

мого башмаком с электромагнитными катушками, и магнитного поля, создаваемого вихревыми токами, наведенными основным магнитным полем в рельсе. Башмак вихревого тормоза жестко закреплен на высоте 6–7 мм над рельсом. Питание его обмоток осуществляется током, вырабатываемым при работе генераторного тормоза. Мощность 24–30 кВт. Тормозная сила одного башмака изменяется в зависимости от скорости (при постоянной силе тока в катушках) в пределах 7–9 кН, возрастая с уменьшением скорости. К достоинствам вихревого тормоза относится полное отсутствие износа поверхности башмака и рельса. В отличие от ЭМРТ он обеспечивает постоянство тормозных характеристик в зоне высоких скоростей. Однако при действии вихретокового тормоза и ЭМРТ отмечен сильный нагрев рельсов.

При эксплуатации скоростных поездов ICE, TGV регулировочные торможения осуществляются генераторным тормозом или генераторным в сочетании с вихретоковым. При экстренном торможении со скорости 300 км/ч с использованием всех видов тормозов удалось достичь значения тормозного пути 3200 м при неблагоприятных погодных условиях (дождь, снег).

Пневматический дисковый тормоз используется для дотормаживания при графических остановках и в качестве резервного при отказе других тормозов.

Аэродинамический тормоз. При движении скоростных поездов они испытывают большое сопротивление воздушной среды, величина которого пропорциональна квадрату скорости. Поэтому, наряду со стремлением уменьшить аэродинамическое сопротивление поезда, ученые и конструкторы оценивают возможность использования аэродинамического тормоза. Практически предполагается найти конструктивные решения, которые позволят изменять коэффициент аэродинамики. Это могут быть управляемые закрылки или устройства, позволяющие регулировать лобовое сопротивление. Однако на железнодорожных экипажах реализованных решений пока нет.

УДК 629.4.077

АНАЛИЗ МЕТОДОВ РАСЧЕТА ЭФФЕКТИВНОГО РАДИУСА ТРЕНИЯ В ДИСКОВОМ ТОРМОЗЕ

Э. И. ГАЛАЙ, П. К. РУДОВ

Белорусский государственный университет транспорта

Расчеты дисковых тормозов связаны с уравнением для тормозного момента $M_d = K_n \phi_k r_3$, где K_n – сила нажатия на тормозную накладку; ϕ_k – коэффициент трения материала накладки; r_3 – эффективный радиус трения. Введение эффективного радиуса трения (ЭРТ) в дисковом тормозе обусловлено необходимостью приведения суммарных сил трения накладки к единому радиусу. Это вызвано тем, что элементарные силы трения действуют на различных расстояниях от оси вращения диска. ЭРТ представляет собой плечо действия результирующей силы, равной сумме элементарных сил трения, создающих тормозной момент на оси колесной пары.

При испытаниях на стендах довольно точно измеряется тормозной момент M_d и сила нажатия на накладку K_n . Суммарную силу трения $K_n \phi_k$ непосредственно измерить не представляется возможным, так как элементарные силы трения действуют на поверхности накладки в различных направлениях. Можно измерить отдельные составляющие результирующей силы. Определить коэффициент трения фрикционных пар при исследованиях можно из приведенной выше формулы при известном значении ЭРТ. Однако единой согласованной и обоснованной методики по определению ЭРТ не существует. Исследователями предлагаются различные методы его расчета при равномерном износе накладок:

1 ЭРТ равен среднему радиусу накладки $r_3 = r_{cp} = (r_1 + r_2)/2$, где r_1 – радиус внутренней периферии накладки; r_2 – радиус наружной периферии накладки.

2 ЭРТ проходит через центр тяжести дуги, лежащей на среднем радиусе накладки,

$$r_3 = (r_1 + r_2) \frac{\sin \alpha_c / 2}{\alpha_c}, \quad (1)$$

где α_c – центральный угол накладки.

3 ЭРТ проходит через центр тяжести площади фрикционного контакта накладки

$$r_3 = \frac{4 \sin \alpha_c / 2}{3 \alpha_c} \frac{r_2^3 - r_1^3}{r_2^2 - r_1^2}. \quad (2)$$

4 В зависимости от центрального угла накладки и соотношения радиусов внутренней и наружной периферий ЭРТ предлагается определять по формуле

$$r_3 = r_{cp} \frac{\alpha_c \left[1 + \frac{1}{3} \left(\frac{1 - r_1/r_2}{1 + r_1/r_2} \right)^2 \right]}{\sin \alpha_c / 2}. \quad (3)$$

5 Для накладок сложной формы предлагается следующая методика определения ЭРТ. Распределение удельных давлений по радиальной линии фрикционного элемента принимается линейным. Через центр тяжести накладки проводится перпендикулярная оси симметрии линия, делящая накладку на две части, на которые приходится одинаковая работа трения. Тогда

$$r_3 = y_1 + \frac{y_2 - y_1}{\frac{\sum (r \Delta S)}{S_2} \frac{S_1}{S_2} + 1}, \quad (4)$$

где S_1, S_2 – площади частей накладки, примыкающие к внутренней и наружной перифериям соответственно; y_1, y_2 – координаты центра тяжести площадей S_1 и S_2 соответственно.

6 При условиях, принятых в предыдущем пункте, предлагается еще одно выражение для ЭРТ

$$r_3 = \frac{2 \int r dS}{S_2} \left[1 + \frac{y_2 - y_c}{y_2 - y_1} \left(\frac{\int r dS}{S_2} / \frac{\int r dS}{S_1} - 1 \right) \right] S_n, \quad (5)$$

где y_c – координата центра тяжести площади фрикционного контакта накладки; S_n – площадь фрикционного контакта накладки.

Некоторые исследователи заменяют интегралы в уравнении (5) статическими моментами S_x соответствующих площадей относительно оси x , проходящей через ось вращения тормозного диска перпендикулярно оси симметрии накладки, получая при этом другие значения ЭРТ.

Формулы (1)–(3) предназначены для определения ЭРТ накладок, выполненных в виде кольцевого сектора, а формулы (4) и (5) – для накладок любой формы. Результаты расчетов показывают, что ЭРТ для накладки с радиусами периферий 185 и 305 мм и центральным углом 84° (дисковый тормоз электропоезда ЭР200) при определении по приведенным выше формулам изменяется в пределах от 224 до 274 мм.

В уравнения (1)–(3) в качестве исходных данных для расчета входит центральный угол накладки α_c . Коэффициент трения накладки зависит от ее геометрических параметров, в том числе и от угла перекрытия, так как он влияет на температурный режим накладки при торможении. Однако эффективный радиус трения не должен являться функцией угла α_c . Какой бы угол α_c не был, радиус r_3 должен иметь постоянное значение и находиться в пределах площади фрикционного контакта. В противном случае, он теряет физический смысл. Например, для накладки в виде кольца, т. е. с центральным углом $\alpha_c = 360^\circ$, ЭРТ при расчетах по формулам (1) и (2) принимает значение, равное нулю, а при расчете по формуле (3) – бесконечности, что лишено смысла.

Справедливость уравнений (4) и (5) также вызывает сомнения, так как при их выводе принято распределение удельных давлений в радиальном направлении накладки по линейному закону, что

не может обеспечить равномерный износ. Кроме того, при расчете по формуле (4) для накладки в виде кольца ЭРТ принимает значение, равное нулю. Принимать ЭРТ равным среднему радиусу накладки предлагается как тождество, без обоснованных доказательств.

Таким образом, в исходной формуле для расчета дисковых тормозов имеются две неизвестные величины — φ_k и $r_э$. Обычно по одной из предлагаемых методик определяют ЭРТ, а затем находят коэффициент трения накладок. Но в таком случае неверное определение ЭРТ приводит к ошибке в определении коэффициента трения тормозных накладок, что в дальнейшем может привести к ошибкам в тормозных расчетах при оценке эффективности тормоза.

Для определения ЭРТ предлагается следующая формула:

$$r_э = F_n / \int_{F_n} \frac{F_n}{r},$$

где F_n — площадь фрикционного контакта.

Данная формула получена путем деления тормозного момента M_d на полную силу трения F_T . M_d и F_T выражены через тормозную мощность, угловую скорость колеса и геометрические параметры накладки. Она выведена с учетом физической сущности коэффициента трения, представляющего собой отношение силы трения к силе нажатия на накладку, и поэтому должна использоваться в расчетах.

УДК 629.4.016.2

ВЛИЯНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ УГЛА ОПЕРЕЖЕНИЯ ПОДАЧИ ТОПЛИВА НА ЭКОНОМИЧНОСТЬ РАБОТЫ ДИЗЕЛЯ 10Д100 С ТАНГЕНЦИАЛЬНЫМ ПРОФИЛЕМ КУЛАЧКОВЫХ ВАЛОВ ТОПЛИВНЫХ НАСОСОВ

Р. К. ГИЗАТУЛЛИН, С. И. СУХОПАРОВ, А. Е. ДЕГТЯРЕВ
Белорусский государственный университет транспорта

Г. Н. КЛЕЙМЕНОВ
Белорусская железная дорога

На Белорусской железной дороге с 1987 г. эксплуатируются магистральные тепловозы 2ТЭ10М, на которых установлены дизели типа 10Д100 с тангенциальным профилем кулачковых валов топливных насосов. Такие дизели имеют тепловозы 2ТЭ10Л, 2ТЭ10В, 2ТЭ10М, выпущенные заводом-изготовителем в различные годы. Опыт эксплуатации тепловозов 2ТЭ10М показывает, что режимы работы дизелей 10Д100, в основном, — номинальные и холостого хода. Показатели рабочего процесса этих дизелей для номинального режима выбраны заводом-изготовителем по прочности коленчатого вала, угол опережения подачи топлива не является оптимальным по экономичности и при снижении мощности дизеля по тепловозной характеристике остается постоянным.

Для оценки эффективности внедрения переменного угла опережения подачи топлива на пункте реостатных испытаний после текущего ремонта ТР-3 тепловоза 2ТЭ10М-3110А локомотивного депо Витебск были проведены сравнительные испытания модернизированного дизеля 10Д100 с тангенциальным профилем кулачковых валов топливных насосов. Модернизированный дизель отличается от серийного тем, что он оборудован двухрежимными форсунками с давлением затяжки иглы 21 МПа, причем минимальная частота вращения холостого хода снижена с 400 до 280 об/мин. Угол опережения подачи топлива насоса изменялся путем постановки под корпусы топливных насосов прокладок толщиной 0,2 мм, что соответствовало изменению угла на 2,5 градуса поворота коленчатого вала.

Удельный расход топлива определялся при изменении мощности дизеля по генераторной характеристике, причем на каждом скоростном режиме производилось по 2 замера фиксируемых параметров работы дизеля. Для оценки расхода топлива при дизельных испытаниях использовался объ-