

мальной. В качестве оптимального решения выбирается та точка поверхности, которая соответствует требуемой ширине балки, определяемой из конструктивных соображений (необходимость размещения и крепления подпятника, скользунов, противодействие нагрузкам в горизонтальной плоскости и т. д.), а также толщине листа δ , обеспечивающей необходимую жесткость. Анализ вариантов, принятых для конструкторской проработки, позволил установить, что масса основной металлоконструкции балки может быть значительно снижена без ущерба для прочности конструкции и безопасности движения поезда.

УДК 629.4.077

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТОРМОЗНОЙ РЫЧАЖНОЙ ПЕРЕДАЧИ ТЕЛЕЖКИ ПРИЦЕПНОГО ВАГОНА ДИЗЕЛЬ-ПОЕЗДА ДДБ1

П. К. РУДОВ

Белорусский государственный университет транспорта

На Белорусской ж.д. с 1998 года эксплуатируются дизель-поезда серии ДДБ1 постройки ОАО «Демидовский машиностроительный завод». Тележка прицепного вагона дизель-поезда создана на базе тележки КВЗ-ЦНИИ-М и имеет в отличие от нее привод колодочного тормоза от двух тормозных цилиндров. Для регулирования тормозной рычажной передачи по мере износа колодок установлен пневматический регулятор выхода штока. В процессе эксплуатации дизель-поездов, у которых при выполнении ТР-3 была произведена обточка колесных пар по кругу катания до диаметра менее 934 мм, наблюдаются случаи прижатия тормозных колодок 1-й и 4-й колесных пар прицепных вагонов при отпущенном состоянии тормоза. Одновременно такие же проблемы возникли при эксплуатации электропоездов постройки ДМЗ на других дорогах: Московской, Восточно-Сибирской, Дальневосточной. В результате при движении поезда происходят нагрев колес и срабатывание приборов "ДИСК-Б". Установлено, что причиной этого является неправильная регулировка тормозной рычажной передачи. Руководством по эксплуатации дизель-поезда ДДБ1 при уменьшении диаметров колес до соответствующих градаций в результате обточек предусмотрено изменение длины большой тяги путем перестановки валиков в резервные отверстия. Однако соблюдение этих требований не позволяет обеспечить нормальную работу рычажной передачи. Опытным путем для градаций диаметров колес 934 – 904 мм подобрано решение, позволяющее сократить количество случаев самопроизвольного прижатия колодок к колесным парам при отпущенном состоянии тормоза. Это достигается путем изменения длины малой регулировочной тяги. В настоящее время отсутствуют обоснованные рекомендации по правильной регулировке рычажной передачи для следующих градаций диаметров колес. Опытным путем такие рекомендации выработать невозможно из-за отсутствия в депо колесных пар с колесами меньшего диаметра. Для изучения работы тормозной рычажной передачи разработана компьютерная модель, которая позволяет выполнить анализ положений тяг, рычагов и других элементов при любом сочетании параметров, допускаемых в эксплуатации. Исходными данными для разработки модели являются: база тележки; координаты мертвых точек наклонного и вертикального рычагов, а также подвесок башмаков и затяжек; координаты штока тормозного цилиндра и характерных точек пневматического регулятора; размеры основных элементов пневматического регулятора; длина плеч рычагов, тяг, затяжек и подвесок рычажной передачи. Для удобства пользования компьютерной моделью в верхней части экрана выведено меню для задания переменных параметров, а в нижней части выводится графическое изображение модели. В меню предусмотрено изменение диаметров колес от 964 до 844 мм, толщины колодок от 60 до 12 мм и зазора между колодкой и колесом от 0 до 8 мм с шагом 1 мм, и имеется возможность изменять, как одновременно, так и в отдельности, толщину каждой колодки и диаметр каждого колеса с контролем допускаемой разности диаметров 10 мм. Длина большой тяги может изменяться от 1720 до 1540 мм с шагом 60 мм, а длина малой регулировочной тяги от 460 до 415 мм с шагом 1 мм. Для исследования закона перемещения характерных точек рычажной передачи предусмотрено наложение нового графического изображения на старое. Это позволяет обеспечить хорошую наглядность при исследовании рычажной передачи. В то же время имеется возможность обновления изображе-

ний. Программа позволяет увеличивать графическое изображение и передвигать его по экрану для исследования перемещений и положений отдельных элементов рычажной передачи в более крупном масштабе. С целью проверки соблюдения необходимых зазоров между кронштейнами и тягами в меню заложены возможные варианты установки валиков в резервные отверстия. При необходимости на экран дисплея можно вывести текстовую информацию о координатах X и Y каждой характерной точки, выходе штока тормозного цилиндра, углах наклона рычагов и подвесок, угле наклона и выходе штока пневматического регулятора, расстоянии от тяг до кронштейнов подвесок.

Предварительные исследования модели рычажной передачи показали, что вероятными причинами прижатия тормозных колодок при отпущенном состоянии тормоза могут быть конструктивные недоработки:

- отклонение на большой угол подвесок затяжек вертикальных рычагов второй от тормозного цилиндра колесной пары из-за нерационального размещения на раме их кронштейнов;
- значительные отклонения положения головки штока пневматического регулятора по вертикали.

УДК 629.4.077

ЭФФЕКТИВНЫЙ РАДИУС ТРЕНИЯ В ДИСКОВОМ ТОРМОЗЕ ПРИ РАВНОМЕРНОМ ИЗНОСЕ НАКЛАДОК

П. К. РУДОВ

Белорусский государственный университет транспорта

Для определения коэффициента трения накладок при исследовании дискового тормоза на испытательных стендах измеряют тормозной момент M_t , создаваемый на оси колесной пары, и силу нажатия K_n накладки на диск. Расчет коэффициента трения производят по формуле

$$\varphi_{\text{кл}} = \frac{M_t}{n_n K_n r_z}, \quad (1)$$

где n_n – количество накладок, действующих на ось; r_z – эффективный радиус трения.

Исследователями предлагаются разные методики для определения эффективного радиуса трения. Одни предлагают принимать его равным среднему радиусу накладки, другие – расстоянию от оси вращения диска до центра тяжести фигуры, образующей плоскость трения, третьи – расстоянию от оси вращения диска до точки приложения равнодействующей сил нажатия и т.д. Разность в значениях эффективного радиуса трения, определенных с использованием различных методик, достигает 20 %. В результате получают различающиеся на такую же величину коэффициенты трения для одних и тех же накладок. В литературе чаще всего приводят установленные экспериментальным путем значения коэффициентов трения без указания принятого эффективного радиуса. Сравнение полученных разными исследователями триботехнических характеристик накладок в таком случае становится невозможным. Кроме того, невозможно использование полученных коэффициентов трения для выполнения тормозных расчетов, так как для определения тормозной силы дискового тормоза необходимо также знать эффективный радиус трения.

Эффективный радиус трения в дисковом тормозе необходимо принимать таким, чтобы коэффициент трения, определенный по формуле (1), соответствовал своему физическому определению, т.е. был равным отношению суммарной силы трения всех элементарных площадок фрикционной поверхности накладки к силе нажатия на нее. Суммирование должно производиться арифметически. Это связано с тем, что сила трения, действующая на каждой элементарной площадке, направлена по нормали к радиальной линии, идущей от центра вращения диска. Тормозной момент на каждой элементарной площадке создается полной силой трения, а не отдельной ее составляющей. При геометрическом суммировании получают равнодействующую сил трения. Составляющие элементарных сил, создающие местный вращающий момент на накладке и участвующие в создании тормозной силы, при этом не учитываются, что приводит к погрешности при определении коэффициента трения. Например, если представить накладку в виде замкнутого кольца, то равнодействующая сил трения на ней равна нулю, в то время как тормозной момент действует на оси колесной пары.