

УДК 621.891 + 06

## ОПТИМИЗАЦИЯ УПРУГО-ДИССИПАТИВНЫХ СВЯЗЕЙ И ТЯГОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ФРИКЦИОННЫХ МОБИЛЬНЫХ СИСТЕМ

© 2011 г. А.Л. Озябкин

Ростовский государственный университет  
путей сообщенияRostov State Transport  
University

*Рассмотрены вопросы повышения требований безопасности движения и надёжности элементов механических подсистем железнодорожного подвижного состава методами физико-математического моделирования и физического эксперимента на экспериментальном стенде. Показано, что в отличие от математического моделирования физический эксперимент даёт более адекватные результаты, согласующиеся с результатами эксплуатационных исследований. Приведены результаты оптимизации упруго-диссипативных связей механической подсистемы путевой машины МПТ-Г методами математического и физико-математического моделирования, результаты исследования тяговых характеристик, интенсивности изнашивания гребней колёс, фактической площади касания подсистемы «колесо – рельс» и угла набегания гребня колеса на рельс при изменении ширины рельсовой колеи. Даны рекомендации по безопасной эксплуатации подвижного состава и пути.*

**Ключевые слова:** фрикционная мобильная система; безопасность; надёжность; физико-математическое моделирование; физический эксперимент.

*The questions of increase of requirements of safety of motion and reliability of elements of mechanical subsystems of railway mobile composition are considered by the methods of physical and mathematical design and physical experiment on an experimental stand. It is rotined that unlike a mathematical design a physical experiment gives more adequate results, concordant with the results of operating researches. The results of optimization of resiliently-dissipative connections of mechanical subsystem of the machine of MPT-G are resulted by the methods of physical and mathematical experiments, results of research of hauling characteristics, intensity of wear process of crests of wheels, the actual area of touch of subsystem «wheel – rails» and corners of running-on a wheel crest on a rail with change of width of a rail track. Recommendations about safe operation of a rolling stock and a way are made.*

**Keywords:** frictional mobile system; safety, nadyozh-nost; physical and mathematical modeling; physical experiment.

Практически все машины и механизмы являются фрикционными системами. Более 40 лет ОАО «Тихорецкий машиностроительный завод» выпускает специализированный подвижной состав, эксплуатируемый в путевом хозяйстве железных дорог РФ. Одним из видов специализированного подвижного состава является мотовоз погрузочно-транспортный с грузовым захватом (МПТ-Г). Основными задачами, возложенными на МПТ-Г в дистанциях пути, следующие: транспортировка материалов верхнего строения пути (рельсов, элементов стрелочных переводов, шпал, брусьев, креплений), а также материалов для содержания и ремонта искусственных сооружений и земляного полотна к местам производства работ с выполнением погрузочно-разгрузочных операций грузоподъёмным краном и разработка земляного полотна.

Эволюция путевых машин связана с тенденцией увеличения их мощности, быстроходности, точности управляемых исполнительных движений, повышения их универсальности, энергонагруженности исполнительных устройств. Как показала многолетняя практика эксплуатации МПТ-Г, её конструкция не удовлетворяла современным требованиям, предъявляемым к механическим системам данного класса. Были зафиксированы в эксплуатации МПТ-Г случаи схода с рельсов в транспортном состоянии, что связано с потерей устойчивости мобильной системы подвижного состава, возникновением режимов резонансных колебаний.

С целью повышения эксплуатационных характеристик и уровня безопасности специализированного подвижного состава, например, мотовоза погрузочно-транспортного (МПТ-Г) на лабораторном испытательном комплексе «подвижной состав – путь» были выполнены комплексные исследования. Испытания выполнялись в диапазоне скоростей движения, соответствующих эксплуатационным режимам машины МПТ-Г на базе и с учётом констант подобия физико-математического моделирования [1, 2]. На выбранных скоростях измерялись три двойных амплитуды перемещений буксовых узлов  $h_1$  и  $h_2$  в течение не менее трёх оборотов катка стенда. Полученные данные усреднялись и помещались в таблицы.

Катки стенда имитируют верхнее строение пути с некоторой идеализацией, что сказывается на результатах исследований модели, которые несколько отличаются от испытаний натурной дрезины. Учитывая, что испытания натурной дрезины проводились на заводских путях с короткими неровностями большой высоты и плохим качеством подбивки, то влияние динамических факторов на стенде несколько меньше. Используя данные модельных испытаний и масштабный коэффициент геометрических размеров, определяли зависимость амплитуды колебаний МПТ-Г от скорости в пересчёте на реальный объект, а результаты сводились в табл. 1.

Зависимость величины амплитуды колебаний от скорости  $\Delta S = c + aV_i + bV_i^2$ , где  $a$ ,  $b$  и  $c$  – постоянные коэффициенты, определяемые по методу наименьших квадратов [3] из системы уравнений:

$$\begin{cases} nc + a\sum_1^n V_i + b\sum_1^n V_i^2 - \sum_1^n \Delta S = 0; \\ c\sum_1^n V_i + a\sum_1^n V_i^2 + b\sum_1^n V_i^3 - \sum_1^n V_i \Delta S = 0; \\ c\sum_1^n V_i^2 + a\sum_1^n V_i^3 + b\sum_1^n V_i^4 - \sum_1^n V_i^2 \Delta S = 0, \end{cases}$$

где  $n$  – число интерполируемых точек.

Вычисляя соответствующие значения для нахождения зависимости колёсных пар модели МПТ-Г в зависимости от скорости в пересчёте на натурные значения, и из совместного их решения, получим следующую зависимость амплитуд колебаний от скорости движения  $\Delta S = 13,0 + 0,2V_i - 0,000728V_i^2$ .

Соотношение между стендовыми и эксплуатационными перемещениями буксовых узлов представим в виде  $\Delta S^H = a + b\Delta S^M$ , где коэффициенты  $a$  и  $b$  определялись из системы равенств [3]:

$$\begin{cases} na + b\sum_1^n (\Delta S_i^M) - \sum_1^n (\Delta S_i^H) = 0; \\ b\sum_1^n (\Delta S_i^M)^2 + a\sum_1^n (\Delta S_i^H) - \sum_1^n (\Delta S_i^M)(\Delta S_i^H) = 0. \end{cases}$$

После определения и подстановки всех расчётных значений соотношение между стендовыми и эксплуатационными перемещениями буксовых узлов примет следующий вид  $\Delta S^H = 0,834\Delta S^M - 0,844$ .

На основании вышеизложенного материала следует, что  $\Delta S^H = 12,8$ , а  $\Delta S^M = 15,7$ , тогда коэффициент корреляции  $r = 0,893$ . Сравнение теоретической и экспериментальной зависимости результатов испытаний по относительным перемещениям букс для натуральных и модельных испытаний показали, что они хоро-

шо совпадают и имеют высокий коэффициент корреляции.

Визуальный анализ полученных осциллограмм виброускорений неподрессоренных масс модели путевой машины МПТ-Г, регистрируемых виброметрическими датчиками AP98, позволяет сделать вывод, что колебание неподрессоренных масс модели представляет стационарный случайный процесс [3]. Кроме того, этот процесс периодичен, что объясняется повторимостью внешних воздействий, т. е. за каждый оборот катка модель дрезины преодолевает одни и те же неровности. Анализ осциллограмм показал, что процесс колебаний модели ПМТ-Г состоит из двух составляющих.

Первая – низкочастотная составляющая (табл. 2), которая представляет собой колебание модели при прохождении ею неровностей катка стенда, соизмеримых по своей длине с длиной круга катания.

Вторая, высокочастотная, составляющая возникает при прохождении колесом модели дрезины микронеровностей малой длины, находящихся на поверхности катания катков стенда. Результаты определения параметров этой составляющей помещены в табл. 3.

Статистическую обработку полученных результатов производим при помощи метода наименьших квадратов [3]. Искомую зависимость ускорений неподрессоренных масс модели в зависимости от скорости представим в виде  $a = c + bV_i$ , где выражение для определения коэффициентов  $c$  и  $b$  имеет вид

$$\begin{cases} nc + b\sum_1^n V_i - \sum_1^n a = 0; \\ b\sum_1^n V_i^2 + c\sum_1^n V_i^2 - \sum_1^n aV_i = 0. \end{cases}$$

Решением данной системы являются значения коэффициентов  $b$  и  $c$ , а величина ускорений неподрессоренных масс модели в зависимости от скорости будет равна:  $a = -4,725 + 0,267V_i$ .

Таблица 1

**Перемещение буксовых узлов модели МПТ-Г в зависимости от скорости в пересчёте на натуру**

$V$ , км/ч	10	20	30	40	50	60	80	100
$\Delta S = \Delta S_{\text{сп}} C_l$	15,1	17,8	17,4	18,0	22,2	22,7	23,1	23,5

Таблица 2

**Ускорения неподрессоренных масс модели в зависимости от скорости для низкочастотной составляющей в пересчете на натуру**

$V$ , км/ч	10	20	30	40	50	60	80	100
$a$ , в долях $g$	1,3	3,7	4,3	7,4	20,8	23,7	25,1	27,9

Таблица 3

**Ускорения неподрессоренных масс модели в зависимости от скорости для высокочастотной составляющей в пересчете на натуру**

$V$ , км/ч	10	20	30	40	50	60	80	100
$a$ , в долях $g$	0,2	0,6	1,9	3,1	7,6	14,4	26,2	37,8

Для сравнения результатов натурального и модельного экспериментов зависимость величин ускорений неподрессоренных масс в зависимости от скорости в координатах «натура», «модель» представим в виде  $a^H = ba^M$ , где коэффициент  $b$  определится из выражения [3]:  $b = \frac{\sum_1^n a^H a^M}{\sum_1^n (a^M)^2}$ .

На основании расчётных данных (табл. 2 и 3) искомое уравнение примет вид  $a^H = 0,905a^M$ , а коэффициент корреляции составит величину  $r = 0,867$ . Полученные результаты свидетельствуют, что величины ускорений модели в пересчете на натуру достаточно близки к величинам, полученным при эксплуатационных испытаниях.

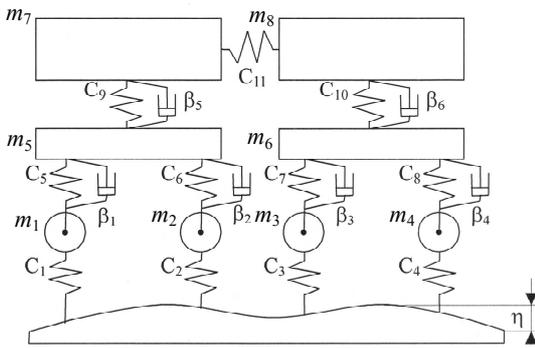


Рис. 1. Расчётная схема механической системы:  $m_7$  и  $m_8$  – массы левой и правой частей кузова,  $m_5$  и  $m_6$  – массы обрессоренных частей тележки,  $m_1 \dots m_4$  – массы необрессоренных частей тележки;  $C_1 \dots C_4$  – коэффициенты контактной жесткости колес с рельсами;  $C_5 \dots C_8$  – коэффициенты жесткости рессорных комплектов;  $C_9 \dots C_{10}$  – коэффициенты жесткости люлечного подвешивания;  $C_{11}$  – жесткость рамы машины;  $\beta_1 \dots \beta_6$  – эквивалентные коэффициенты демпфирования амортизаторов машины

Анализ выполненных исследований модели мотовоза МПТ-Г до оптимизации динамических связей показал, что его конструкция имела нерациональное соотношение центров тяжести масс и упруго-диссипативных связей, что являлось причиной возникновения резонансных колебаний и неоднократном

сходе мотовоза в транспортном режиме движения в составе поезда. Дальнейшие исследования проводились для максимально допустимых для машин данного класса скоростей движения  $V = 100$  км/ч, т. е. на режимах, максимально динамически нагруженных.

Для выявления резонансных амплитуд колебаний масс, определения парциальных частот и предварительной оптимизации упруго-диссипативных связей механической системы составлена математическая модель вертикальных колебаний путевой машины МПТ-Г, представленная на рис. 1.

Численными методами интегрирования системы дифференциальных уравнений получены значения величин коэффициентов динамичности масс механической системы, представленные на рис. 2.

Результаты расчётов показали, что колебания кузова, возникающие за счёт упругости рессор, всегда имеют амплитуду большую, чем амплитуды неровности пути. При  $\omega/k > \sqrt{2}$ , наоборот, упругость рессор создаёт эффект снижения амплитуд колебаний кузова по сравнению с амплитудами неровности пути, а действие сил демпфирования несколько снижает этот эффект. Наибольшие колебания кузова возникают в зоне резонанса,  $\omega/k \approx 1$ . Наибольшие амплитуды обрессоренной части тележки возникают в трёх случаях: отклик на резонанс кузова имеет максимально возможную амплитуду; резонансная амплитуда тележки и отклик на резонанс колёсной пары. Отрыв колёсной пары от рельса наблюдаем для стыковых неровностей пути, начиная со скорости 30 км/ч, а наиболее неблагоприятные динамические условия при скорости 60...70 км/ч, когда  $\omega/k \approx 1$ .

Уточнение полученных результатов получено с применением методик физико-математического моделирования [4] и полного факторного эксперимента типа  $3^3$  [4] определялись оптимальные сочетания основных параметров мотовоза МПТ-Г (жёсткость рамы машины  $C_p$ , жёсткость рессорного подвешивания  $C_{ж}$ , расстояние от геометрического центра машины до её центра тяжести  $r$ ).

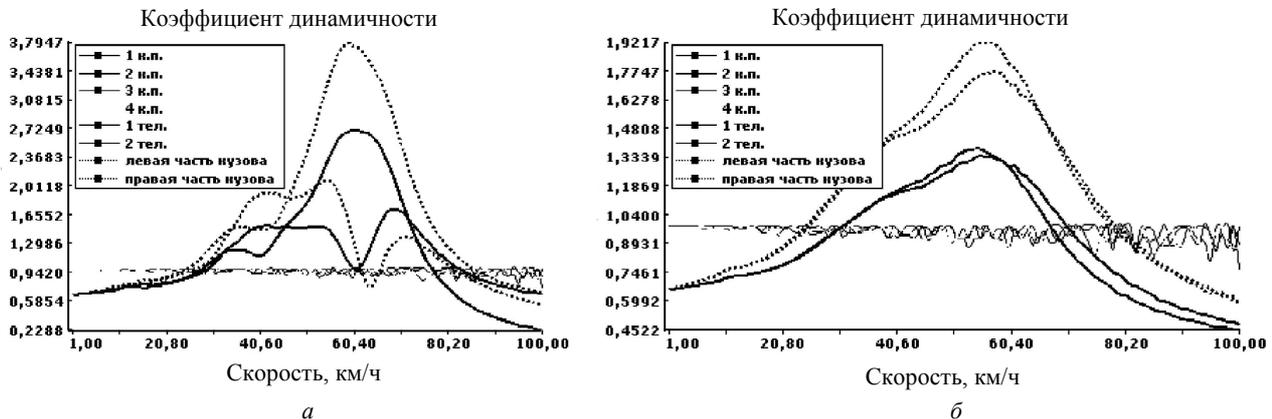


Рис. 2. Результаты расчёта зависимости коэффициента динамичности масс от скорости движения: а – исходной путевой машины МПТ-Г; б – после численной оптимизации упруго-диссипативных связей МПТ-Г, когда статическая нагрузка колёсной пары на рельс по всем осям была одинакова

Была выбрана математическая модель следующего вида:

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2,$$

где  $b_i, b_{ij}, b_{ii}$  определяются по формулам:

$$b_i = \frac{\sum_{n=1}^N x_{in}\bar{y}_n}{\sum_{n=1}^N x_{in}^2}; \quad b_{ij} = \frac{\sum_{n=1}^N x_{in}x_{jn}\bar{y}_n}{\sum_{n=1}^N x_{in}^2x_{jn}^2}; \quad b_{ii} = \frac{\sum_{n=1}^N x'_{in}\bar{y}_n}{\sum_{n=1}^N (x'_{in})^2},$$

$\bar{y}_n$  – среднее значение отклика,  $n$  – число параллельных опытов,  $y_{nm}$  – текущее значение при  $n$  опыте.

Данная модель является уравнением второго порядка и учитывает линейные, квадратичные эффекты и эффекты взаимодействия факторов. Значения уровней варьирования (табл. 4) выбраны на основании априорных данных, данных эксплуатации и предварительных расчётов и обеспечивают работоспособность путевой машины на всех рабочих режимах.

Для определения ошибки эксперимента каждый из опытов был повторен 3 раза. Обработка экспериментальных данных с применением матрицы плана позволила получить математическую зависимость силы тяги  $y = \lg F$  от варьируемых факторов в виде

$$y = 0,1422 + 0,011x_1 + 0,0007x_2 + 0,046x_3 + 0,0009x_1x_3 + 0,0003x_2x_3 + 0,0003x_1^2 + 0,00005x_2^2 + 0,0019x_3^2.$$

После проверки значимости коэффициентов по критерию Стьюдента имеем:

$$y = 0,1422 + 0,011x_1 + 0,046x_3 + 0,0019x_3^2.$$

Таким образом, в пределах варьирования значений отклонения центра тяжести от геометрического центра машины, которые связаны с конструктивными отклонениями от принятой компоновки, влияние фактора  $r$  на величину силы тяги  $F$  незначительно и фактор  $r$  отсутствует в последнем уравнении. Так как табличное значение критерия Фишера  $K_{\text{табл}} = 2,96$  при уровне значимости 0,05 и степенях свободы числителя  $f_{\text{ад}} = (N - \lambda) = 22$ , знаменателя  $f_{\text{ад}} = N(n - 1) = 34$  больше расчётного 1,96, полученная модель адекватна процессу.

С целью определения области расположения максимума силы тяги  $F$  функция  $y(x_1; x_3)$  была опреде-

лена на квадрате  $W = \{x_1x_3; |x_1| \leq 1; |x_3| \leq 1\}$ . Данная функция может достигать своего наибольшего значения либо в критических, либо в угловых точках. Так как  $y$  содержит  $x_1$  только в первой степени, то критические точки могут быть на тех границах, где  $x_1 = \pm 1$ .

Пусть  $x_1 = 1$ ;  $y = 0,1433 - 0,046x_3 - 0,0019x_3^2$ ;  $\frac{dy}{dx_3} = -0,046 - 0,0038x_3 = 0$ ;  $x_3 = -12,01$ ; а также  $x_1 = -1$ ;  $y = 0,1433 - 0,046x_3 - 0,0019x_3^2$ ;  $\frac{dy}{dx_3} = 0,046 - 0,0038x_3 = 0$ ;

$x_3 = 12,01$ . Из этого следует, что у исследуемой функции критических точек нет, а в угловых точках получаем  $W(1, -1) = 0,197$ .

Данная предварительная оптимизация позволила определить значения жёсткости рамы  $C_p = 12000$  кН/м и суммарной жёсткости рессорного подвешивания  $C_{\text{ж}} = 7500$  кН/м, обеспечивая максимум тягового усилия машины МПТ-Г. Результаты оптимизации упруго-диссипативных связей мотовоза МПТ-Г в эксплуатации показали удовлетворительную сходимость, что подтверждается актом эксплуатационных испытаний [2].

Согласно рис. 3 выполнен расчёт угла набегания двухосной тележки и его влияние на потери тяговой мощности путевой машины МПТ-Г.

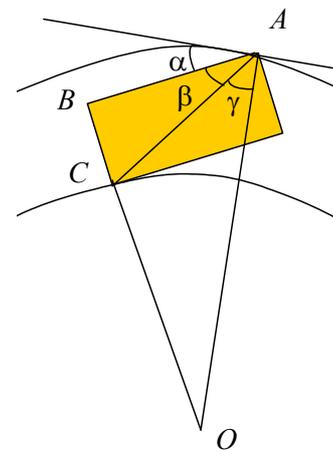


Рис. 3. Расположение тележки в кривой при вписывании

База тележки 1850 мм, но при вписывании в кривую она увеличится на величину выбега  $165,48 \times 2$  мм и будет равна 2180,96 мм.

Таблица 4

Уровни варьируемых факторов

Уровни факторов	Значения уровней факторов			Кодовые значения уровней факторов		
	$C_{\text{ж}} \times 10^2, \text{кН/м}$	$r, \text{м}$	$C_p \times 10^2, \text{кН/м}$	$X_1$	$X_2$	$X_3$
Основной	70	0,3	120	0	0	0
Верхний	75	0,32	130	+1	+1	+1
Нижний	65	0,28	110	-1	-1	-1

Угол набегания гребня колеса на рельс  $\alpha$  определяется по формуле  $\alpha = 90 - \beta - \gamma$ , так как радиус  $OA$ , проведенный к касательной в месте касания гребня колеса с рельсом, перпендикулярен к ней, где угол  $\beta$  находится как  $\beta = \arccos \frac{AB}{AC}$ , а угол  $\gamma$  находим в  $\Delta AOC$  по теореме косинуса

$$\gamma = \arccos \frac{AO^2 + AC^2 - CO^2}{2ACAO}$$

При увеличении ширины колеи на прямолинейном участке пути с 1520 до 1524 мм происходит увеличение угла набегания, что ведёт к возрастанию интенсивности изнашивания гребней колёс и рельсов и затратам тяговой мощности. Так, например, при переходе с прямого участка железнодорожного пути на криволинейный участок, например радиусом 350 метров и более, размер базы двухосных тележек увеличивается на величину выбега, т.е. на 0,42 мм; вертикальный размер между внутренними гранями новых гребней колес составляет

1440±3 мм, а ширина гребня – 33±1 мм. Таким образом, при III и IV степени отступления по ширине колеи 1520<sup>+16</sup><sub>-8</sub> мм для новых гребней подвижного состава максимальная ширина колеи для колёсной пары составляет 1511 мм, что всего на 1 мм меньше минимальной ширины колеи 1512 мм. Следовательно, угол набегания составит до 32,7', а при критическом состоянии пути при колее 1548 мм – 1°29' и достигает наибольших значений на кривых с малыми радиусами и минимален на кривых с большими. Таким образом, ухудшается вписывание данных видов тележек в криволинейный участок пути вследствие отсутствия зазора между гребнем колеса и рельсом. Данные расчёты подтверждаются и согласуются с расчётами, приведенными в работе [7]. Затраты потерь тяговой мощности в процентном отношении:

$$\Delta N(\%) = \frac{Nf_{ск}\Delta l}{Nf_k L} 100\% = \frac{f_{ск} 2\pi\alpha(R_1 - R_2)}{f_k L} 100\%, \quad (1)$$

где  $N$  – нормальная нагрузка, Н;  $f_{ск}$  – коэффициент трения-скольжения;  $\Delta l$  – разница пройденного пути, м;  $f_k$  – коэффициент сопротивления качению колёс по рельсам, принимается равным 0,0003;  $L$  – длина криволинейного участка пути, м;  $R_1$  и  $R_2$  – радиусы внешнего и внутреннего рельс, м.

Результаты исследования тяговых характеристик при моделировании МПТ-Г, в том числе с применением средств лубрикации гребней колёс подвижного состава, в частности измерения средней величины тока тяговых двигателей, приведены на рис. 4.

Результаты испытаний показали, что при увеличении уширения колеи и уменьшении величины радиуса кривой пути (при одной и той же колее) затраты на тяговую мощность путевой машины увеличиваются. Расчёты по формуле (1) показывают, что при уменьшении радиуса кривой и увеличении ширины колеи, происходит возрастание тяговых затрат: для кривой радиусом 1000 м –  $\Delta N = 0,0076\%$ , а для кривой радиусом 300 м –  $\Delta N = 2,92\%$ .

Для установления величины интенсивности изна-

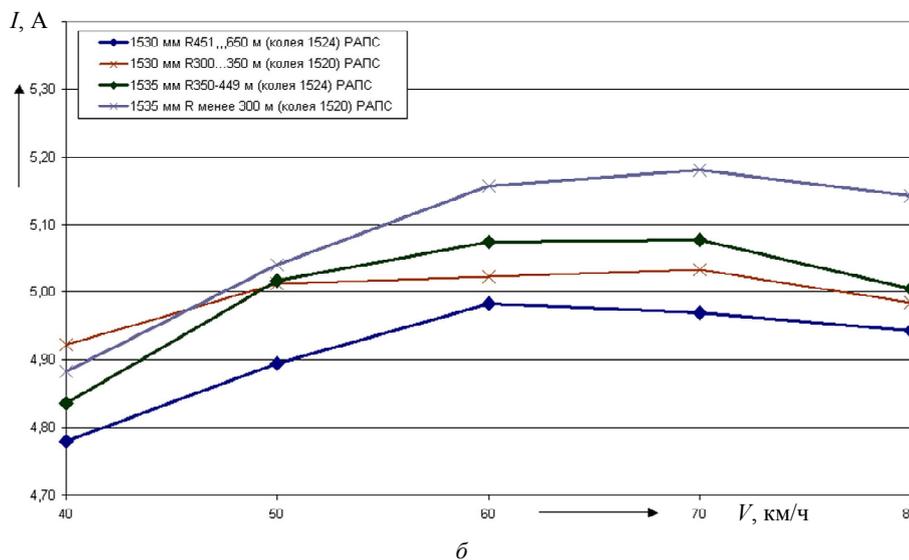
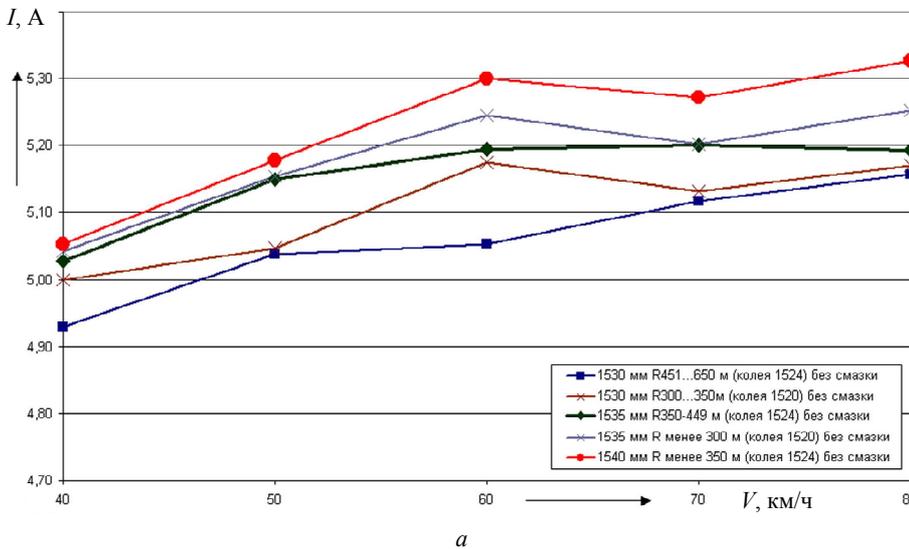


Рис. 4. Величины тока тяговых двигателей, регистрируемых на катковом стенде при моделировании МПТ-Г: а – без смазочного материала; б – при лубрикации смазочным материалом типа РАПС (разовое антифрикционное покрытие – смазка)

шивания гребней колёсных пар в зависимости от коэффициента трения в скользящих опирающих кузов на тележки и применяемых средств лубрикации используем следующее выражение:

$$I = k(N_1 - N_2) = k(F_T V - J^2 U),$$

где  $I$  – интенсивность изнашивания гребней колёс, мм/10000 км;  $N_1$  и  $N_2$  – величина реализуемой тяговой мощности и силы сопротивления движению;  $F_T$  – сила тяги, Н;  $V$  – скорость движения, м/с;  $J$  – величина силы тока тяговых двигателей, А;  $U$  – напряжение питания тяговых двигателей, В;  $k$  – коэффициент пропорциональности между мощностью и величиной интенсивности изнашивания, по статистическим данным  $k = 3$ .

Результаты исследований величины интенсивности изнашивания гребней колёс на катковом стенде для модели МПТ-Г [5] приведены на рис. 5, которые показали, что:

1) коэффициент трения скольжения в элементах опирающих кузов на тележки значительно влияет на интенсивность изнашивания гребней колёсных пар и уменьшает тяговую мощность;

2) ширина колеи не влияет на интенсивность изнашивания;

3) при лубрикации рельсов интенсивность изнашивания снижается с 1,5...2 до 0,2...0,5 мм/10000 км, что подтверждается эксплуатационными испытаниями подвижного состава [4];

4) с уширением колеи интенсивность изнашивания повышается вследствие увеличения перекоса тележки при вписывании в криволинейный участок пути.

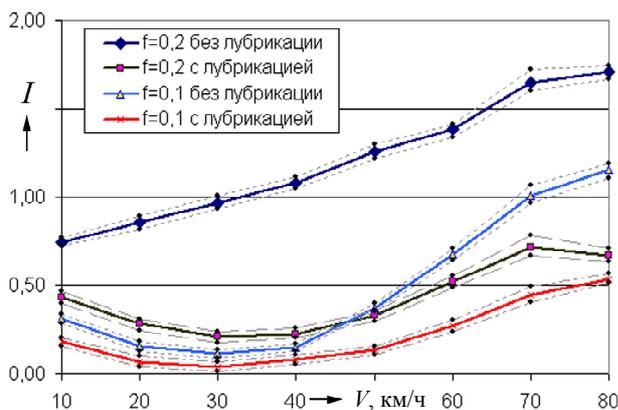


Рис. 5. Величина интенсивности изнашивания  $I$  гребней колёс модели МПТ-Г

Определение зависимости бокового давления на рельсы при непогашенном ускорении  $0,7 \text{ м/с}^2$  от скорости движения путевой машины МПТ-Г и радиуса криволинейного участка пути производилось при помощи электронного цифрового миллиметра GOM-802 и модернизированной установки трения СМТ-1. Режимы испытаний выбирались по следующей методике:

– диаметр колеса путевой машины  $d = 1,05 \text{ м}$ ;

– скорость движения  $V = 60 \text{ км/ч}$ ;

– радиус криволинейного участка пути  $R = 350 \text{ м}$ ;

– частота вращения колеса путевой машины

$$n = \frac{V}{r} = \frac{60000}{2\pi \cdot 0,525 \cdot 3600} = 5,05 \text{ м/с};$$

– путь на длине дуги в 1 рад, пройденный:  $a$  – внутренним колесом  $S_1 = 349,233 \text{ м}$ ;  $b$  – внешним колесом  $S_2 = 350,768 \text{ м}$ ;

– величина проскальзывания внешнего относительно внутреннего колеса,

$$\frac{S_2 - S_1}{S_2} 100\% = \frac{350,768 - 349,233}{350,768} 100 = 0,438\%;$$

– частота вращения чистого скольжения колеса по рельсу  $n_{\text{ск}} = 0,00438 \cdot 5,05 = 0,0221 \text{ об/с}$ ;

– вертикальная статическая нагрузка колеса на рельс  $N = 23500 \text{ Н}$ ;

– боковое усилие колеса на рельс при непогашенном ускорении  $0,7 \text{ м/с}^2$   $P = 7600 \text{ Н}$ .

В соответствии с методикой физико-математического моделирования [1, 2, 6] получим значения варьируемых физических величин:

– масштабный коэффициент подобия геометрических размеров  $C_l = \frac{d}{d_m} = \frac{1,05}{0,05} = 21$ ;

– частоты вращения роликов  $n_{\text{скм}} = C_l n_{\text{ск}} = 21 \cdot 0,0221 = 0,46 \text{ об/с}$ ;

– нормальной нагрузки на ролик от действия статической нагрузки  $N_{\text{м1}} = \frac{N}{C_l^2} = \frac{23500}{21^2} = 54 \text{ Н}$ , а от

действия боковой нагрузки  $N_{\text{м2}} = \frac{P}{C_l^2} = \frac{7600}{21^2} = 17 \text{ Н}$ .

Зная шероховатость  $l$  исследуемых поверхностей колеса, рельса ( $Rz80$ ,  $l = 8 \cdot 10^{-5} \text{ м}$ ) и удельное сопротивление стали марки 65Г электрическому току ( $\rho = 2 \cdot 10^{-8} \text{ Ом}\cdot\text{м}$ ), выполняли измерения активного сопротивления фрикционного контакта пар трения «ролик – ролик» и «ролик – колодка» при указанных выше динамических режимах и расчёт фактической площади касания [6] (ФПК) исследуемых образцов:

$$S_{\text{ФПК}} = \frac{\rho l}{R}, \text{ м}^2, \quad (2)$$

где  $\rho$  – удельное сопротивление проводника, Ом·м;  $l$  – величина шероховатости поверхности, м.

Фактическое контактное давление рассчитывалось по формуле

$$Q = \frac{P}{S}, \text{ МПа},$$

где  $P$  – нормальная нагрузка на образцы, Н;  $S$  – фактическая площадь касания,  $\text{мм}^2$ .

Результаты выполненных исследований фактической площади касания и расчёта контактного давления приведены на рис. 6.

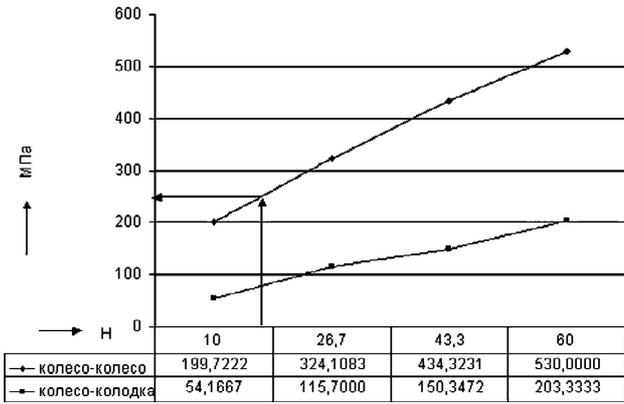


Рис. 6. Контактные напряжения в зависимости от нормальной нагрузки на образцы при исследовании на лабораторной установке СМТ по схемам: а – ролик – ролик; б – ролик – тормозная колодка

Для стали марки 65Г допустимое напряжение  $[\sigma] = 800$  МПа, напряжение текучести  $[\sigma_T] = 550$  МПа и усталостная прочность по нормальным напряжениям –  $[\sigma] = 376$  МПа. Так как в соответствии с выполненным ранее расчётом при непогашенном ускорении  $0,7 \text{ м/с}^2$  усилие на моделируемый ролик составляет  $17 \text{ Н}$ , то по рис. 6 устанавливаем контактное давление  $250 < [\sigma]$  МПа, что соответствует максимальному боковому усилию колеса на рельс в эксплуатации

$$P_H = \frac{(PV)_M C_l^2}{V_H} = \frac{(P2\pi Rn_{ск})_M C_l^2}{(2\pi Rn_{ск})_H} = \frac{(17 \cdot 2\pi \cdot 0,025 \cdot 0,46) \cdot 21^2}{2\pi \cdot 0,525 \cdot 0,0221} = 7,43 \text{ кН}$$

где  $P_H$  – статическая нагрузка колеса на рельс, Н (экспериментальная);  $(PV)_M$  – мощность трения при модельных испытаниях, Вт;  $C_l$  – масштабный коэффициент перехода линейных размеров;  $V_H$  – скорость скольжения гребня колеса по рельсу при скорости движения  $60 \text{ км/ч}$ , м/с;  $R_M$  и  $R_H$  – соответственно радиус ролика и колеса при модельных и эксплуатационных испытаниях.

На рис. 7 представлены результаты эксперимента по определению ФПК фрикционной пары трения «ролик – ролик» в динамике как функции скорости скольжения.

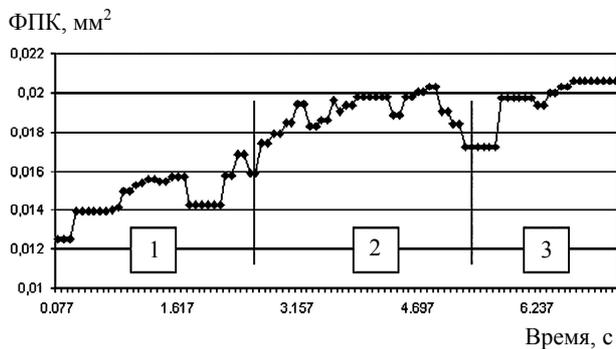


Рис. 7. Изменение ФПК по времени испытаний

Из формулы (2) видно, что между ФПК и сопротивлением контакта обратно пропорциональная связь. Чем больше вершин микронеровностей вступает в контакт, тем через большую площадь пропускается ток, следовательно, сопротивление будет меньшим. И наоборот, при небольшом количестве вступивших в контакт микронеровностей сопротивление будет высоким.

Графики (рис. 7) показывают, что в процессе скольжения колеса по рельсу на начальном периоде движения (*этап 1*), в контакте находятся в значительном количестве (около 70 %) различных плёнок окислов и адсорбированных из окружающей среды различных соединений, а также микронеровности обоих тел контактируют только самыми высокими выступами. На этом этапе сопротивление наибольшее  $0,4 \dots 0,56 \text{ мОм}$ , а ФПК, соответственно, самое минимальное  $0,0125 \dots 0,015 \text{ мм}^2$ .

На *этапе 2* микронеровности уже прирабатываются, в контакт вступают уже более мелкие шероховатости. Сокращается количество окислов в контакте приблизительно до 30 %. Сопротивление падает от  $0,45$  до  $0,35 \text{ мОм}$ , а ФПК увеличивается до  $0,0201 \text{ мм}^2$ .

На *этапе 3* уже максимальное количество микронеровностей вступает в контакт. Сопротивление и ФПК уже практически не меняется и держится на одном уровне  $0,35 \dots 0,34 \text{ мОм}$  и до  $0,0205 \text{ мм}^2$  соответственно.

После определения ФПК между «колесом и рельсом» в динамике становится возможным изучение температурных процессов, протекающих в контактной зоне. Устанавливая скоростные и нагрузочные параметры на установке трения, фиксируют амплитудно-фазочастотные характеристики (АФЧХ) всей трибосистемы и, в частности, контактной области проскальзывания колеса по рельсу, динамика изменения ФПК и её сопоставление с АФЧХ. Наличие термповреждений (следов воздействия высоких температур) проверяется на оптическом микроскопе.

Результаты модельных испытаний путевой машины МПТ-Г на катковом стенде показали [5]:

1) при движении тележек подвижного состава по прямолинейному участку пути с наблюдаемыми явлениями влияния тележек в плане пути или движении по криволинейному участку пути колёсные пары по внешнему и внутреннему рельсам проходят разный путь. При этом внутреннее изношенное колесо проходит по изношенному рельсу больший путь, чем новое колесо по новому рельсу. Это приводит к возникновению «паразитного момента», принудительному развороту тележки, что влечёт за собой возрастание угла набегания колёс, увеличение интенсивности изнашивания гребней колёс и рельсов, величинам проката и затратам тяговой мощности, и в определённых случаях это может являться причиной схода колёсной пары с железнодорожного пути;

2) в связи со смешанным пассажирским и грузовым движением на дорогах России в кривых участках пути рельсы укладываются в путь с определенным возвышением из расчёта равномерности вертикаль-

ных нагрузок и изнашивания обеих рельсовых ниток, а также комфортного движения пассажирских составов. На основе проведенных исследований и расчетов можно сделать вывод об избытке возвышения наружного рельса в кривой для грузового движения. Избыточное возвышение в сочетании с изношенными скользунами подвижного состава приводит к возникновению дополнительных сил сопротивления, препятствующих правильному и плавному вписыванию тележек в кривую пути. В связи с этим при движении грузовых поездов в замкнутом силовом контуре «ось колёсной пары – фрикционные контакты внешнего и внутреннего колёс с рельсами» возникает «паразитный момент сопротивления», увеличивающий необходимое тяговое усилие, а также износ колёс и рельсов в 2...3 раза с увеличением ширины колеи;

3) при лубрикации рельсов твердо-пластичной смазкой типа РАПС интенсивность изнашивания гребней колёс модели подвижного состава снижается с 1,5...2 до 0,2...0,5 мм/10000 км;

4) по результатам измерения сопротивления между образцами по схемам «ролик – ролик» и «ролик – колодка» усталостная прочность по нормальным напряжениям для стали 65Г [ $\sigma$ ] = 376 МПа выполняется, а объёмная температура не превышает значений 290 – 310 °С при отсутствии лубрикации, в случае применения лубрикации – не более 150 – 170 °С.

Для снижения интенсивности изнашивания гребней колёс и рельсов необходимо реализовывать следующие мероприятия [5]:

1) с целью устранения «паразитного момента» и повышенных углов набегания колёс на рельсы улучшить динамические качества тележек подвижного состава путём обеспечения по уровню и стабильности значения коэффициента трения скольжения в узлах опирания кузовов подвижного состава на тележки;

2) для улучшения вписывания тележек в криволинейные участки пути следует:

а) ужесточить допуски на отклонения по ширине колеи пути (исключить отрицательные отклонения колеи пути и укладывать рельсы только с положительными отклонениями пути);

б) ввести номинальный размер ширины колеи 1525 мм на кривых радиусом от 350 до 650 м;

в) обеспечить постоянный контроль за изнашиванием рельсов и ужесточить допуски по боковому износу рельсов и гребней колёс подвижного состава;

3) с целью исключения перекоса тележек подвижного состава при вписывании в криволинейные участки

пути необходимо обеспечить положительное непогащенное ускорение путём:

а) увеличения скорости движения грузовых составов в криволинейных участках пути до значений скоростей пассажирских составов;

б) изменения правил укладки рельсов в криволинейных участках пути с уменьшенным возвышением, т.е. созданием возвышения внешнего рельса, адаптированного под грузовое движение;

4) внедрить эффективные технологии лубрикации контакта (например, контактно-ротационная) гребня колеса и рельса, обеспечивающих наличие в контакте необходимого по качеству и количеству материала.

5) перспективными методами улучшения динамических качеств пути, повышение ресурса колёсных пар подвижного состава путём снижения интенсивности изнашивания тяговых поверхностей колеса и рельса является технология модифицирования поверхностей фрикционными активизаторами сцепления, а также методы активного контроля за текущими значениями коэффициента сцепления и их прогнозирования методами трибоспектральной идентификации.

#### Литература

1. Патент РФ, МКП G 01 N 3/56. Способ испытаний узлов трения / В.В. Шаповалов, А.Л. Озябкин [и др.]. № 2343450; заявл. 10.01.2009; приоритет 24.04.2008, № 2006121024/28 (022825).
2. Озябкин А.Л. Теоретические основы динамического мониторинга фрикционных мобильных систем: монография. Ростов н/Д, 2010. 259 с.
3. Ушкалов В.Ф., Резников Л.М., Редько С.Ф. Статистическая динамика рельсовых экипажей. Киев, 1982. 360 с.
4. Браун Э.Д., Евдокимов Ю.А., Чичинадзе А.В. Моделирование трения и изнашивания в машинах. М., 1982.
5. Отчет по НИР 19.5.002р по х/д 1057/07. Оптимизация ширины рельсовой колеи. Экспериментальное исследование сил трения, удельных давлений и температур, возникающих при взаимодействии колёс и рельсов при различных параметрах колеи и ходовых частей / В.В. Шаповалов, А.Л. Озябкин [и др.]. Рост. гос. ун-т путей сообщения, Ростов н/Д., 2007.
6. Исследование контактных напряжений в системе «колесо – рельс» на базе физико-математического моделирования / А.Л. Озябкин [и др.] // Тр. Всерос. науч. практ. конф. «Транспорт 2008». Ростов н/Д., 2008. С. 278 – 279.
7. Лысюк В.С., Сазонов В.Н., Башкатова Л.В. Прочный и надёжный железнодорожный путь. М., 2003. 589 с.

Поступила в редакцию

28 февраля 2011 г.

**Озябкин Андрей Львович** – канд. техн. наук, доцент, Ростовский государственный университет путей сообщения.

**Ozyabkin Andrey Lvovich** – Candidate of Technical Sciences, assistant professor, Rostov State Transport University.