

В зависимости от целей исследования возможно также использовать различные подходы к представлению подвижного состава. Реализована также возможность моделирования электроподвижного состава через двухполосник с активным сопротивлением и индуктивностью с постоянными значениями или зависимыми от времени (т. н. активная и обменная характеристики) [1].

Значительного упрощения процесса построения оптимизационных моделей возможно достичь, применяя методику, которая предложена в Днепровском национальном университете железнодорожного транспорта. Её суть заключается в определении сопротивления тяговой сети как функции в зависимости от расположения поезда на участке, схемы питания и секционирования тяговой сети. Суммарный ток от нескольких нагрузок на межподстанционной зоне определяется по принципу суперпозиции. Такой подход Э. С. Почаевца получил дальнейшее развитие в современных работах, где использовался для моделирования процессов в системе тягового электроснабжения постоянного тока.

Список литературы

1 Косарев, А. Б. Основы теории электромагнитной совместимости систем тягового электроснабжения переменного тока / А. Б. Косарев. – М. : Интекст, 2004. – 272 с.

2 Энергетика тяговых сетей : [монография] / В. Г. Сиченко [та ін.] ; за заг. ред. д-ра техн. наук, проф. В. Г. Сиченка. – Дніпро : Стандарт-Сервіс, 2017. – 210 с.

УДК 629.421.4

РАСЧЕТНАЯ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА ПРОЧНОСТИ И УСТОЙЧИВОСТИ ПРОТИВ СХОДА С РЕЛЬСА КОЛЕСА МАНЕВРОВОГО ТЕПЛОВОЗА ЧМЭЗ

Г. Е. БРИЛЬКОВ, А. В. ПУТЯТО

Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель

В. А. МАЗЕЦ

Белорусская железная дорога, г. Минск

Маневровое движение на Белорусской железной дороге обеспечивается тепловозами серий ЧМЭЗ, ТМЭ, ТГМ, ТГК, ТЭМ, из которых более 70 % приходится на маневровые тепловозы серии ЧМЭЗ. К одним из серьезных недостатков тепловозов серий ЧМЭЗ, с которыми приходится сталкиваться в эксплуатации, относятся неисправности колесных пар. Анализ данных, регистрируемых в журнале ремонта колёсных пар, в локомотивных депо Молодечно и Минск показал, что основными неисправностями являются износ бандажей, ползуны, выщербины и раковины на поверхности катания, трещины колесных центров и бандажей, ослабление и сдвиг колеса на оси. Высокая интенсивность износа бандажей, а также повреждения поверхности катания приводят к увеличению числа их замены при выполнении ремонта и, как следствие, увеличению его стоимости.

На тепловозах ЧМЭЗ применены одноповодковые буксовые узлы с двухрядными сферическими самоустанавливающимися подшипниками, позволяющими передавать осевые силы без специального осевого упора. Однако такая конструкция не дает возможности смещения осей колесных пар вдоль корпуса букс, усложняя вписывание тепловоза в кривые. Вписывание в кривую малого радиуса обеспечивается в большей степени за счет упругого перемещения в осевом направлении на 3–3,5 мм и поворота колесных пар на небольшой угол при смятии резиновых элементов крепления буксовых узлов к раме тележки. Данная особенность конструкции тележки тепловоза серии ЧМЭЗ отличает его от большинства современных тепловозов, у которых свободный разбег средних колесных пар достигает ± 14 мм.

Таким образом, целью настоящей работы является оценка прочности колёса маневрового тепловоза серии ЧМЭЗ, а также его устойчивости от схода с рельс при движении в кривой малого радиуса.

Оценка боковых сил, действующих на колеса тепловоза при движении в кривой, выполнена экспериментальным путем на территории испытательного центра БелГУТа. В качестве объекта исследований принят маневровый тепловоз серии ЧМЭЗ № 5332. Регистрация боковых сил осуществлялась при скорости движения 3–5 км/ч, причем тепловоз проезжал трижды в направлении «впе-

ред» и трижды в направлении «обратно». Результаты измерений записывались автоматически и сохранялись в память компьютера. С целью установления динамики изменения значений боковых сил, действующих на колеса, в зависимости от толщины гребня вышеприведенный цикл испытаний выполнялся повторно после обточки профилей колес.

Установлено, что при увеличении толщины гребня наблюдается повышение значений боковой силы. В результате обработки экспериментальных данных получен массив осредненных по количеству заездов максимальных значений боковых сил. На рисунке 1 приведены сравнительные диаграммы значений боковых сил на колеса первой и второй колесных пар тележки при замеренных толщинах гребней до (размер 1) и после (размер 2) обточки.

В соответствии с техническими характеристиками маневрового тепловоза серии ЧМЭЗ наименьший радиус проходимой кривой составляет 80 м, что ограничено как условием устойчивости против схода колеса с рельса, так и условием прочности самого колеса. Коэффициент запаса устойчивости колеса от схода с рельса определяется из условия равновесия сил, действующих на колесо колесной пары при взаимодействии его с рельсом по формуле

$$k_{уст} = \frac{\text{tg}\beta - \mu_{тр} \cdot 0,5Q}{\mu_{тр} \text{tg}\beta + 1} \cdot \frac{Y_6}{Y_6},$$

где β – угол наклона образующей гребня бандажа к горизонтالي; $\mu_{тр}$ – коэффициент трения в точке контакта гребня бандажа и боковой грани рельса; Q – нагрузка на ось; Y_6 – боковая сила от колеса на рельс. Принимая во внимание, что для рассматриваемого тепловоза номинальное значение $Q = 20,5$ т (≈ 205 кН), а также учитывая допускаемое значение коэффициента запаса устойчивости, получим допустимое значение боковой силы [Y_6] = 110 кН.

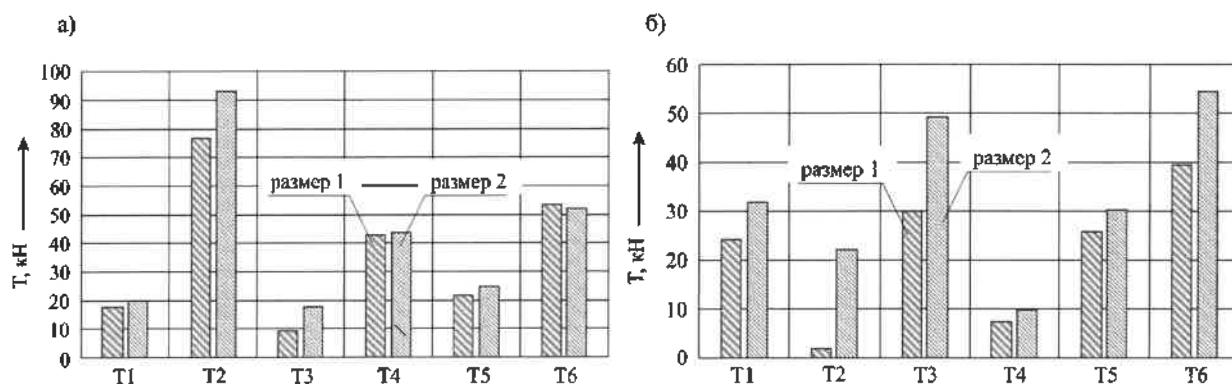


Рисунок 1 – Диаграммы значений боковых сил на колеса первой (а) и второй (б) колесных пар

Анализ результатов экспериментальных исследований и соотношения сил, действующих на колёса при вписывании тележки в кривую, показал установку последней при вписывании в кривую в положении свободной установки. Получено, что при рассмотренных условиях по критерию коэффициента запаса устойчивости от схода колеса с рельса толщина гребня более 30 мм и менее 25 мм является неприемлемой при вписывании маневрового тепловоза серии ЧМЭЗ в кривую с радиусом 80 м. Исключением являются 2-я и 5-я колёсные пары, для которых опасной в эксплуатации является толщина гребня менее 23 мм.

Оценка прочности колеса выполнена при действии боковых сил, установленных экспериментальным путем. В соответствии с ГОСТ 4491–86 при изготовлении колесных центров использовались сталь 20Л с пределом текучести материала 245 МПа и временным сопротивлением 440 МПа, а также сталь 25Л с пределом текучести материала 265 МПа и временным сопротивлением 470 МПа. В то же время в соответствии с актуальной редакцией ГОСТ 4491–2016, колесные центры также изготавливаются из стали 20ГЛ с пределом текучести материала 295 МПа и временным сопротивлением 490 МПа. Согласно ОСТ 32.83 и ГОСТ 31373–2008 критерием статической прочности диска колеса является коэффициент запаса, определяемый как отношение предела текучести материала к максимальным эквивалентным напряжениям, равный для колес с литыми центрами 1,3–1,4.

В результате расчетов методом конечных элементов получены значения эквивалентных напряжений и деформаций для конструкции колеса. Установлено, что к наиболее нагруженной области относится область колесного диска вблизи ступицы колеса с внешней стороны, в которой в эксплуатации возникают трещины, приводящие к излому. Получено, что при $Y_6 < 130$ кН статическая прочность колесного центра из стали 20Л обеспечена для предельного значения коэффициента запаса, равного 1,3. В то же время при равенстве коэффициента 1,4 получим значение $Y_6 < 122$ кН, сопоставимое с результатами испытаний.

Таким образом, для обеспечения требуемого коэффициента запаса статической прочности боковое усилие на гребень бандажа колеса маневрового тепловоза ЧМЭЗ должно быть не более 122 кН, что для рассмотренного случая движения эквивалентно толщине гребня не более 32 мм. В то же время для обеспечения требуемого запаса устойчивости от схода колеса с рельса толщина гребня колес маневрового тепловоза серии ЧМЭЗ должна находиться в пределах от 25 до 30 мм. Исключением являются 2-я и 5-я колесные пары, для которых опасной в эксплуатации является толщина гребня менее 23 мм.

УДК 656.2.08:658.3

ПОВЫШЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ПУТЕМ ВНЕДРЕНИЯ КОНТРОЛЯ УРОВНЯ ПРОФЕССИОНАЛЬНОЙ НАДЕЖНОСТИ РАБОТНИКОВ ЛОКОМОТИВНЫХ БРИГАД

В. Г. БРУСЕНЦОВ, В. Г. ПУЗЫРЬ, О. В. БРУСЕНЦОВ

Украинский государственный университет железнодорожного транспорта, г. Харьков

Безопасность транспортного процесса – традиционно важнейшая задача железнодорожного транспорта, которая может и должна решаться на системном уровне. Будучи многофакторной, она требует постоянного внимания, ведь стоит упустить какой-либо аспект, на первый взгляд малозначимый, и конечная цель – безопасность – не будет достигнута.

При этом, естественно, прилагаемые усилия должны соответствовать значимости аспекта. Сегоднешние реалии на магистральных железных дорогах Украины (АО «Укрзалізниця») таковы, что безопасность транспортного процесса на 80 % и более определяется «человеческим фактором» [1]. Учитывая, что применяемые технические средства имеют очень высокую степень износа, долевое участие «человеческого фактора» в дальнейшем будет только расти. К этому добавляется усложнение условий труда, связанное с повышением скорости движения.

Важнейшей составляющей «человеческого фактора» является уровень профессиональной надежности работников локомотивных бригад, поскольку они непосредственно влияют на безопасность движения. Следовательно, этот уровень должен контролироваться, что определяет актуальность его объективной оценки [2]. Наличие такой оценки позволяет решить ряд задач: не допустить к выполнению ответственной деятельности человека с недостаточным на данный момент уровнем профессиональной надежности, а также проводить мониторинг существующего уровня для каждого работника с определением его динамики и прогнозированием изменений. Это позволит не допускать снижения уровня ниже порогового путем корректирующих и восстановительных воздействий.

Получение такой оценки затруднено рядом обстоятельств. Понятие «профессиональная надежность» является системным и включает ряд подсистем: медико-биологическую, психофизиологическую, квалификационно-образовательную, морально-волевую и функциональную. Таким образом, ее можно представить как взаимоопределяемое соотношение ряда факторов, которое может быть выражено в виде произведения степенных одночленов

$$C = Na \cdot Y^b \cdot Cz.$$

Отсюда следует, что конечный интегральный результат можно получить при различной вариации его составляющих путем реализации способности к компенсации недостаточного уровня одних составляющих повышенным уровнем других. При получении интегральной оценки сложность за-