

Таблица 1 – Параметры и расчетный срок службы надрессорных балок тележек моделей 18-100 и 18-578

Параметры	Обозначение	Единица измерения	Тип надрессорной балки	
			черт. 100.00.001-5	черт. 578.00.001-4
Осевая нагрузка	$P_0$	кН	230,5	230,5
Расчетная статическая нагрузка	$P_{ст}$	кН	420	420
Марка стали по ГОСТ 977	–	–	20ФЛ	20ФЛ
Среднее значение предела выносливости гладкого стандартного образца из материала детали при симметричном цикле изгиба на базе $N_0$	$\bar{\sigma}_{-1}$	МПа	195	195
Предел выносливости детали по амплитудным напряжениям при вероятности разрушения 0,95	$\sigma_{aN}$	МПа	33,9	33,9
Эквивалентные напряжения от вертикальной статической нагрузки:				
– в сечении 1-1	$\sigma_{ст}$	МПа	55	52
– » 2-2	$\sigma_{ст}$	МПа	65	68
Средние значения коэффициента вертикальной динамики	$k_{дв1}$	–	0,153	0,133
Амплитудные напряжения от вертикальной нагрузки при распределении скоростей движения:				
– в сечении 1-1	$\sigma_{a1}$	МПа	2,255–12,925	2,135–10,348
– » 2-2	$\sigma_{a1}$	МПа	2,665–15,275	2,788–13,532
Показатель степени кривой выносливости	$m$	–	4,5	4,5
Величина $\sigma_{a1}^m P_{a1}$ :				
– в сечении 1-1	–	–	22559,54	13306,51
– » 2-2	–	–	47841,89	32162
Статический прогиб рессорного подвешивания от массы брутто:				
– тележки модели 18-100	$f_{ст}$	м	0,05	–
– » » 18-578	$f_{ст}$	м	–	0,068
Эффективная частота изменения амплитудных динамических напряжений	$f_s$	Гц	3,56	3,0
Коэффициент перевода календарного расчетного срока службы детали при $\bar{v} = 22,5$ м/с, $\alpha = 0,34$ и $\bar{L}_C = 250$ км	$B$	с	$3,04 \times 10^6$	$3,04 \times 10^6$
Коэффициент запаса сопротивления усталости	$[n]$	–	1,4	1,4
Проектный срок службы надрессорных балок по критерию усталостной долговечности:				
– в сечении 1-1	$T_0$	лет	69	139
– » 2-2	$T_0$	лет	32,6	57,6

По результатам исследований можно сделать следующие выводы:

1 Серийные надрессорные балки (черт. 100.00.001-5) с жесткими скользунами и опытные (черт. 578.00.001-0) с упругими скользунами имеют одинаковую статическую прочность.

2 В эксплуатации динамические напряжения в опытных балках на 13–15 % ниже, чем в серийных.

Технический ресурс опытных балок на 43 % выше, чем серийных, назначенный срок службы которых может быть увеличен с 32 до 45 лет после экспериментальной проверки их усталостной прочности через 32 года эксплуатации.

УДК 629.4.027.27

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОМЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ ВРАЩЕНИЮ ТЕЛЕЖКИ ГРУЗОВОГО ВАГОНА В ПОДПЯТНИКОВОМ УЗЛЕ

ДИЙ СЕРГЕЕВ, ПАВЕЛ ГАВРИЛОВ  
Рижский технический университет

В Институте железнодорожного транспорта Рижского технического университета исследуются некоторые причины, приводящие к сходу вагонов поездов на перегонах, в процессе выполнения маневровой работы на сортировочных станциях локомотивом состава с выключенными тормозами и в результате роспуска отцепов с горки при управлении оператором не автоматизированной позицией торможения.

Прохождение вагонами кривых участков пути сопровождается поворотом тележки и соответственно подпятника относительно пятника. На подпятник действует вертикальная нагрузка от 150 до 400 кН. Сухое трение между пятником и подпятником создаёт значительный по величине момент сил трения, препятствующий повороту тележки. Преодолевая сопротивление сил трения при повороте, тележка вагона за счет конструктивных люфтов изменяет форму. При этом силы сопротивления в подпятнике препятствуют ее возвращению в оптимальное рабочее положение. Перекашивание тележки создает ситуацию, при которой имеют место большие углы набегания колесных пар на рельсы, приводящие к возникновению больших поперечных нагрузок, которые способствуют боковому износу головки рельса и подрезу гребней колес тележки, а в некоторых случаях могут привести и к сходу вагонов с рельсовой колеи.

Для определения момента сопротивления повороту от сил трения в опорном узле испытания проводились на тележке грузового вагона модели 18-100 с изношенным подпятником. Нагрузка на подпятник передавалась пятником, прикрепленным к раме, сваренной из двух швеллеров. На раму устанавливался груз массой  $m$ . Для этой цели использовался груз, масса которого  $m_1 = 1400$  кг, и макет рамы вагона с массой  $m_2 = 200$  кг. Таким образом, если  $m$  – общая масса груза, вес, который воспринимает подпятник, то значение этого параметра  $m = m_1 + m_2 = 1600$  кг. Момент сопротивления вращению, вызванный трением в опорном узле, определялся силой  $P$ , прикладываемой к нагруженной раме на расстоянии  $d = 1$  м от центра шкворня, для выведения её из состояния покоя вращением вокруг центра опорного узла. Сила  $P$  создавалась домкратом, измерялась динамометром.

Величина момента сопротивления вращению тележки в опорном узле пропорциональна величине нагрузки на опорный узел тележки  $N$ :

$$M_{fr,r} = f_{fr,r} N, \quad N = mg. \quad (1)$$

Здесь  $f_{fr,r}$  – имеющий размерность длины коэффициент пропорциональности между моментом трения вращению и нагрузкой на опорный узел тележки. Экспериментальное определение этого коэффициента является одной из целей данной работы. Для этого нагрузка на опорный узел создается весом груза, то есть  $N = mg$ .

Экспериментально  $M_{fr,r}$  сначала определялся на лабораторной установке. Измерялась сила  $P$ , необходимая для преодоления сил сопротивления вращению в опорном узле, а момент сил сопротивления вращению  $M_{fr,r}$  вычислялся следующим образом:

$$M_{fr,r} = Pd. \quad (2)$$

Для коэффициента  $f_{fr,r}$  соотношения (1) и (2) дают выражение

$$f_{fr,r} = M_{fr,r} / N = Pd / mg, \quad (3)$$

где  $g$  – ускорение силы тяжести.

Программа по определению  $f_{fr,r}$  состояла из испытаний, осуществляемых при наличии смазки в опорном узле и на скользящих и при ее отсутствии в этих элементах. Эксперименты также проводились в случае установки катков на скользящие.

Груз на раме размещался симметрично центра её поворота и со сдвигом относительно центра. При расположении груза на раме симметрично центра её поворота нагрузка передавалась на подпятник. Известно, что при движении вагона в кривой с возвышением внешнего рельса его рама опирается на опорный узел и скользящие, поэтому сдвигом груза на раме относительно центра её поворота в эксперименте моделировали положение рамы вагона.

Измерения силы  $P$  при каждом положении груза на раме повторялись трижды. Значения  $f_{fr,r}$  по (3) вычислялись с использованием средних значений  $M_{fr,r}$ .

На втором этапе по значениям  $f_{fr,r}$  вычислены моменты сопротивления вращению тележки в опорном узле при опираниях рамы: на опорный узел, на опорный узел и скользящие, а также на опорный узел и скользящие установленными на него катками. В этих случаях для грузовых четырехосных вагонов

$$M_{fr,r} = f_{fr,r} (m_3 + m_4) g / 2, \quad (4)$$

где  $m_3$  – масса кузова грузового вагона,  $m_4$  – масса груза.

Наши исследования показали, что отсутствие смазки в опорном узле тележки грузового вагона обуславливает возникновение значительного по величине моментного воздействия, препятствующего ее вращению относительно пятника. Особенно данное явление проявляется при опирании кузова вагона на опорный узел тележки и скользун ( $M_{fr,r}$  достигает более 70–75 кН).

Экспериментально было установлено, что негативное для подвижного состава влияние сопротивления вращению тележки относительно пятника снижается наличием смазки в опорном узле. В ещё большей степени снижение такого сопротивления достигается применением катковой опоры на скользунках.

УДК 531.43/46+539.388.1+539.43+625.03

## ИЗУЧЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ В МОДЕЛИ СИЛОВОЙ СИСТЕМЫ КОЛЕСО/РЕЛЬС

*Л. А. СОСНОВСКИЙ, В. В. КОМИССАРОВ, А. А. КЕБИКОВ*  
*Белорусский государственный университет транспорта*

*С. С. ЩЕРБАКОВ*  
*Белорусский государственный университет*

Более 150 лет трение, а затем и изнашивание специалисты связывают только с действием контактной нагрузки. Это естественно, так как для узлов трения характерно относительное движение и контактное взаимодействие тела и контртела. Согласно этому подходу коэффициент трения определяется только контактной нагрузкой  $F_N$ :  $f(p) = F_S / F_N$ , где  $F_S$  – сила трения.

В последней четверти прошлого столетия в рамках трибофатики пришло понимание того, что в силовых системах (например, типа колесо/рельс) процессы трения реализуются одновременно и совместно с повторно-переменным объемным деформированием хотя бы одного из взаимодействующих элементов (например, рельса в системе колесо/рельс). Отсюда следовало общее заключение, что циклическое деформирование способно существенно корректировать процессы трения и изнашивания. Таким образом, для силовой системы колесо/рельс необходимо учитывать влияние изгибных (циклических) напряжений  $\sigma$  на изменение величины силы и коэффициента трения:  $f(p, \sigma) = F_S(p, \sigma) / F_N$ .

В связи с интенсификацией работ по анализу причин повышенного износа железнодорожных рельсов и колес, поиску мер эффективной борьбы с ним, возрос интерес к обратному эффекту в трибофатике (влияние циклических напряжений на изменение характеристик трения и изнашивания).

В докладе приводятся результаты анализа экспериментальных исследований по изучению закономерностей влияния циклических напряжений, обусловленных объемным деформированием, на изменение коэффициента трения в модели, имитирующей условия работы силовой системы колесо/рельс в реальных условиях. Коэффициент трения определялся по результатам лабораторных испытаний моделей типа ролик/вал либо ролик/кольцо, которые нагружались контактной и изгибающей нагрузками одновременно. Для испытаний было принято несколько марок (состояний) сталей с различными механическими свойствами.

Поставлена и теоретически решена задача о расчетной оценке коэффициента трения в силовой системе с учетом действия циклической изгибающей нагрузки.

Согласно экспериментальным и расчетным данным, в зависимости от условий трения (испытаний), циклические напряжения могут как повышать, так и снижать коэффициент трения. При этом численные значения коэффициента трения могут изменяться на 5–60 % и более (в зависимости от условий испытаний). Показано, что расчетные оценки удовлетворительно соответствуют экспериментальным результатам как в качественном (закономерности), так и в количественном (численные значения) отношении.

Ученые и специалисты насчитывают до 30–50 различных факторов, которые влияют на процессы трения и повреждаемости системы колесо/рельс. На основании выполненных исследований следует выделить главную причину: одновременное и совместное действие пространственной системы контактных и объемных напряжений на дорожке катания рельса и в зоне взаимодействия гребня колеса с боковой поверхностью рельса. Неучет изгибных напряжений в формировании, например, колесно-рельсового вируса, не позволяет правильно понять проблему (и, следовательно, эффективно ее преодолеть). Таким образом, циклические напряжения могут рассматриваться как управляющий параметр для процессов изнашивания наравне с контактной нагрузкой.