

## **ИЕРАРХИЧЕСКИ-ИТЕРАЦИОННЫЙ МЕТОД ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ СИЛОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК И КОНСТРУКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ ПОДВЕШИВАНИЯ ТЕЛЕЖЕК ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ, ИНТЕГРИРОВАННЫЙ В КОМПЛЕКСНУЮ МЕТОДИКУ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ХОДОВЫХ ЧАСТЕЙ**

У статті запропоновано узагальнений метод аналізу динамічної поведінки, вибору параметрів та конструктивних рішень візків вантажних вагонів, що базується на ієрархії математичних моделей, які описують рух екіпажа з різним рівнем деталізації. Застосування методу показано на прикладі трьохелементного візка.

В статье предложен обобщенный метод анализа динамического поведения, выбора параметров и конструктивных решений тележек грузовых вагонов, основанный на иерархии математических моделей, описывающих движение экипажа с различной степенью детализации. Применение метода показано на примере трехэлементной тележки.

In the article a generalized method of analysis of dynamic behavior, choice of parameters and designs of freight wagon bogies based upon the hierarchy of mathematical models, which describe the vehicle motion with different degree of sophistication, is suggested. The method application is shown on the example of three-piece bogie.

Вопросам совершенствования ходовых частей грузовых вагонов уделяется большое внимание. Однако в рамках неизменных организационных основ систем технического обслуживания и ремонта проектирование новых тележек долгое время было ограничено внесением в состоявшиеся конструкции, такие как ЦНИИ-ХЗ, У25, Barber, мелких изменений, которые постепенно оттачивались методом проб и ошибок на протяжении практически 50 лет.

На современном этапе в условиях растущих объемов перевозок к конструкциям тележек предъявляются новые противоречивые требования: увеличение скоростей движения, повышение осевых нагрузок при одновременном снижении воздействия на путь, уменьшении износа колес и рельсов в кривых. Чтобы их удовлетворить, тележки грузовых вагонов должны иметь новые концептуальные схемы и проектироваться по новым принципам, поскольку для получения экономического эффекта конструкция должна быть удачной с первого раза.

Когда риск совершения дорогостоящей ошибки высок ввиду отсутствия необходимого опыта, его приходится создавать искусственно. Актуальной становится разработка методов выбора параметров и конструктивных решений подвешивания, позволяющих приобретать понимание закономерностей их связи с показателями ходовых качеств вагона на постепенно усложняющихся математических моделях и

соответственно адаптировать процедуры поиска. В работе для этой цели предложен иерархически-итерационный метод (ИИМ) исследования влияния на показатели ходовых качеств, выбора параметров силовых характеристик и конструктивных решений подвешивания тележек грузовых вагонов, основанный на введенной классификации математических моделей рельсовых экипажей по их назначению.

### **1. Классификация математических моделей движения грузовых вагонов и компонентов ходовых частей**

Научными школами разработаны и эффективно используются модели движения вагона, различающиеся возможностями в решении задач, – описанием движения по прямой или в криволинейных участках пути, выбором рациональных параметров узлов или их реализации и т.д. При этом большинство современных исследователей идут по пути максимального усложнения математических моделей, для получения результата могут требоваться сутки компьютерного времени, а сами результаты носят характер квазиэмпирических зависимостей показателей ходовых качеств от параметров системы, аналогичных экспериментальным данным для натурального вагона, что в предельном случае приводит к непониманию физического смысла наблюдающихся при моделировании явлений.

Разработанная классификация математических моделей движения рельсовых экипажей в зависимости от их назначения (рис. 1) позволяет выбирать необходимый уровень сложности для решаемой задачи или использовать всю совокупность моделей, последовательно усложняя их, для выбора рациональных параметров подвешивания иерархически-итерационным методом.

В разработанной классификации используются следующие термины.

Фундаментальная модель – модель движения экипажа или его частей, позволяющая получить представление о физическом смысле зависимости показателей ходовых качеств от силовых характеристик подвешивания через аналитические формулы или графики, что дает возможность в более сложных моделях проверить соответствие результатов общим представлениям, эффективно организовать последовательность выбора параметров, предварительно определить диапазоны поиска их рациональных значений.



Рис. 1. Классификация математических моделей движения рельсового экипажа

Модель качественного поведения – модель движения вагона, позволяющая изучать устойчивость движения и колебания обрессоренных частей в зависимости от параметров силовых характеристик подвешивания, получать соответствующие качественные зависимости показателей ходовых качеств, что дает возможность проверить результаты, получаемые на функциональных моделях, выделить формы колебаний в пространственном движении вагона, предварительно определить рациональные диапазоны параметров.

Функциональная модель – модель движения вагона, позволяющая получать близкие к натурному эксперименту количественные зависимости показателей ходовых качеств и воздействия на путь от параметров подвешивания, что дает возможность сравнивать показатели с нормативами, уточнять диапазоны параметров, выбранные на качественной модели, или получать параметры в ней отсутствовавшие.

Компонентно-ориентированная функциональная модель – функциональная модель дви-

жения вагона, описание одного или нескольких компонентов подвешивания в которой позволяет определять силовые и кинематические нагрузки на него в различных режимах движения.

Модели компонентов подвешивания позволяют математически описать зависимость силовых характеристик, задающих их поведение в моделях движения вагона, от геометрических, фрикционных, упругих параметров конкретной конструктивной реализации; или исследовать зависимость показателей прочности и долговечности от них под действием нагрузок, определенных в результате расчета или эксперимента.

## 2. Иерархически-итерационный метод анализа динамического поведения, выбора параметров и конструктивных решений подвешивания тележек грузовых вагонов

Общая схема разработанного ИИМ выбора параметров и конструктивных решений подвешивания тележек приведена на рис. 2.

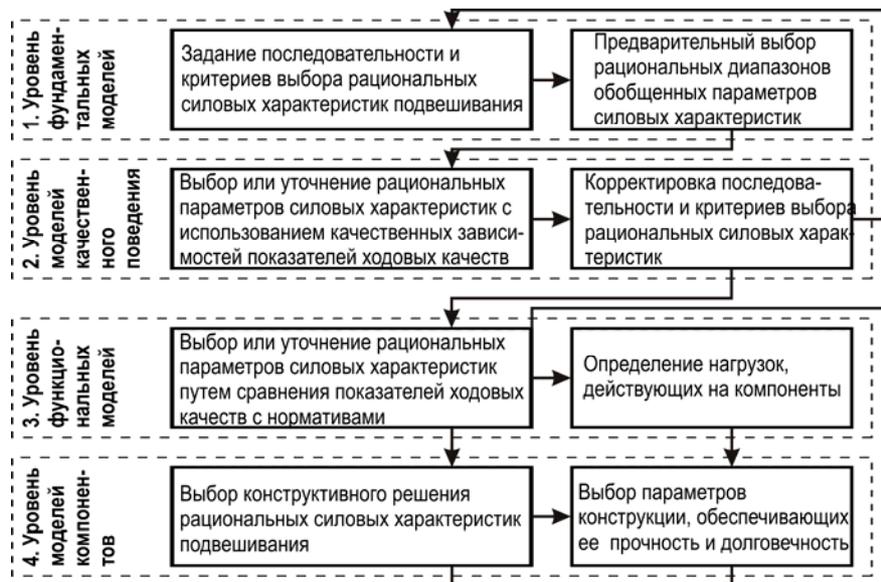


Рис. 2. Общая схема ИИМ

На первом уровне фундаментальных моделей предложено установить общие закономерности влияния силовых характеристик подвешивания экипажа на показатели его ходовых качеств и использовать их для обоснования последовательности выбора параметров на следующих уровнях. Фундаментальные модели, как правило, дают наиболее широкий базовый диапазон рациональных параметров.

Уровни 2, 3, 4 организованы иерархически, таким образом, что каждый более высокий позволяет выбирать новые параметры (которых не было в моделях предыдущего уровня) или уточнять параметры, для которых на предыдущем уровне выбран рациональный диапазон. Связь между уровнями обеспечена передачей параметров подвешивания или полученных в результате моделирования кинематических и силовых нагрузок.

Если на каком-либо из уровней 2, 3, 4 установлена невозможность выбора рациональных параметров, в рамках метода организована итерация с возвратом к фундаментальным моделям для выявления причин, задания нового базового диапазона параметров и пересмотра последовательности их выбора на следующих уровнях.

### 3. Пример применения ИИМ к выбору параметров и конструктивных решений подвешивания в трехэлементной тележке

В качестве примера применения ИИМ рассмотрена предварительно выбранная конструктивная схема трехэлементной тележки для осевой нагрузки 25 т и конструкционной скорости

120 км/ч, отличающаяся упругими связями боковых рам с колесными парами и центральным подвешиванием с фрикционным клиновым гасителем колебаний пространственной конфигурации [2, 3, 16].

#### 3.1. Обоснование последовательности выбора и базовых диапазонов параметров подвешивания

Для разработки фундаментальной модели тележки использован подход, разработанный А. Викенсом и Г. Шеффелем, в котором рассматривались две колесные пары, соединенные условной изгибной и сдвиговой жесткостью, [7, 15].

Исследованы формы колебаний извилистого движения [4, 16], позволившие вывести аналитические зависимости обобщенной сдвиговой и изгибной жесткости тележки от параметров подвешивания в плане (рис. 3):

$$K_s = \frac{1}{2a^2} \frac{b^2 K_x K_\psi}{K_\psi + b^2 K_x}, \quad (1)$$

$$K_b = 2c_x b^2, \quad (2)$$

где

$$K_x = \frac{2C_x c_x}{2c_x + C_x}, \quad K_\psi = \frac{2a^2 c_y C_\psi}{2a^2 c_y + C_\psi}$$

– приведенная продольная и угловая жесткость тележки;  $c_x$ ,  $c_y$  – продольная и поперечная жесткость первой ступени подвешивания;

$C_x$ ,  $C_\psi$  – продольная и угловая жесткость второй ступени подвешивания;  $2b$  – расстояние между осями подвешивания;  $2a$  – база тележки.

Полученные многовариантными расчетами зависимости критической скорости и фактора износа колес в кривой от изгибной и сдвиговой жесткости (рис. 4, 5) позволили рекомендовать исходные диапазоны и последовательность ИИМ выбора параметров подвешивания трехэлементной тележки:

- для снижения износа колес изгибная жесткость выбирается из диапазона  $3 \dots 10$  МН·м/рад, чему соответствует продольная жесткость первой ступени подвешивания  $1,5 \dots 5,0$  МН/м, которая подлежит уточнению на функциональной модели движения вагона в кривой;

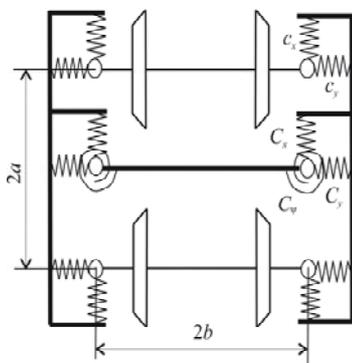


Рис. 3. Схема подвешивания трехэлементной тележки в плане

- сдвиговая жесткость выбирается превышающей  $0,5$  МН/м, чему соответствует поперечная жесткость  $1,2 \dots 4,0$  МН/м для первой ступени подвешивания, угловая жесткость  $1,5 \dots 3,0$  МН·м/рад для центрального подвешивания. Эти параметры и соответствующие нелинейные характеристики должны уточняться на линеаризованных и нелинейных моделях движения вагона из условия достаточности критической скорости;
- так как изгибная и сдвиговая жесткость не зависят от поперечной жесткости центрального подвешивания, ее выбор на функциональной модели определяется обеспечением нормативных показателей ходовых качеств.

### 3.2. Определение диапазонов параметров подвешивания, обеспечивающих устойчивость движения вагона

Для исследования устойчивости движения разработана линеаризованная модель качественного поведения вагона [5].

Полученные многовариантными расчетами [20] зависимости критической скорости позволили выбрать рациональные диапазоны параметров: продольная жесткость упругой связи колесной пары и боковой рамы не менее  $2,5$  МН/м, центрального подвешивания – не менее  $1,8$  МН/м для порожнего и  $3,0$  МН/м для груженого вагона; угловая жесткость не менее  $2,0$  МН·м/рад. Подтверждено отсутствие влияния поперечной жесткости второй ступени подвешивания на критическую скорость.

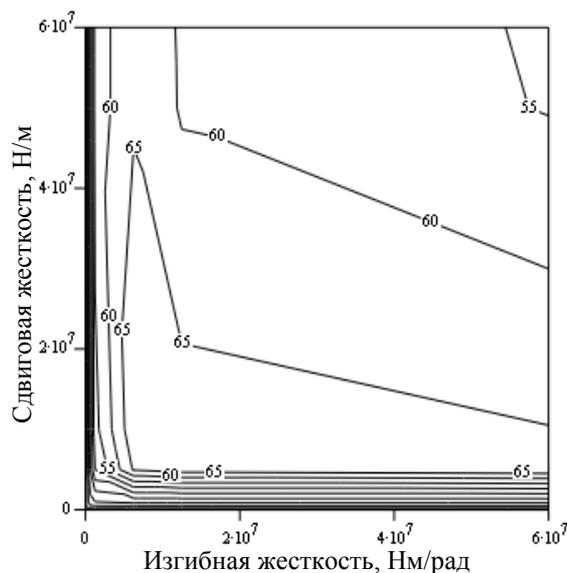


Рис. 4. Критическая скорость (м/с) как функция изгибной и сдвиговой жесткости

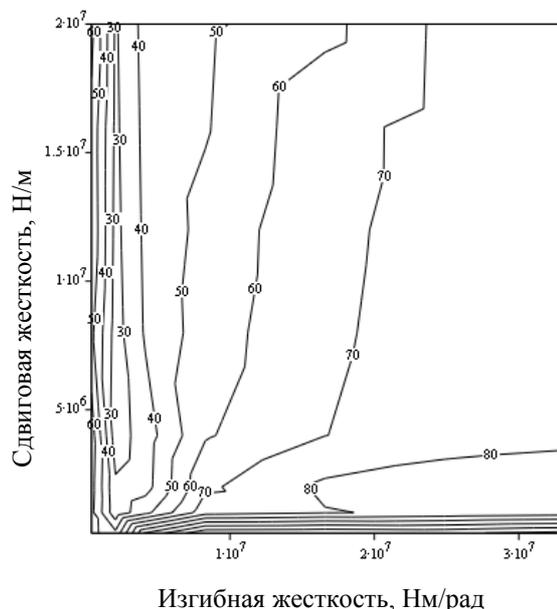


Рис. 5. Суммарный по колесам экипажа фактор износа (Н) при движении в кривой

### 3.3. Уточнение параметров подвешивания по условиям соответствия показателей ходовых качеств вагона нормативам

В функциональной модели движения вагона учтены нелинейное описание контакта колеса и рельса, фрикционное взаимодействие клиньев с боковыми рамами и наддресорными балками, нелинейные упругие характеристики центрального подвешивания в вертикальном направлении и в плане, фрикционное взаимодействие кузова вагона с наддресорной балкой через боковые скользуны и плоский подпятник, ограничители упругих перемещений в ступенях подвешивания [5]. Сравнение зависимостей показателей ходовых качеств от параметров подвешивания с нормативами позволило получить их рациональные диапазоны [20]:

- поперечная жесткость первой ступени подвешивания не более 3,0 МН/м (по критерию коэффициента запаса устойчивости от схода с рельсов порожнего вагона и поперечного ускорения груженого вагона);
- поперечная жесткость второй ступени подвешивания не более 4 МН/м под груженым вагоном и не более 2,5 МН/м под порожним (по критерию поперечного ускорения груженого и порожнего вагона);
- продольная жесткость первой ступени подвешивания не более 5,0 МН/м (по критерию фактора износа и угла набегания колесных пар на рельс).

### 3.4. Выбор конструкции упругой связи колесной пары с боковой рамой

Рассматривается конструкция подвешивания (рис. 6), в которой в качестве упругих элементов применяются полимерно-металлические шевронные амортизаторы.

Рессорный комплект состоит из двух одинаковых амортизаторов, расположенных симметрично по обеим сторонам адаптера. Полимерные пластины разделены внутренними металлическими листами, установленными параллельно внешним армировочным листам.

Для расчета жесткости шевронных амортизаторов использована компонентная модель, подробно описанная в [4, 9, 10]. Для реализации рациональной жесткости выбрана пара амортизаторов, параметры которых представлены в табл. 1.

Величины продольной, поперечной и вертикальной жесткости пары амортизаторов соответственно составили: 5,0 МН/м; 1,9 МН/м;

16,5 МН/м, что лежит в рациональном диапазоне ближе к его верхней границе.

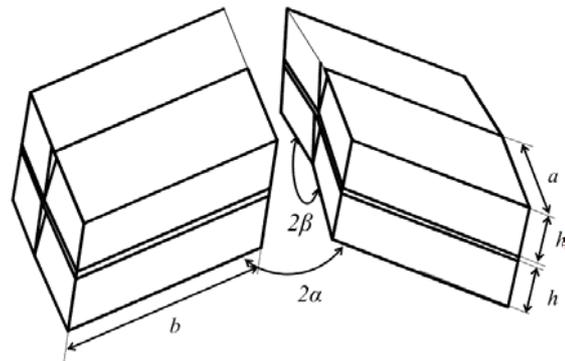


Рис. 6. Расчетная схема пары шевронных амортизаторов

Таблица 1

### Параметры пары шевронных амортизаторов, реализующие рациональное сочетание жесткости

Параметр	Обозначение	Значение
Стандартный модуль упругости полимера, МПа	$E$	7,6
Коэффициент Пуассона	$\mu$	0,49
Количество слоев полимера	–	2
Толщина слоя полимера, мм	$h$	30
Толщина армирующих пластин, мм	–	5
Угол установки амортизаторов в продольном направлении, °	$2\alpha$	120
Угол установки амортизаторов в поперечном направлении, °	$2\beta$	180
Ширина амортизатора, мм	$a$	90
Длина амортизатора, мм	$b$	122

### 3.5. Выбор конфигурации фрикционных клиньев

Для выявления влияния жесткости накладок и геометрии клина на характеристику сопротивления тележки забеганию боковых рам, в предположении, что поворот наддресорной балки относительно боковой рамы на угол  $\psi$  осуществляется за счет опрокидывания клина вокруг вертикального ребра (рис. 7), обеспечиваемого деформацией накладок на наклонной поверхности и подклиновых пружин, получена аналитическая зависимость [17, 8]:

$$F_x = \begin{cases} \left[ 2Tq_0 + (C_\psi + 4cq_0^2)\psi \right] / b, \\ \text{если } \psi \leq \psi^*; \\ \left[ 2Tq_0 + (C_\psi + 4cq_0^2)\psi^* + \right. \\ \left. (C_\psi + 2c_zq_0^2 \operatorname{tg}^2 \alpha)\psi \right] / b, \\ \text{если } \psi > \psi^*; \end{cases} \quad (3)$$

где  $T$  – сила на вертикальной поверхности клина от статической нагрузки;  $2q_0$  – ширина вертикальной поверхности клина;  $c$  – жесткость накладки на сжатие;  $c_z$  – вертикальная жесткость пружины под клином;  $C_\psi$  – угловая жесткость комплекта пружин;  $2b$  – расстояние между осями подвешивания;  $\alpha$  – угол между наклонной поверхностью клина и горизонталью;  $\psi^* = \frac{f_T T + f_N N \sin \alpha}{2cq_0(f_T - f_N \sin^2 \alpha)}$  – точка перелома

характеристики по условию, что вертикальная компонента силы на наклонных поверхностях становится больше силы трения на вертикальной поверхности;  $N$  – нормальная реакция на наклонной поверхности клина;  $f_T, f_N$  – коэффициент трения между клином и фрикционной планкой, клином и карманом надрессорной балки.

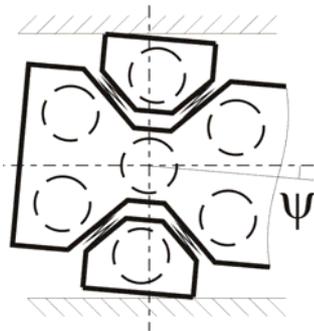


Рис. 7. Перемещение клиньев в плане при повороте надрессорной балки

Анализ выражения (3) показал, что сопротивление забеганию боковых рам в тележке возрастает в 7,5 раз при увеличении  $f_N$  от 0 до 0,25; в 1,8 раза при изменении угла клина от 45 до 55 градусов; в 2,25 раза при росте ширины вертикальной поверхности от 120 до 280 мм.

Для задания геометрии клина исследована нагруженность накладок в режимах движения в кривой [18, 17, 14]. Из квазистатического ре-

шения задачи равновесия в предположении податливости наклонных поверхностей получены выражения величины  $n$  и положения  $L_p$ , действующей на них силы:

– при приложении продольной силы  $F_x$  к надрессорной балке

$$n = \frac{F_x(1 - f_N \cdot \operatorname{tg} \alpha) + 2P(\operatorname{tg} \alpha + f_N)}{4 \sin \beta \sin \alpha (1 + f_N^2)},$$

$$L_p = -\frac{P}{N} b + \cos \alpha \times$$

$$\times \left( (1 + f_T \cdot \operatorname{tg} \alpha) \frac{H}{2} + \right.$$

$$\left. + (1 - f_T \cdot \operatorname{tg} \alpha) a^* - \right.$$

$$\left. - (\operatorname{tg} \alpha + f_T) c^* \right); \quad (4)$$

– при забегании боковых рам

$$n = c_{\text{эКВ}} q_0 \sin \beta \sin \alpha \psi^*,$$

$$L_p = L/2, \quad (5)$$

где  $P$  – реакция в пружине под клином;  $\beta$  – угол между наклонными поверхностями клина;  $c_{\text{эКВ}}$  – жесткость накладки при приложении нагрузки в продольном направлении; остальные обозначения см. (3) и рис. 8.

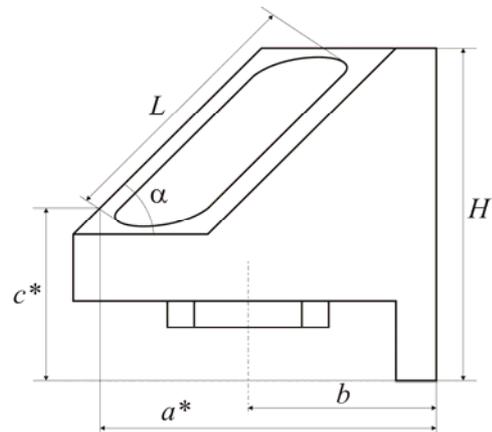


Рис. 8. Геометрические размеры клина

Геометрии клина, обеспечивающей наибольшую долговечность накладок, соответствует угол наклона к горизонтали 55 градусов, угол между наклонными поверхностями не менее 120 градусов, длина выступающей вниз от опорной поверхности пружин вертикальной стенки не более 10 мм.

#### 4. Подтверждение преимуществ выбранных параметров подвешивания и достоверности разработанных моделей по результатам ходовых динамических испытаний вагона и стендовых испытаний конструкций

Ходовыми динамическими испытаниями [1, 11, 13], подтверждены преимущества тележек с выбранными силовыми характеристиками и конструктивной реализацией перед традиционной тележкой модели 18-100 (рис. 9):

- повышение безопасности движения – коэффициент запаса устойчивости от схода с рельсов для груженого вагона увеличился в 1,5 раза; вероятность схода с рельсов порожнего вагона снизилась почти в 3 раза;
- снижение нагруженности боковой рамы – коэффициент вертикальной динамики уменьшился в 1,5 раза; рамная сила – в 1,5...2,0 раза;
- снижение воздействия вагона на путь – динамические силы, действующие от колеса на рельс, снизились в 1,5...3,0 раза.

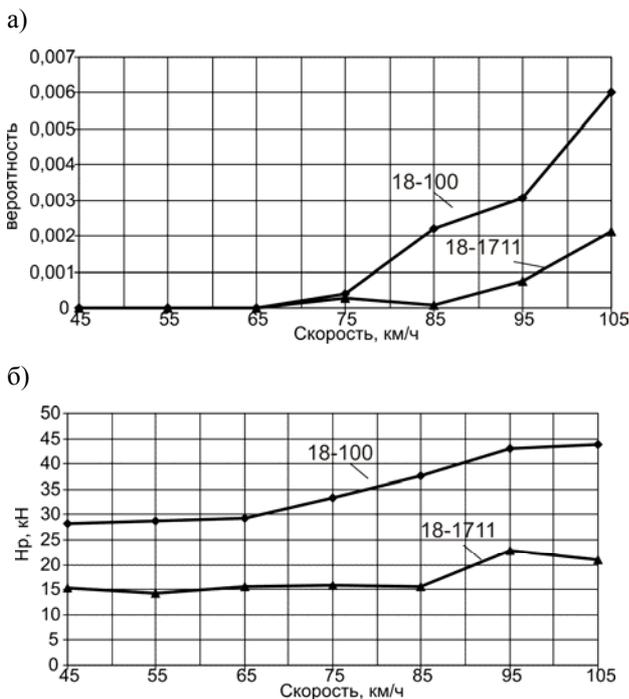


Рис. 9. Сравнение: а – вероятности, что коэффициент запаса устойчивости от схода с рельсов порожнего вагона меньше 1,3; б – рамной силы в груженом вагоне

Сопоставление результатов расчета показателей ходовых качеств на функциональной модели с испытаниями подтвердило ее достоверность: максимальное расхождение по рамной силе не более 11%, по коэффициенту вертикальной динамики не более 12%.

Экспериментально показано, что выбранные ИИМ полимерно-металлические амортизаторы упругой связи колесных пар с боковыми рамами реализуют рациональные силовые характеристики и обладают достаточной прочностью и долговечностью [9, 10, 12, 18]:

- по результатам стендовых испытаний определены упругие характеристики, попавшие в рациональный диапазон, максимальное отклонение которых от расчетных не превысило 13%;
- при ходовых испытаниях измерены относительные перемещения между адаптером и боковой рамой и определены эквивалентные амплитуды деформации: 3% в вертикальном и 8% в горизонтальном направлении;
- разработана методика и проведены усталостные испытания, по результатам которых установлены пределы выносливости и показатели степени в уравнении кривой усталости в деформациях (18% и 4 в горизонтальном направлении; 7% и 3 в вертикальном);
- по результатам ресурсных испытаний пробег амортизаторов в эксплуатации до появления повреждений составил 652 тыс. км, что превышает планируемый пробег между дефовскими ремонтами 500 тыс. км.

Для обеспечения рациональных силовых характеристик центрального подвешивания, прочности и долговечности фрикционных клиньев, выполнена их расчетно-экспериментальная отработка [8, 18, 17]:

- по результатам стендовых испытаний определена характеристика сопротивления тележки забеганию боковых рам (рис. 10), отклонение которой от расчетной не превысило 15%, и выявлена необходимость повышения сопротивления забеганию под порожним вагоном и жесткости накладок;
- по результатам подъема вагона определен коэффициент относительного трения для новых и изношенных клиньев, отклонение которого от расчетного не превысило 15%, и выявлена необходимость для его повышения изготавливать клин из чугуна и увеличить его угол наклона к горизонтали до 55 градусов;
- при пробеговых испытаниях получены повреждения в верхней части накладок от действия сжимающих нагрузок, что совпало с результатами оценки распределения давления по наклонной поверхности на модели и показало необходимость изменения материала и формы накладок;

- экспериментальные угол поворота надрессорной балки относительно боковой рамы и продольная сила, действующая в подвешивании, использованы для определения размаха деформации в верхней части накладки (12,8 % для материала твердостью 65 ShA, 8,2 % для твердости 90 ShA);
- по результатам ресурсных испытаний выбраны материалы, обеспечивающие пробег между ремонтами 500 тыс. км.

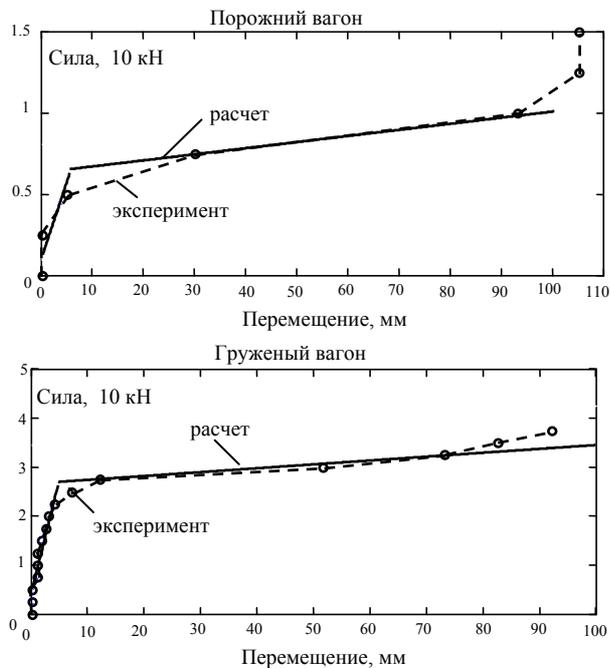


Рис. 10. Характеристика сопротивления подвешивания тележки забеганию боковых рам

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Новая тележка для грузовых вагонов [Текст] / В. М. Бубнов и др. // Железные дороги мира. – 2005. – № 7. – С. 45-48.
2. Тележка двухосная для грузовых вагонов [Текст] / В. А. Волков и др. // Патент № 2 275 308 от 22.06.2004.
3. Бороненко, Ю. П. Двухосная тележка грузового вагона с упругой связью колесной пары и боковой рамы [Текст] / Ю. П. Бороненко, А. М. Орлова, Е. А. Рудакова // Патент на полезную модель № 60 908 от 22.11.2006.
4. Бороненко, Ю. П. Проектирование ходовых частей вагонов. Ч. 1: Проектирование рессорного подвешивания двухосных тележек грузовых вагонов: учеб. пособие (Реком. УМО) [Текст] / Ю. П. Бороненко, А. М. Орлова, Е. А. Рудакова. – СПб.: ПГУПС, 2003. – 74 с.
5. Лесничий, В. С. Компьютерное моделирование задач динамики железнодорожного подвижного состава. Ч. 3: Моделирование динамики грузовых вагонов в программном комплексе

- MEDYNA: учеб. пособие [Текст] / В. С. Лесничий, А. М. Орлова. – СПб.: ПГУПС, 2002. – 35 с.
6. Орлова, А. М. Обоснование возможности реализации рациональной горизонтальной жесткости тележки трехэлементной конструкции [Текст] / А. М. Орлова // Вісник Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. тр-ту ім. акад. В. Лазаряна. – 2004 – Вип. 5. – Д.: Вид-во ДНУЗТ, 2004. – С. 157-162.
7. Wickens A. H. Fundamentals of rail vehicle dynamics: guidance and stability. ISBN 90-265-1946-X [Текст] / A. H. Wickens. – Swetz & Zeitlinger Publishers, 2003. – 282 p.
8. Orlova, A. Identification of parameters for spatial wedge system implemented in freight bogie design [Текст] / A. Orlova // Abstracts of 10<sup>th</sup> mini conf. on Vehicle System Dynamics, Identification and Anomalies. – Budapest: BUTE, 2006. – P. 30-31.
9. Экспериментально-теоретические исследования надежности полиуретановых упругих элементов в соединении «букса-рама» тележек грузовых вагонов [Текст] / Ю. П. Бороненко и др. // Проблемы прочности материалов и сооружений на транспорте: Тр. VI межд. науч.-техн. конф. – СПб.: ПГУПС, 2004. – С. 71-77.
10. Полиуретановые элементы буксового подвешивания тележек грузовых вагонов [Текст] / Ю. П. Бороненко и др. // Подвижной состав 21 века: идеи, требования, проекты: Сб. науч. статей. – СПб.: ПГУПС, 2003. – С. 39-45.
11. Бороненко, Ю. П. Обобщение накопленного опыта проектирования тележек грузовых вагонов для создания их типоразмерного ряда [Текст] / Ю. П. Бороненко, А. М. Орлова // Вісник Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Вип. 5. – Д.: Вид-во ДНУЗТ, 2004. – С. 25-30.
12. Орлова, А. М. Усталостные испытания амортизаторов буксового подвешивания тележек грузовых вагонов [Текст] / А. М. Орлова, Е. А. Рудакова // Подвижной состав 21 века: идеи, требования, проекты: Сб. науч. статей. – СПб.: ПГУПС, 2007. – С. 77-81.
13. Результаты ходовых динамических испытаний вагона на опытных тележках модели 18-1711 изготовления ОАО «Мариупольский завод тяжелого машиностроения» [Текст] / В. М. Бубнов и др. // Тез. 65 межд. науч.-практ. конф. «Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта». – Д.: Изд-во ДНУЖТ, 2005. – С. 30-31.
14. Орлова, А. М. Исследование нагруженности контактных поверхностей фрикционных клиньев [Текст] / А. М. Орлова, Е. А. Рудакова, Е. И. Артамонов // Тез. докл. V межд. науч.-техн. конф. «Подвижной состав 21 века: идеи, требования, проекты». – СПб.: ПГУПС, 2007. – С. 116-118.
15. Orlova, A. Tuning von Güterwagendrehgestellen durch Radsatzkopplungen [Текст] / A. Orlova, Yu. Boronenko, H. Scheffel, R. Fröling, W. Kik //

- ZEVrail Glasers Annalen. – 126 Tagungsband SFT Graz 2002. – P. 270-282.
16. Boronenko, Yu. Influence of construction schemes and parameters of three-piece freight bogies on wagon stability, ride and curving qualities [Текст] / Yu. Boronenko, A. Orlova, E. Rudakova // Vehicle System Dynamics. – 2006. – Vol. 44. – P. 402-414.
  17. Orlova, A. Refining the wedge friction damper of three-piece freight bogies [Текст] / A. Orlova, Yu. Romen // Proc. of 20th int. symp.: Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks. – Berkeley, 2007. – P. 60-61.
  18. Orlova, A. Determining loading conditions and predicting service life of three-piece bogie suspension parts [Текст] / A. Orlova, E. Rudakova, E. Artamonov // Ext. abstracts of 7<sup>th</sup> int. conf. on Railway bogies and running gears. – Budapest: BUTE, 2007. – P. 40-42.
  19. Бороненко, Ю. П. Тележка для грузовых вагонов, дружественная к пути [Текст] / Ю. П. Бороненко, А. М. Орлова // Сб. докл. науч.-практ. конф. «Инновационные проекты, новые технологии и изобретения». – Щербинка, 2005. – С. 181-183.
  20. Рудакова, Е. А. Выбор основных параметров ходовых частей грузовых вагонов с использованием моделей движения различной степени сложности [Текст] / Е. А. Рудакова // Вісник Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – 2004. – Вип. 5. – Д.: Вид-во ДНУЗТ, 2004. – С. 175-182.

Поступила в редколлегию 23.06.2008.