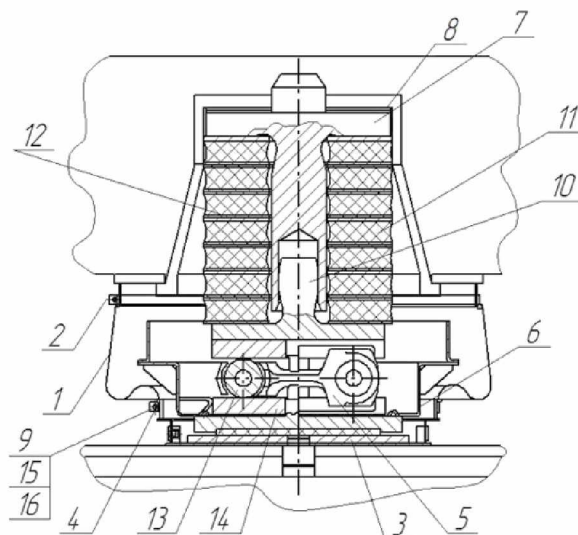


Рис. 3. Схема боковой опоры кузова на тележку

При движении тепловоза по прямому участку пути ролики занимают среднее положение между наклонными поверхностями опор. При вписывании в кривые происходит смещение кузова относительно тележек за счет перемещения опоры на роликах. При этом, ролики, накатываясь на наклонные поверхности опор, создают горизонтальные силы, стремящиеся вернуть кузов в исходное положение. В нижнюю плиту роликового аппарата вмонтирована накладка из полимера (фторопласт – 4), трение скольжения этой накладки по стальной плите обеспечивает поворот тележек относительно кузова в горизонтальной плоскости. Скользун перемещается по прямой, перпендикулярной радиусу, соединяющего центр опоры со шкворнем.

При движении транспортного средства в режиме тяги, торможения, верхняя часть фиксатора 14 взаимодействует с нижней частью фиксатора 12 по поверхности «А», зазор «В» исчерпывается, устраняя податливость блока РМЭ в продольном направлении оси экипажа, это позволяет обеспечить параллельность верхней и нижней опорных поверхностей РМЭ, и, соответственно, перераспределить вертикальный нагрузки по осям колёсных пар, тем самым обеспечивается улучшение использования сцепного веса и улучшение использования сцепного веса, улучшения тягово-тормозных качеств локомотива.

При входе в кривые участки пути блок РМЭ блокируется, что позволяет устранить перекос кузова в продольном направлении. Для защиты от попадания пыли и влаги во внутреннюю полость опоры

устанавливается чехол. Полость опоры заполняется маслом.

Предложенная конструкция может быть использована как для скоростного подвижного состава, так и для грузового, маневрового.

Натурные испытания данной опоры показали, что, в прямых участках пути на скорости 100 км/ч для тепловоза в исходном состоянии максимальные амплитуды колебаний составили 34 мм, для тепловоза с опытными опорами – 19 мм, максимальные углы поворота достигли соответственно величин  $13.2 \cdot 10^{-3}$  рад и  $3.6 \cdot 10^{-3}$  рад.

**Вывод.** В соответствии с целью работы в результате теоретических и экспериментальных исследований определены причины: нецетровки кузова на опорах, увеличенная (в сравнении с нормативами) разность вертикальных нагрузок от каждого из колёс колёсных пар. Выработаны рекомендации по совершенствованию сопряжений кузова с тележками локомотива. Разработанная методики расчёта жёсткости сдвига опоры с блоком РМЭ позволяет более точно определить упругие характеристики блока с любым заранее заданным количеством РМЭ и величиной вертикальной нагрузки на опору. Предлагаемые связи кузова с тележками испытаны на стендовом оборудовании и натурном локомотиве. Разработанная с участием автора конструкция боковой опоры кузова на тележки, позволяющая обеспечить требуемые упругие характеристики, апробирована и внедрена на тепловозе ТЭП150. Установка опытных опор позволила улучшить центровку кузова тепловоза на тележках. Максимальная фактическая разность нагрузок колёс одной оси в исходном состоянии достигала более 5%, что превышает допускаемую величину 4%. После переоборудования секции опытными опорами указанная разность составила 2%.

### Л и т е р а т у р а

- Dižo J. Vibration Analysis of a Coach with the Wheel-flat Due to Suspension Parameters Changes / J. Dižo S. Steišunas, M. Blatnický // 12th International Scientific Conference Of Young Scientists On Sustainable, Modern and Safe Transport, TRANSCOM 2017; High Tatras Grand Hotel Bellevue; Slovakia; 31 May 2017 through 2 June 2017. Volume 192, 2017, Pp. 107-112.
- Lack T. Wheel/rail contact stress evaluation by means of the modified strip method / T. Lack, J. Gerlici // *Komunikacie*. Vol. 15, Issue 3: P. 126-132.
- Smetanka, L. Št'astniak, P.; Harušinec, J. Wear research of railway wheelset profile by using computer simulation / L. Smetanka, P. Št'astniak, J. Harušinec // 22-nd Slovak-Polish Scientific Conference on Machine Modelling and Simulations, MMS 2017. Sklene Teplice. Slovakia. MATEC Web of Conferences. Volume 157, 14 March 2018, Article number 03017.
- Горбунов Н.И. Пути решения проблемы повышения тягово-сцепных и динамических качеств локомотивов / Н.И. Горбунов, Е.А. Кравченко, В.А. Левандовский, В.И. Нестеренко, М.В. Ковтанец, В.С. Ноженко // *Международный информационный научно-технический журнал «Локомотивинформ»*. – 2010. – №5. – С. 38 – 41.
- Gerlici J. The stability analysis of two-wheeled vehicle model / J. Gerlici, V. Sakhno, Yefymenko A. and others. // 22-nd Slovak-Polish Scientific Conference on Machine Modelling and Simulations, MMS 2017. Sklene Teplice. Slovakia. MATEC Web of Conferences. Vol. 157, 14 March 2018, Article number 135294.
- Hauser V. Proposal of a Steering Mechanism for Tram Bogie with Three Axle Boxes / V. Hauser, O. Nozhenko, K. Kravchenko and other // *Procedia Engineering*, Vol. 192: P. 289-294.
- Gritsuk I. Improving Engine Pre-Start And After-Start Heating by Using the Combined Heating System / I. Gritsuk, V. Volkov, Y. Gutarevych and others. // SAE Technical Paper 2016-01-8071.
- Gritsuk I. Information Model of V2I System of the Vehicle Technical Condition Remote Monitoring and Control in Operation Conditions / I. Gritsuk, V. Volkov, V. Mateichyk and others // SAE Technical Paper 2018-01-0024.
- 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.
- Тепловозы. Конструкция и расчет / Под ред. Н.И. Панова. – М.: Машиностроение, 1976. – 544 с.
- В.Н. Потураев Резиновые и резино-металлические детали машин. М.: «Машиностроение», 1966, 300 с.
- Конструкция, расчет и проектирование локомотивов: Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Локомотивостроение»/А.А. Камаев, Н.Г. Апанович, В.А. Камаев и др.; Под. ред. А.А. Камаева. – М.: Машиностроение, 1981, 351 с.
- Декларационный патент на корисну модель №45991, кл. B61F 5/00. Бічна опора рейкового транспортного засобу / Басов Г.Г., Нестеренко В.І., Бурка М.І., Антонов С.В., Горбунов М.І., Кравченко К.О., Мельник П.В. – заявл. 10.04.2009, опубл. 10.12.2009, бюл. № 23 -6 с.

### References

- Dižo J. Vibration Analysis of a Coach with the Wheel-flat Due to Suspension Parameters Changes / J. Dižo S. Steišunas, M. Blatnický // 12th International Scientific Conference Of Young Scientists On Sustainable, Modern and Safe Transport, TRANSCOM 2017; High Tatras Grand Hotel Bellevue; Slovakia; 31 May 2017 through 2 June 2017. Volume 192, 2017, Pp. 107-112.
- Lack T. Wheel/rail contact stress evaluation by means of the modified strip method / T. Lack, J. Gerlici // *Komunikacie*. Vol. 15, Issue 3: P. 126-132.
- Smetanka, L. Št'astniak, P.; Harušinec, J. Wear research of railway wheelset profile by using computer simulation / L. Smetanka, P. Št'astniak, J. Harušinec // 22-nd Slovak-Polish Scientific Conference on Machine Modelling and Simulations, MMS 2017. Sklene Teplice. Slovakia. MATEC Web of Conferences. Volume 157, 14 March 2018, Article number 03017.
- Gorbunov N.I. Puti resheniya problemy povysheniya tyagovo-scepnnyh i dinamicheskikh kachestv lokomotivov / N.I. Gorbunov, E.A. Kravchenko, V.A. Levandovskij, V.I. Nesterenko, M.V. Kovtanec, V.S. Nozhenko // *Mezhdunarodnyj informacionnyj nauchno-tehnicheskij zhurnal «Lokomotivinform»*. – 2010. – №5. – С. 38 – 41.

5. Gerlici J. The stability analysis of two-wheeled vehicle model / J. Gerlici, V. Sakhno, Yefymenko A. and others. // 22-nd Slovak-Polish Scientific Conference on Machine Modelling and Simulations, MMS 2017. Sklene Teplice. Slovakia. MATEC Web of Conferences. Vol. 157, 14 March 2018, Article number 135294.
6. Hauser V. Proposal of a Steering Mechanism for Tram Bogie with Three Axle Boxes / V. Hauser, O. Nozhenko, K. Kravchenko and other // Procedia Engineering, Vol. 192: P. 289-294.
7. Gritsuk I. Improving Engine Pre-Start And After-Start Heating by Using the Combined Heating System / I. Gritsuk, V. Volkov, Y. Gutarevych and others. // SAE Technical Paper 2016-01-8071.
8. Gritsuk I. Information Model of V2I System of the Vehicle Technical Condition Remote Monitoring and Control in Operation Conditions / I. Gritsuk, V. Volkov, V. Mateichyk and others // SAE Technical Paper 2018-01-0024.
9. Gorbunov N.I. Povyshenie tjavovyh kachestv teplovozov za schet sovershenstvovaniya uprugih svyazey telezhkek: dis. ... k. t. n.: 05.22.07 / N.I. Gorbunov. – Voroshilovgrad: – 1987. – 269 s.
10. Teplovozy. Konstrukcija i raschet / Pod red. N.I. Panova. – M.: Mashinostroenie, 1976. – 544 s.
11. V.N. Poturaev Rezinovye i rezino-metallicheskie detali mashin. M.: «Mashinostroenie», 1966, 300 c.
12. Konstrukcija, raschet i proektirovanie lokomotivov: Uchebnik dlja studentov vtuzov, obuchajushhij po special'nosti «Lokomotivostroenie»/A.A. Kamaev, N.G. Apanovich, V.A. Kamaev i dr.; Pod. red. A.A. Kamaeva. – M.: Mashinostroenie, 1981, 351 s.
13. Deklaracijnij patent na korisnu model' №45991, kl. B61F 5/00. Bichna opora rejkovogo transportnogo zasobu / Basso G.G., Nesterenko V.I., Burka M.L., Antonov S.V., Gorbunov M.I., Kravchenko K.O., Mel'nik P.V. – zjavl. 10.04.2009, opubl. 10.12.2009, bjul. № 23 -6 s.

**Горбунов М., Герлиці Ю. Кравченко К.О., Бурейка Г., Стейшунас С., Лак Т.** Теоретичні і практичні аспекти розробки другого ступеня ресорного підвищення.

У статті розглядається методи і способи поліпшення динамічних якостей локомотива, зниження силового впливу на колію та зносу бандажів і рейок за рахунок удосконалення ресорного підвищення другого ступеня. На основі розрахунків за математичними моделями і експериментальних досліджень запропоновано ряд конструктивних рішень опорно-повертають пристроїв з раціональними характеристиками, які дозволяють забезпечити підвищення тягових якостей локомотива, знизити динамічний вплив на шлях у вертикальній і горизонтальній площині в прямих і кривих ділянках колії, центрувати кузов

відносно візків. Пропоновані зв'язки кузова з візками випробувані на створеному стендовому обладнанні і в експлуатаційних умовах. Конструкція зв'язки кузова з візками дозволяє забезпечити необхідні жорсткісні і демпфуючі характеристики за рахунок оптимізації конструкції.

**Ключові слова:** другий ступінь ресорного підвищення, статичний прогин, гумо-металеві елементи, кут повороту візка.

**Gorbunov M., Gerlici J., Kravchenko K., Bureika G., Steišūnas S., Lack T.** Theoretical and practical aspects of development second stage spring suspension.

This paper deals with the methods and techniques of the locomotive dynamic characteristics improvement, decrease in force impact on the track, minimizing tire and rail wear by secondary suspension improvement. Based on the calculations carried out using the created mathematical models and experimental research, there are proposed series of construction solutions of the supporting and returning devices with rational characteristics, which allow improving traction characteristics of the locomotive and reducing its dynamic impact on the track in vertical as well as in horizontal planes, on the straight track as well as on the curved track. Moreover, the proposed solution can provide the locomotive body with the centering function relative to the bogie. The proposed body to bogie connection was tested using a special test stand and in operating conditions. According to the test results, the proposed construction of body to bogie connection can ensure the required rigidity and damping characteristics due to the design optimization.

**Keywords:** secondary suspension, static deflection, rubber-metal parts, bogie swivel angle.

**Горбунов Н.И.** – д.т.н., проф., кафедра «Железнодорожный, автомобильный транспорт и ПТМ», ВГУ им. В.Даля.

**Герлиці Ю.** – проф., кафедра «Транспорт и подъёмно-транспортная техника», Жилинский университет.

**Кравченко Е.А.** – к.т.н., доцент, кафедра «Железнодорожный, автомобильный транспорт и ПТМ», ВГУ им. В.Даля.

**Бурейка Г.** – проф., д.т.н., кафедра мобильной техники и железнодорожного транспорта, Вильнюсский технический университет имени Гедиминаса.

**Стейшунас С.** – доцент, к.т.н. кафедра мобильной техники и железнодорожного транспорта, Вильнюсский технический университет имени Гедиминаса

**Лак Т.** – к.т.н., кафедра «Транспорт и подъёмно-транспортная техника», Жилинский университет.

Рецензент: д.т.н., проф. **Соколов В.І.**

Статья подана 25.03.2019