

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДИКИ ОПТИМАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИИ КОНСТРУКЦИИ ДЕТАЛЕЙ ХОДОВЫХ ЧАСТЕЙ ВАГОНОВ

В. И. РИЖЕНКОВ

Белорусский государственный университет транспорта

В данной работе рассмотрена задача усовершенствования конструкции надрессорной балки пассажирского вагона. В пассажирских вагонах опора кузова на надрессорную балку тележки осуществляется через скользуны. Вертикальные нагрузки от массы кузова многократно превышают горизонтальные тяговые и ударные силы, передаваемые от тележки к кузову через замковый шкворень. Так как эпюра внутренних изгибающих моментов, действующих в поперечных сечениях балки в вертикальной плоскости на участке между скользунами, практически имеет вид прямоугольника, то равнопрочная балка почти по всей своей длине должна иметь постоянное поперечное сечение. Наиболее рациональной с учетом прочностных и технологических аспектов является прямоугольная форма поперечного сечения балки с равномерным распределением массы металла по контуру. Подобную форму уже имеют балки тележек ряда зарубежных, в том числе высокоскоростных, пассажирских вагонов.

Целью исследования является определение таких размеров поперечного сечения балки, которые обеспечат ее минимальную массу при выполнении условия прочности при действии эксплуатационных нагрузок. Если длину несущей конструкции балки обозначить буквой L , ширину – B , высоту – H , а толщину листа – δ , то целевая функция задачи принимает вид: $m = SL\rho = 2\delta(B + H - 2\delta)L\rho - \min$.

Будем считать, что балка спроектирована оптимально, если при максимальной эксплуатационной нагрузке напряжения в поперечных сечениях балки равны допускаемым. Вынужденным ограничением является условие прочности балки по напряжениям изгиба. Для проектируемой балки момент инерции площади поперечного сечения относительно горизонтальной оси может быть определен по формуле:

$$I_x = \frac{1}{2}\delta H^2 B - \delta^2 HB + \frac{2}{3}\delta^3 B + \frac{1}{6}\delta H^3 - \delta^2 H^2 + 2\delta^3 H - \frac{4}{3}\delta^4.$$

Из условия прочности выводится необходимое значение момента сопротивления площади поперечного сечения относительно горизонтальной оси $W_{\min} = \frac{P(L_2 - L_1)}{2[\sigma]}$, и, учитывая зависимость

$W_x = \frac{2I_x}{H}$, получается уравнение, позволяющее определить такую высоту поперечного сечения балки H , которая для пары значений B и δ обеспечит оптимальное решение:

$$H^3 + H^2(3B - 6\delta) + H\left(12\delta^2 - 6\delta B - \frac{3W_{\min}}{\delta}\right) + 4\delta^2 B - 8\delta^3 = 0.$$

Полученное кубическое уравнение решаем, задавая различные значения толщины листа δ и ширины балки B . В качестве допускаемого напряжения для балки из стали марки 09Г2Д принимаем пониженное напряжение $[\sigma] = 140$ МПа, учитывая наличие дополнительных боковых сил и динамический характер нагружения. Стандартная допускаемая сила давления кузова на опоры $P = 242 \cdot 10^3$ Н, расстояние между скользунами $L_1 = 1,524$ м, поперечная база подвешивания $L_2 = 2,036$ м. В ходе расчетов параметр δ варьировался от 0,008 до 0,012 м, параметр B – от 0,35 до 0,55 м. Расчетная величина массы балки находится в пределах от 150 кг ($\delta = 0,008$ м, $B = 0,35$ м, $H = 0,16$ м) до 200 кг ($\delta = 0,012$ м, $B = 0,35$ м, $H = 0,12$ м).

В системе координат m, B, H полученные результаты можно представить как криволинейную поверхность, каждая точка которой соответствует такой паре значений ширины балки B и высоты H , а также толщине листа δ , при которых выполняется условие прочности и масса балки будет мини-

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-