

Использование противоюзной защиты на электропоездах

В ходе эксплуатации электропоездов серий 423–426 нередко наблюдаются нарушения длины тормозного пути, которые нельзя объяснить только тем, что эти моторвагонные поезда имеют две колесные пары, не участвующие в процессе торможения. Другой важной причиной является ухудшение условий сцепления в осеннее время, особенно в период листопада. Для уменьшения числа случаев нарушения длины тормозного пути разработан ряд специальных мероприятий.

Осенью 2003 г. в некоторых регионах Германии, в особенности в земле Северный Рейн-Вестфалия, на линиях государственных железных дорог (DBAG) имели место факты удлинения тормозного пути, превысившего обычный уровень, которые отчасти приводили к проезду сигналов и пассажирских платформ. Подавляющее большинство этих случаев произошло с моторвагонными поездами серий ET 423–426. В отдельных случаях тормозной путь удлинялся на несколько сот метров, чего не наблюдалось прежде у моторвагонных поездов других серий. Известно, что опавшие осенью листья могут создавать на рельсах смазывающую пленку, которая приводит к удлинениям тормозного пути. В большинстве случаев эти удлинения незначительны и перекрываются запасами надежности конструкции тормозов. В связи с этим причины отчетливо проявляющегося удлинения тормозного пути у новых электропоездов следовало искать в узлах их конструкции, которые должны поддерживать тормозное действие при неблагоприятных условиях сцепления.

Были установлены следующие причины имевших место нарушений тормозных режимов:

- устройства пескоподачи не всегда надежно подавали песок. Кроме того,

при более высокой скорости создавались такие завихрения, что частицы песка не всегда могли попасть в область контакта колесо — рельс;

- на сухих рельсах развивается высокая мощность торможения и обеспечивается короткий тормозной путь, однако при неблагоприятных условиях сцепления эта мощность в значительной степени снижается;
- противоюзная защита не обеспечивает требуемых характеристик при наличии определенных условий сцепления на рельсах.

С помощью динамической модели удалось установить, что характеристики противоюзной защиты подвижного состава могут стать причиной экстремального удлинения тормозного пути. Указанная модель учитывает как статистическое распределение доступного коэффициента сцепления в системе колесо — рельс, так и различные наблюдавшиеся ранее формы зависимости коэффициента сцепления от скольжения.

Сила сцепления колесо — рельс

Простая модель, не зависящая от проскальзываний

Сила сцепления между колесом и рельсом определяет величину сил тяги и торможения, приложенных

к колесу. Она упрощенно характеризуется коэффициентом сцепления μ_n , и в рамках этого упрощения максимальная передаваемая сила одной колесной пары определяется по формуле

$$F = \mu_n Q, \quad (1)$$

где Q — нагрузка от колесной пары на рельсы.

Коэффициент сцепления μ_n зависит от различных параметров, которые устанавливаются местными условиями окружающей среды, в особенности от промежуточного слоя, находящегося между колесом и рельсом. При сухих и чистых рельсах μ_n может иметь величину порядка 0,4, в то время как при повышенной влажности он имеет значения между 0,1 и 0,2. Особый случай имеет место осенью, когда листва падает на рельсовые пути, а от движущихся поездов возникают завихрения, которыми листва засасывается в контактное пятно колесо — рельс и там раздавливается. В результате образуется пленка из органического материала, которая при наличии влажности местами может снижать величину коэффициента сцепления до 0,05 и ниже. Отсюда следует, что коэффициент μ_n является величиной, которая зависит от места расположения x и времени t в соответствии с выражением

$$\mu_n = \mu_n(x, t) \quad (2)$$

и которую можно описывать только статистически на основании различных воздействующих на нее факторов.

Дополненная модель, зависящая от скольжения

Механический анализ контакта качения показывает, что передача силы возможна только в том случае, если в месте контакта имеет место относительное перемещение соприкасающихся тел.

Коэффициент сцепления зависит от этого перемещения, обозначаемого как скольжение σ . При тор-

мождении скольжение определяет- ся как

$$\sigma = 1 - v_u/v, \tag{3}$$

где v_u — окружная скорость колеса; v — скорость движения поезда.

Значения величины скольжения всегда будут находиться между 0 (свободно катящееся колесо) и 1 (блокированное колесо). Связь между передаваемой силой и скольжением устанавливается согласно выражению

$$F = \mu(\sigma, x, t) Q. \tag{4}$$

При этом зависимости от места расположения и времени определяются выражением (2). Однако в любом случае при отсутствии скольжения коэффициент сцепления равен нулю. В литературе в общем случае рассматривается зависимость коэффициента сцепления от скольжения $\mu(\sigma)$, при этом пренебрегают неявно выраженной зависимостью скольжения от места расположения и времени.

Для всего поезда эффективную тормозную силу на рельсах рассчитывают путем суммирования выражений (4) для всех колесных пар:

$$F_B = \sum_{RS} \mu_{RS}(\sigma, x, t) Q_{RS} = m_B g \mu_Z(\sigma, x, t), \tag{5}$$

где $\mu_Z(\sigma, x, t)$ — усредненное значение для всех тормозящих осей; m_B — эффективная тормозная масса, приведенная к колесам.

Замедление в процессе торможения определяется в этом случае отношением m_B/m_Z (эффективной тормозной массы на колесах к массе поезда).

Названное отношение для большинства поездов равно единице, однако для электропоездов серий ЕТ 423–425 оно примерно равно 0,82 вследствие особенностей распределения нагрузки и наличия нетормозящих поддерживающих осей.

Из этого следует, что для подвижного состава с поддерживающими нетормозными осями доступный коэффициент сцепления должен быть в 1,22 раза выше, что-

бы обеспечивалось такое же по величине замедление при торможении, какое имеет подвижной состав со всеми тормозящими осями. Это ведет прежде всего к тому, что для соблюдения требования к длине конкретно заданных тормозных путей (например, 770 м при торможении со скорости 140 км/ч) требуется использование коэффициента сцепления примерно на уровне $\mu = 0,13 \div 0,15$, причем при неблагоприятных условиях (максимальная масса по тормозам и изношенные бандажи) необходимо более высокое значение. В противоположность этому моторвагонные поезда с тормозными устройствами на всех осях (например, ЕТ 420) при сравнимых условиях должны использовать коэффициент сцепления $\mu = 0,1 \div 0,12$, чтобы обеспечить равные по величине замедления.

В зависимости от условий окружающей среды функция $\mu(\sigma)$ может иметь две принципиально различные формы (рис. 1).

Как видно из рисунка, кривая 1, относящаяся к ситуации с сухими рельсами, обладает по крайней мере одним локальным максимумом при значениях проскальзываний между 0 и 1. Кривая 2, получаемая при влажных рельсах, возрастает монотонно.

Под доступным коэффициентом сцепления μ_n в упрощенной модели подразумевают в общем случае максимум кривой, отображающей зависимость коэффициента сцепления от проскальзываний. В связи с этим как статисти-

ческие свойства, так и зависимость от времени и места расположения, относящиеся к μ_n , автоматически переносятся на величину μ_{max} кривой $\mu(\sigma)$.

Целесообразно ввести еще одно значение, а именно μ_p — предельное значение μ при большом скольжении. В случае монотонно возрастающей зависимости коэффициента сцепления от скольжения величины μ_{max} и μ_p равнозначны, в то время как в первом случае (см. рис. 1, поз. 1) в зависимости от обстоятельств они могут быть различными, это зависит от того, в какой мере снижается коэффициент сцепления при увеличении скольжения. Коэффициент μ_p может при этом принимать значения, которые составляют только часть от μ_{max} .

Зависимость от места расположения

Величины, характеризующие коэффициент сцепления, зависят от места расположения и времени. Точно так же в зависимости от места расположения и времени будет изменяться и форма кривой, отображающей зависимость коэффициента сцепления от проскальзываний, например, при переходе с отрезка пути, где рельсы влажные, на отрезок с сухими рельсами.

Анализ кривой зависимости коэффициента сцепления от проскальзываний показывает, что он имеет четко выраженный максимум при сравнительно низкой скорости скольжения (вблизи нуля), и этот максимум в зависимости от места нахождения колеблется по величине относительно значений $\mu_{max} = 0,1 \div 0,15$, причем значение μ_p достигает величины, составляющей $(0,33 \div 0,25) \mu_{max}$.

На рис. 2 представлена такая зависимость коэффициента сцепления от скорости проскальзываний. Она имеет стабильный участок (возрастающие значения) и нестабильный (падающие значения), в то время как длинный участок кривой не имеет четко выра-

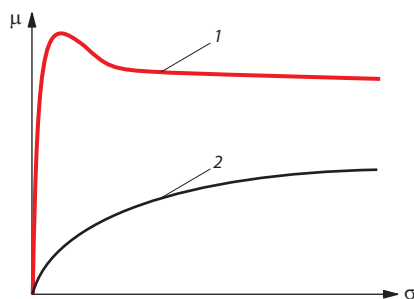


Рис. 1. Возможные формы кривой, отражающей зависимость коэффициента сцепления μ от проскальзываний σ : 1 — сухие рельсы; 2 — влажные рельсы

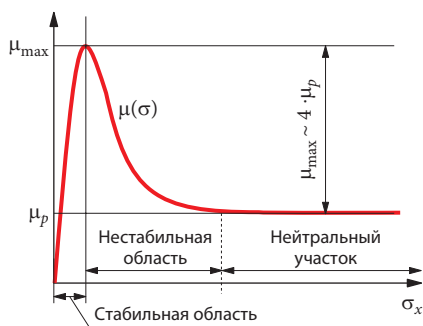


Рис. 2. Кривая зависимости $\mu(\sigma)$ с низкими значениями μ_p и тремя характерными участками

женного положительного или отрицательного градиента и поэтому может быть обозначен как индифферентный или нейтральный участок. Такие зависимости коэффициента сцепления от проскальзываний могут иметь место осенью в зонах с так называемыми смазывающими пленками.

На рис. 3 показан возможный характер изменения коэффициента сцепления в определенные моменты времени. Красной линией выделен участок в окрестностях точки x_2 с провалом до минимального значения величины коэффициента сцепления, равного μ_G , при котором $\mu_{max} \leq \mu_G$. Этот участок располагается внутри отрезка, где $\mu_p \leq \mu_G$, обозначенного как зона со смазывающей пленкой. Вследствие того что $\mu_{max} \geq \mu_p$, отрезок с $\mu_p \leq \mu_G$ в любом

случае будет длиннее, чем соответствующий отрезок с $\mu_{max} \leq \mu_G$ независимо от выбора предельного значения μ_G и вида кривой коэффициента сцепления.

В общем случае невозможно точно предсказать характер кривой доступного коэффициента сцепления, так как очень мало известно о параметрах, влияющих на него. Однако можно с уверенностью сказать, что участки пути с коэффициентом $\mu_{max} \leq 0,12$ встречаются крайне редко и являются почти всегда очень короткими. В противном случае техническая эксплуатация железных дорог была бы невозможна, так как нельзя было бы обеспечить принятые величины тормозных путей.

Тормозной путь

Подвижной состав должен обеспечивать тормозной путь определенной длины, чтобы гарантировать безопасность движения. При этом его длина определяется следующим выражением:

$$S_B = (v_0)^2 / 2a_m, \tag{6}$$

где v_0 — скорость в момент начала торможения; a_m — среднее значение замедления на тормозном пути.

Так как замедление при торможении связано с эффектив-

ной тормозной силой выражением $F_B = \mu(\sigma, x, t) \cdot mg = ma$, то среднее значение замедления при торможении может быть выражено также через использованный при этом коэффициент сцепления в формуле:

$$a_m = \frac{1}{S_B} \int_0^{S_B} g \cdot \mu(\sigma, x, t) \cdot dt. \tag{7}$$

В общем случае максимальная скорость подвижного состава рассчитывается в системе с основным и предупредительным сигналами таким образом, чтобы надежно обеспечивался тормозной путь 1000 м.

Так как тормозная сила и, следовательно, замедление при торможении ограничены доступным коэффициентом сцепления, то подвижной состав может использовать его только в такой степени, в какой он с достаточной надежностью доступен в конкретный момент времени. Опыт технической эксплуатации железных дорог показал, что при использовании коэффициента сцепления на уровне 0,12–0,15 это условие выполняется.

Однако это не означает, что коэффициент сцепления 0,12 всегда доступен, особенно для любых значений скольжения. Более корректным будет следующее утверждение: вероятность того, что на достаточно длинном участке пути коэффициент сцепления будет ниже этого значения, настолько мала, что на практике этот случай может не учитываться.

В настоящее время для расчета параметров тормозной системы значение $\mu_n \leq 0,15$ считается верхней границей. В новом издании кодекса МСЖД 544–01 (май 2004 г.) говорится, что у колес с предельными эксплуатационными размерами коэффициент сцепления при любой нагрузке не должен превышать предельного значения 0,15.

Роль противоюзной защиты

Если тормозная сила поезда превышает силу, определяемую зависимостью $\mu(\sigma)$, возрастает сколь-

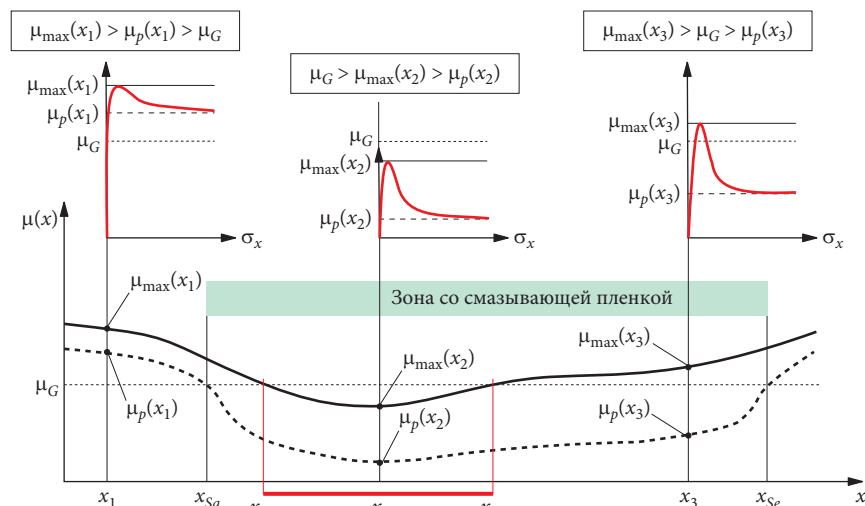


Рис. 3. Форма кривых μ_{max} и μ_p при наличии одной зоны со смазывающей пленкой: x — путь; G_a, G_e — индексы, соответствующие началу и концу зоны провала коэффициента сцепления; x_{Sa}, x_{Se} — соответственно начало и конец зоны со смазывающей пленкой

жение, затем наступает момент, когда происходит блокирование колес. Чтобы его предотвратить, противоюзная защита регулирует давление в тормозном цилиндре и тем самым величину тормозной силы таким образом, чтобы величины частоты вращения колесных пар и скорости движения поезда снова начали сближаться.

Регулирование с помощью противоюзной защиты позволяет предотвращать блокирование колес и для обеспечения короткого тормозного пути оптимально использовать тормозную силу, задаваемую через величину доступного коэффициента сцепления в соответствии с зависимостью $\mu(\sigma)$. Отсюда вытекает ряд требований к противоюзной защите в зависимости от вида кривой $\mu(\sigma)$.

В случае если кривая зависимости коэффициента сцепления от проскальзываний имеет один максимум, целесообразно регулировать величину проскальзываний вблизи этого максимума. Из опыта известно, что максимум такой функции находится в области малых значений проскальзываний и их величина составляет несколько процентов. Диапазон значений проскальзываний по другую сторону максимума коэффициента сцепления в общем случае обозначается как нестабильный участок характеристики.

При монотонно возрастающей кривой, отображающей зависимость коэффициента сцепления от проскальзываний, наибольшие значения тормозной силы достигаются при высоких значениях проскальзываний. Опыт показывает, что в этом случае при десяти с лишним процентах проскальзываний обеспечиваются достаточные тормозные силы.

В то же время существует возможность того, что форма кривой $\mu(\sigma)$ изменяется при прохождении участка. Следовательно, противоюзная защита на практике должна достаточно хорошо выполнять оба требования: с одной стороны, до-

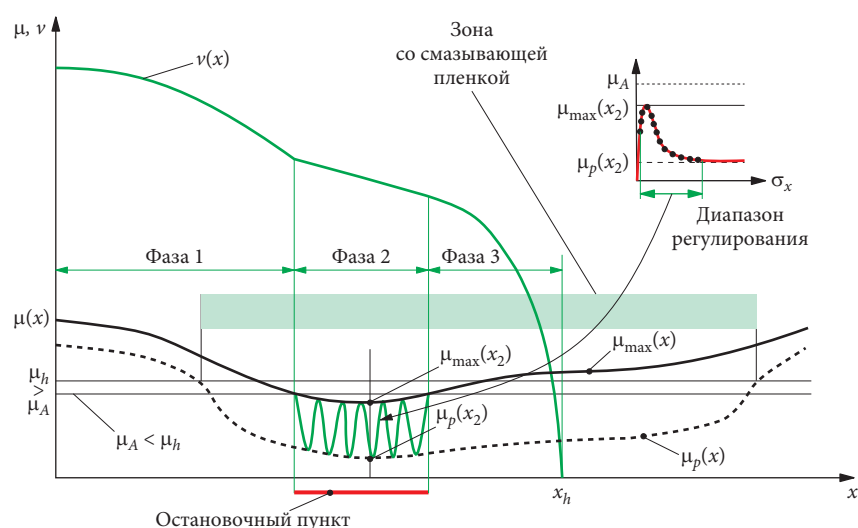


Рис. 4. Характеристики регулятора противоюзной защиты в пределах зоны со смазывающей пленкой при $\mu_{\max}(x) < \mu_A$ в окрестности точки x_2 : x — путь; v — скорость

пускать достаточно высокие значения проскальзываний, а с другой — обеспечивать регулирование вблизи максимума. Уже только из этого вытекает требование о том, что проскальзывание следует регулировать таким образом, чтобы надежно найти возможный максимум коэффициента сцепления. В самой примитивной форме это может выполняться таким образом, что посредством регулирования в меньшую сторону процент проскальзываний снижается до значений, близких к нулю.

Из следующего примера (рис. 4) можно узнать, что же происходит на обычном подвижном составе с эффективной противоюзной защитой в случае показанного на рис. 3 местного провала коэффициента сцепления в окрестностях точки $x = x_2$.

Согласно приведенным на рис. 4 кривым подвижной состав с обычной тормозной системой начинает торможение с использованием коэффициента сцепления μ_A , соответствующего условию $\mu_A < \mu_h = 0,15$, причем $\mu_h = 0,15$ выражает максимально допустимое значение используемого коэффициента сцепления. В фазе 1, т. е. пока используемый коэффициент сцепления $\mu_A < \mu_{\max}(x)$, подвижной состав тормозит с установленной максималь-

ной тормозной силой. Только в фазе 2, когда требуемый коэффициент сцепления $\mu_A > \mu_{\max}(x)$ получить невозможно, начинает работать противоюзная защита, которая путем изменения скорости проскальзываний σ от нуля до подходящего максимального значения σ_{\max} стремится обеспечить получение коэффициентов сцепления, величина которых лежит между значением $\mu_p(x)$, максимальным значением $\mu_{\max}(x, \sigma)$ и значением на стабильной ветви кривой, величина которого соответствует значению коэффициента на нейтральном участке характеристики сцепления.

Сравнительно короткий, помеченный красным цветом диапазон участка (фаза 2) с высоким проскальзыванием называется зоной провала коэффициента сцепления, в которой кривая скорости движения становится более плоской. Такие короткие зоны повышенного проскальзывания учитываются путем создания соответствующих резервов безопасности в конструкции тормозной системы и на сети железных дорог. Однако как только начинает выполняться условие $\mu_A < \mu_{\max}(x)$ (фаза 3), регулятор может снова принимать значения требуемого коэффициента сцепления, лежащие на стабильной ветви кривой $\mu(\sigma)$, и закончить про-

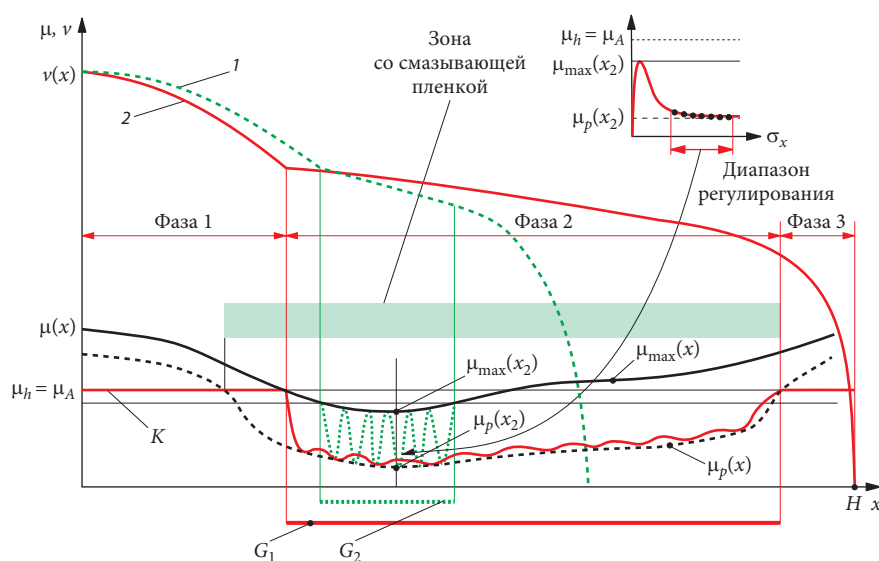


Рис. 5. Участок, соответствующий рис. 3, при субоптимальном использовании коэффициента сцепления на электропоездах семейства ET 42х:

1 — кривая скорости движения при субоптимальной противоюзной защите; 2 — то же, при оптимизированной защите; G_1, G_2 — соответственно зоны провала коэффициента сцепления до оптимизации и после нее; H — пункт остановки при субоптимальной противоюзной защите; K — движение на пределе сцепления

цесс торможения с полной тормозной силой.

Разработанные для такого применения регуляторы могут автоматически распознавать возрастающую или спадающую ветви в окрестности соответствующей рабочей точки и адаптироваться к соответствующим характеристикам. Так называемые адаптивные поисковые алгоритмы этих регуляторов проскальзываний колеса, оптимизированные по коэффициенту сцепления, используются уже с начала 1990-х годов. Более 10 лет назад регуляторы проскальзываний с таким алгоритмом начали устанавливать на мощных локомотивах с асинхронным трехфазным приводом.

Для моторвагонных пригородных поездов с их относительно большим числом приводных осей такая техника до сих пор не рассматривалась. Однако практика показывает, что при высокой загруженности, характерной для современных моторвагонных поездов городского и регионального сообщения, у которых 20% осей не являются тормозящими, уровень требований к их тормозным системам

приближается к соответствующему уровню мощных локомотивов. При этом здесь особое значение придается обеспечению надежности регулирования пневматической тормозной системы.

Опыт эксплуатации электропоездов серий ET 423 — ET 426

Как уже упоминалось, у семейства электропоездов серий 423–426 (в дальнейшем они обозначены как ET 42х) по причине наличия двух не оборудованных тормозами колесных пар (от общего числа осей, равного 10) было необходимо более высокое (примерно на 22%) использование коэффициента сцепления. В связи с этим противоюзная защита этих поездов была отрегулирована таким образом, чтобы при влажной погоде обеспечивались по возможности большие тормозные усилия. При переходе в активный режим защита стремилась установить высокое проскальзывание и оставалась в этом диапазоне до тех пор, пока условия на рельсах не нормализовались на

столько, что доступный коэффициент сцепления становился выше того значения, которое использовалось в рассматриваемый момент. Эта программа действовала на влажных рельсах также относительно хорошо, и в конечном счете с ней успешно завершились все опытные поездки, которые требовались в рамках допуска поездов к эксплуатации.

Если кривая $\mu(\sigma)$ имеет четко выраженный максимум на относительно низком уровне (см. рис. 2), то при подобном образом отрегулированной противоюзной защите используется только незначительная часть доступной при движении тормозной силы. Если рассмотреть теперь какой-либо отрезок участка, в котором кривая коэффициента сцепления имеет характер, подобный изображенному на рис. 4, то процесс торможения можно опять разделить на три части (рис. 5):

- фаза 1: максимальное значение коэффициента сцепления μ_{\max} превышает коэффициент μ_A , который реализуется в данный момент. Этот электропоезд использует коэффициент сцепления лучше, чем обычный, так как коэффициент в этом случае близок к максимально допустимому $\mu_h = 0,15$. При этом поезд получает более высокие значения замедления при торможении. Рельсовый подвижной состав, который тормозит в этой фазе, развивает полную тормозную силу $F_B = m_B g \mu_A$;
- фаза 2: начало этой фазы характеризуется тем, что требуемый коэффициент сцепления μ_A становится больше, чем доступный максимальный μ_{\max} . Подвижной состав, который здесь тормозит, развивает тормозную силу $F_B = m_B g <\mu(x)>$, определяемую средним значением коэффициента сцепления $<\mu(x)>$. В случае противоюзной защиты на электропоездах серий ET 42х тормозная сила приближается к величине $F_B(x) = m_B g \mu_p(x)$, так как регулятор пытается установить по возможности большее значение скольжения. Так как противоюз-

ная защита в какой-то рабочей точке с большой величиной скольжения сохраняет прежние параметры, то регулятор не распознает ситуации, когда при дальнейшем изменении кривой максимальный доступный коэффициент сцепления снова превысил величину требуемого коэффициента. Если противоюзная защита на подвижном составе систематически через определенные интервалы времени проходит через нулевое значение проскальзываний, как показано на рис. 4, то после первого прохода через нуль она осталась бы в стабильном диапазоне, так как максимальное значение на кривой $\mu(\sigma)$ превышает теперь величину используемого коэффициента сцепления. Тогда тормозная сила снова стала бы равной $F_B = m_B g \mu_A$. Противоюзная защита электропоездов ET 42x, напротив, будет работать с более низким значением $\mu_p(x)$, когда при въезде на этот участок она переходит на регулирование при высоких значениях скольжения, и ее тормозная сила останется на относительно низком уровне $F_B(x) = m_B g \mu_p(x)$;

- фаза 3: здесь $\mu_p(x) > \mu_A$, и подвижной состав снова тормозит с полной тормозной силой.

Участок, где реализуется фаза 2 процесса торможения, может быть значительно больше, чем сама длина отрезка с $\mu_A < \mu_{\max}(x)$, в особенности в такие периоды, когда основной уровень доступного коэффициента сцепления лишь незначительно превышает уровень используемого коэффициента. Из этого следует, что участок, на котором один из электропоездов семейства ET 42x с описанной противоюзной защитой тормозит со значительно уменьшенной тормозной силой, может быть очень длинным.

Напротив, если бы противоюзная защита в такой ситуации регулировала проскальзывания между 0 и некоторым предельным значением σ_{\max} , то за среднее время была бы получена тормозная сила $F_B = (m_B/m_Z)g <\mu>$, где $<\mu> = 1/T <\mu> \int \mu(\sigma) dt$ — среднее зна-

чение коэффициента сцепления за время от 0 до T . Точное значение величины $<\mu>$ зависит при этом в основном от формы кривой $\mu(\sigma)$ и использования для регулирования проскальзываний $\sigma(t)$ противоюзной защиты. Самоадаптирующиеся поисковые алгоритмы останавливаются при этом почти всегда на величинах, расположенных вблизи максимума и достигающих значений порядка 90% от $<\mu_{\max}>$.

Анализ опытных поездок, выполненных компанией DB Systemtechnik, входящей в консорциум железных дорог Германии (DB), и институтом рельсового подвижного состава IFS при высшей технической школе земли Северный Рейн-Вестфалия в Аахене, показал существование зависимости коэффициента сцепления от проскальзываний в такой форме, как она изображена на рис. 2. Тогда с учетом ранее изложенного можно говорить, что существует модель, объясняющая экстремально удлиненные тормозные пути, которые осенью 2003 г. наблюдались у моторвагонных поездов семейства ET 42x. Статистические данные о длине участков со смазывающими пленками показывают, что протяженность таких участков, на которых доступный максимальный коэффициент сцепления μ_{\max} меньше коэффициента сцепления μ_A , равного 0,12–0,15 и обычно используемого рельсовым подвижным составом, в общем случае очень мала (от нескольких десятков до нескольких сотен метров).

В то же время протяженность участков, на которых $\mu_p(x) < \mu_A$, может быть намного больше, в особенности если μ_{\max} только незначительно превышает μ_A . Во избежание недопустимого удлинения тормозных путей необходимо использовать такую противоюзную защиту, чтобы диапазон проскальзываний, в котором она осуществляет регулирование, содержал одно из значений, равное нулю, что при необходимости должно достигаться за счет определенного удлинения

тормозных путей на мокрых от дождя рельсах. Намного лучше были бы, конечно, алгоритмы регулирования противоюзной защиты, которые, подобно системам управления в приводах тяговых установок большой мощности, имеют некоторый «алгоритм поиска» и, следовательно, в любое время самостоятельно отыскивают возможно имеющийся максимум коэффициента сцепления посредством изменения скорости проскальзываний и устанавливаются затем в непосредственной близости от него.

На практике в регионах с большим числом нарушений тормозного пути, причиной которых не могло быть неправильное регулирование проскальзываний, можно было наблюдать характеристики тормозного пути, которые подобны медленно спадающей кривой, приведенной на рис. 6, и которые убедительно объясняются с помощью приведенной ранее модели.

Мероприятия по оптимизации работы электропоездов семейства ET 42x

После того как машинисты электропоездов сообщили о нескольких случаях нарушения тормозного пути, прежде всего была снижена допустимая максимальная скорость, что вызвало множество опозданий поездов. Когда было установлено, что в некоторых местах (например, в лесу) такие случаи происходили чаще, создали перечень мест со смазывающей пленкой, для которых издали особые инструкции по движению электропоездов семейства ET 42x. Этими мерами можно было прежде всего гарантировать безопасность эксплуатации железных дорог, но в то же время они стали причиной значительных опозданий поездов, в связи с чем многие пассажиры лишились возможности пересадки на другие поезда, в особенности в условиях плотного графика движения на линиях земли Северный Рейн-Вестфалия.

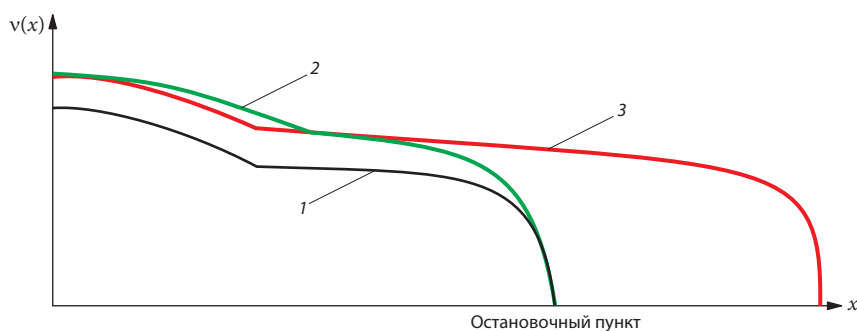


Рис. 6. Варианты кривых изменения скорости на тормозном пути:

1 — кривая при пониженной максимальной скорости движения; 2 — кривая скорости на тормозном пути при обычном использовании сил сцепления; 3 — кривая, полученная при полном торможении поезда семейства ET 42x осенью 2003 г.

До осени 2004 г. был прежде всего реализован план мероприятий, в который включены оптимизация устройства пескоподачи и согласование мощности торможения при хороших условиях сцепления на рельсах с целью уменьшения разницы между хорошим и плохим состоянием рельсов. На сухих и чистых рельсах торможение электропоездов семейства ET 42x не встречало нареканий.

Особое внимание было уделено устройствам пескоподачи. Наряду с системой управления количеством подаваемого песка, которое определяется скоростью движения подвижного состава, были также оптимизированы аэродинамические параметры воздушно-песчаной струи песка таким образом, чтобы во всем диапазоне скорости движения вплоть до максимальной в контактное пятно подавалось достаточное количество песка с целью продолжительного улучшения коэффициента сцепления.

Наряду с этими были выполнены соответствующие мероприятия как на подвижном составе, так и на инфраструктуре (совершенствование системы текущего содержания пути). Благодаря этому уже осенью 2004 г. по всему парку электропоездов семейства ET 42x случаи удлинения тормозного пути отмечались значительно реже. При этом не было случаев проезда запрещающего сигнала.

Проведенные исследования показали, что делать вывод о субоп-

тимальных характеристиках регулятора противоюзной защиты как причине удлинения тормозных путей преждевременно. Для его подтверждения или опровержения необходимы дополнительные исследования.

При такой модификации параметров противоюзной защиты, которая была рассмотрена ранее (регулярное уменьшение проскальзываний до нулевого значения), в соединении с оптимизацией устройств пескоподачи за прошедший промежуток времени на электропоездах семейства ET 42x при 80% тормозящих колесных пар были получены тормозные характеристики, которые даже на рельсах со смазывающей пленкой оказались не хуже или даже превосходят характеристики моторвагонных поездов со 100% тормозных осей.

Определение коэффициентов сцепления для поездов семейства ET 42x на рельсах с имитацией смазывающей пленки

Цель программы исследований состояла в том, чтобы по возможности с меньшими затратами на измерительные приборы зарегистрировать по отдельности продольные силы сцепления каждой колесной пары, передаваемые на рельсы в процессе торможения пневматическими тормозами, и по этим данным рассчитать зависящие от про-

скальзываний коэффициенты сцепления. Регистрации последовательно поступающих сигналов от датчиков (числа оборотов, давления) и сигналов управления (например, вентилями противоюзной защиты) у каждой тормозящей оси, а также сигналов скорости нетормозящих поддерживающих осей было уже достаточно для того, чтобы на основе полученных результатов рассчитать индивидуальные коэффициенты сцепления с допустимой погрешностью.

Если для колесной пары составить баланс моментов $\sum M_{Rd}$ относительно ее оси (оси y), то ускорение колесной пары можно получить из значений силы трения тормозных накладок и силы сцепления (рис. 7). Ускорение колесной пары может быть рассчитано и путем дифференцирования скорости колесной пары, а силу трения тормозных накладок можно получить исходя из давления в цилиндре, геометрических размеров тормозного цилиндра и системы рычагов, а также коэффициента трения в системе «тормозная накладка — тормозной диск».

Таким образом, при известных плечах рычагов и инерции масс колесной пары из баланса моментов $\sum M_R$ можно рассчитать действующую продольную силу сцепления между колесом и рельсом $F_{R/S}$:

$$\sum M_R = \omega_R \Theta_R = F_{R/S} r_R - F_B r_B, \quad (8)$$

где $\sum M_R$ — суммарный момент колесной пары; r_R — радиус колеса; r_B — радиус тормозного цилиндра.

Для того чтобы можно было сравнить полученные таким образом силы сцепления различных колесных пар, с помощью соответствующих статических нагрузок от осей на рельс рассчитали коэффициент сцепления μ_H .

Однако при этом способе определения коэффициента сцепления возможны различные ошибки. Так, при определении ускорений колесных пар записанный и дискретизированный по времени и величине сигнал прежде всего должен

подвергнуться сглаживанию с помощью пригодного для этой цели фильтра, после чего он может быть дифференцирован. Самому цифровому дифференцированию также свойственна определенная погрешность, что в условиях использования частоты дискретизации 50 Гц приводит к дисперсии по времени $\pm 0,04$ с.

Другая ошибка возможна при определении тормозной силы, так как давление измеряется не непосредственно в тормозном цилиндре, а в ventилях противоюзной защиты. Между тормозным цилиндром и ventилями располагается довольно длинный участок трубопровода. За счет этого возникает время запаздывания t_{Vz} . Так как связанные с этим переходные процессы являются нелинейными и более точное определение собственного времени отдельных компонентов пневматической системы невозможно, пришлось отказаться от точного учета переходного процесса. При измерениях времени установления заданного режима можно было оценить величину времени запаздывания, по истечении которого тормозная сила согласуется с измеренным давлением в цилиндре. Максимальное время запаздывания было оценено величиной $t_{Vz} = 0,15$ с.

Обе эти погрешности при определении коэффициента сцепления возникают каждый раз при больших динамических изменениях измеряемых величин. Следовательно, в особенности при расчете коэффициента сцепления большая ошибка возникает тогда, когда колесную пару с первоначально большим проскальзыванием необходимо снова стабилизировать путем уменьшения величины тормозной силы: в то время как давление в цилиндре сильно изменяется вследствие выпуска воздуха, изменяется одновременно и ускорение колесной пары по причине уменьшения тормозной силы. В этом месте оба слагаемых приведенного уравнения (8) одновременно имеют максимальную ошибку. Здесь

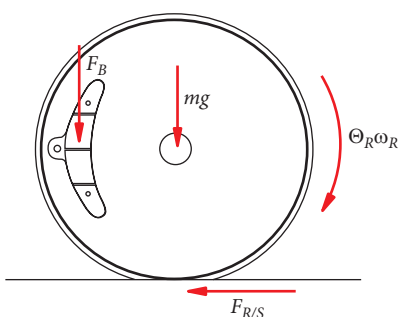


Рис. 7. Баланс сил на колесе:
 F_B — тормозная сила; $F_{R/S}$ — сила сцепления; mg — масса подвижного состава;
 $\Theta_R \omega_R$ — суммарный момент на колесе

может даже случиться, что будут получены отрицательные коэффициенты сцепления. Однако в те моменты, когда давление в цилиндре и ускорение колесной пары изменяются во времени незначительно, с помощью этого метода можно довольно точно рассчитать коэффициенты сцепления.

Чтобы названные ошибки были по возможности меньше, в опытных поездках приходилось работать с максимально возможной частотой дискретизации в системе управления, в то время как для нормального режима работы диагностические записи проводятся с меньшей частотой дискретизации.

Определение «осенних» характеристик коэффициента сцепления

Для того чтобы упомянутые ранее осенние условия со смазывающей пленкой, образованной накатанным органическим материалом (осенняя листва), можно было имитировать для проведения экспериментов с режимами торможения в любое время года, компания DB Systemtechnik разработала метод специальной подготовки рельсов: увлажненные бумажные ленты шириной, равной примерно ширине головки рельса, накладывают на поверхность катания рельсов, многократно пропускают по ним подвижной состав, а затем поверхность рельсов повторно увлажняют. Таким образом при соблюдении

надлежащих параметров имитируются осенние условия со смазывающей пленкой. При этом возможно изменение свойств пленки и ее характеристик, обеспечивается воспроизводимость условий.

Представленный на рис. 8 характер прохождения кривой, отражающей зависимость коэффициента сцепления от проскальзываний, может рассматриваться как типичный для всех таких кривых, полученных на рельсах с уложенными на них увлажненными бумажными лентами. Каждый крест представляет одно рассчитанное при дискретизации значение отсчета. Следующие по времени одно за другим значения при отсчетах соединены друг с другом линиями. При этом можно отчетливо видеть, что полученная кривая представляет собой геометрическое место точек.

Началом кривой геометрического места точек является начало координат. Из этой точки кривая идет круто вверх при сильном увеличении тормозной силы до момента, когда она при некоторой величине проскальзывания менее 2% достигает максимума $\mu_{\max} = 0,14$. После этого тормозная сила настолько увеличивается, что она не может больше передаваться в контактное пятно колесо — рельс. Вследствие этого колесная пара начинает проскальзывать. Полученные расчетным путем коэффициенты сцепления частично принимают отрицательные значения, что можно объяснить уже рассматривавшейся ранее ошибкой, возмож-

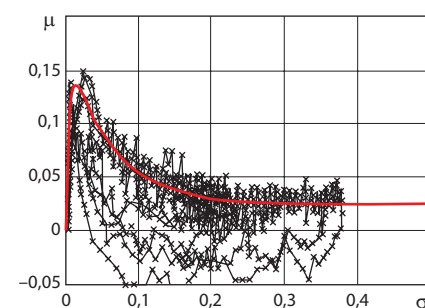


Рис. 8. Типичные кривые зависимости $\mu(\sigma)$ на рельсах с наклеенными влажными бумажными лентами

ной при высокой скорости динамических процессов. Как можно легко установить, отдельные измеренные значения в этом диапазоне расположены достаточно далеко друг от друга. Это означает, что проскальзывание очень быстро изменяется в течение интервала дискретизации. Пока система противоюзной защиты не снизит тормозное нажатие настолько, что сила сцепления и тормозная сила снова придут в равновесие, проскальзывание возрастает до значений, лежащих между 30 и 50%.

В дальнейшем тормозная сила снижается еще больше, настолько, что скольжение колесной пары также может быть уменьшено. В этом диапазоне характеристика очень хорошо поддается анализу, так как изменения здесь происходят с относительно низкой скоростью, и, следовательно, погрешности при определении коэффициента сцепления будут минимальными. Характеристика остается в этом диапазоне при значениях скольжения более 15% и имеет примерно постоянную величину $\mu_{\max} = 0,025$ (значение, характерное для нейтрального участка кривой $\mu(\sigma)$). Только при уменьшении проскальзывания коэффициент сцепления снова возрастает до максимума, однако максимум теперь достигается при более высоких значениях проскальзываний колесной пары, чем до этого.

Это рассогласование значений проскальзываний в окрестности максимума кривой $\mu(\sigma)$ можно объяснить также динамическим эффектом при записи данных: как только колесо достигло скорости рассогласования $v_{\text{Diff}} \approx 0$ относительно рельса, сила сцепления уменьшается скачком, так как вдруг оказывается, что для ускорения колесной пары сила больше не требуется, а коэффициент сцепления рассчитывается по сглаженным кривым скорости колесных пар. Рассчитанный коэффициент сцепления снова уменьшается уже перед окончанием интервала между

отсчетами, прежде чем проскальзывание достигнет значения, близкого к нулю. Таким образом, реальный максимум должен был бы находиться здесь при некотором меньшем значении проскальзывания.

Красной линией на рис. 8 показана аппроксимирующая функция, форма которой была подогнана к типичному виду кривой $\mu(\sigma)$ и, следовательно, является аппроксимацией средних значений. Из-за названных ранее возможных ошибок при определении коэффициента сцепления обычные нелинейные регрессивные методы дали бы в итоге нереально низкие значения μ_p .

Использование коэффициента сцепления противоюзной защитой электропоездов семейства ET 42x

При проведении экспериментов с режимами торможения на рельсах, обработанных бумажными лентами, был отмечен частично проявляющийся различный характер поведения отдельных осей при одном и том же измерении в режиме торможения.

На смазывающих пленках, которые вследствие многократных проходов колесных пар были уже почти «изношены», обнаружилось, что, например, колесная пара (КП1), идущая впереди по еще незначительно поврежденной смазывающей пленке, сохраняет свои прежние параметры в области высоких значений проскальзываний и в диапазоне низких значений коэффициента сцепления, как и ось КП 4, которая, однако, иногда возвращается к малым значениям проскальзываний при коэффициентах сцепления, близких к максимальным. В то же время идущие вслед оси КП 7 — КП 10 под действием ряда факторов, в том числе и вследствие кондиционирования поверхности рельсов теплом, вводимым в рельс в результате проскальзывания колес, работают с некоторым улучшением характеристик и поэтому ча-

ще возвращаются на стабильную ветвь кривой $\mu(\sigma)$.

У идущих впереди колесных пар проскальзывание при регулировании устанавливается чаще всего на уровне 15% и больше. Следовательно, в этом случае едва ли принципиально возможно получить коэффициенты сцепления, имеющие величину, большую одной трети доступного максимума кривой $\mu(\sigma)$.

Идентичны ли искусственная и естественная смазывающие пленки?

Тот факт, что с помощью метода бумажной ленты можно создать воспроизводимую искусственную смазывающую пленку, еще не доказывает, что она будет идентична по своим характеристикам естественной осенней пленке.

Проводить измерения с реальной смазывающей пленкой весьма сложно, так как она все-таки достаточно редко встречается. Так, даже осенью (данные 2003 г.) на каждые 10–100 тыс. торможений приходилось одно, осуществлявшееся на смазывающей пленке. Необходимо также отметить, что смазывающая пленка не была устойчивой, так как после ее обнаружения редко оставалось достаточно времени, чтобы отправить подготовленный поезд с вагонами-лабораториями и провести измерения на месте. Во многих случаях достаточно было небольшого изменения погоды, повышения температуры на несколько градусов или торможения грузового поезда на этом участке, чтобы удалить слой смазывающей пленки или изменить его в такой степени, что получение воспроизводимых результатов становилось невозможным. И все-таки в отдельных случаях удавалось непосредственно после факта удлинения тормозного пути выполнить измерительную поездку на этом же месте (рис. 9), а там, где это было невозможно, — обеспечить сохранность и обработать диагностические данные (например, ленты поездных са-

мопирующих приборов, фиксирующие торможения на смазывающей пленке).

Следует принимать во внимание, что для диагностических целей нужны значения, получаемые от датчиков, имеют частоту дискретизации 5 Гц, в то время как опытные поездки могли проводиться с использованием частоты 50 Гц. Соответственно, значительное влияние при расшифровке результатов измерения оказывают погрешности, возникающие при быстром динамическом изменении силы нажатия тормозных накладок и частоты вращения колесных пар. Тем не менее результаты этих измерений с достаточно высокой точностью позволяют построить типичную характеристику сцепления для рельсов со смазывающей пленкой при средней величине $\mu_{\max} = 0,1 \div 0,2$ и экстремально низком значении $\mu_p = 0,02 \div 0,06$ в диапазоне больших проскальзываний.

Измерения, выполненные в условиях реальной эксплуатации, показывают, что противоюзная защита в течение длительного времени более или менее стабильно поддерживала субоптимальную величину проскальзываний на уровне 15–20%, вследствие чего можно было использовать только часть реально доступного коэффициента сцепления.

Если реальные условия эксплуатации при наличии смазывающей пленки потребуют проведения дальнейших исследований, то, как следует из анализа полученных

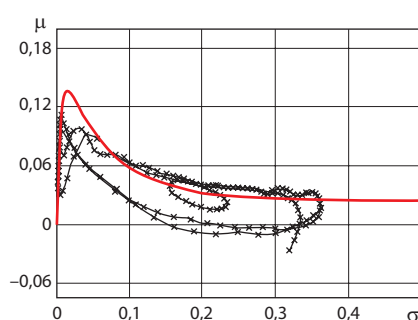


Рис. 9. Характеристики сцепления, полученные при полном торможении на реальной смазывающей пленке

результатов, метод искусственной смазывающей пленки может быть применен для моделирования ситуации с достаточно высокой степенью точности. Полученные убедительные результаты показывают, что они могут быть использованы на практике для реализации конкретных мероприятий по совершенствованию подвижного состава с тормозной системой, в которой осуществляется управление проскальзыванием и на высоком уровне используется коэффициент сцепления. В какой мере этот метод пригоден также для оценки эффективности магнитно-рельсового тормоза, не зависящего от коэффициента сцепления в системе колесо — рельс, покажут дальнейшие исследования.

Перспективы

Из опыта эксплуатации подвижного состава, на котором реализуются режимы движения на пределе сцепления, известно, что рабо-

тоспособная противоюзная защита всегда в значительной степени определяет качество всей системы торможения.

Кроме того, было установлено, что при наличии поддерживающих осей, не оборудованных тормозами, обычные методы проверки тормозов являются недостаточными для того, чтобы охватить все возможные состояния пути, возникающие на сети в условиях реальной эксплуатации.

Недостатки существующих противоюзных систем можно устранить с помощью относительно простой доработки системы управления проскальзыванием колес. При этом для следующих поколений моторвагонных поездов сохраняется в силе требование о применении в регуляторах противоюзной защиты пневматических тормозных систем адаптивного, оптимизированного по коэффициенту сцепления поискового алгоритма.

В любом случае было бы целесообразным внедрить подобные алгоритмы в систему управления торможением и тягой моторвагонных поездов пригородного сообщения и дополнительно оснастить весь парк таких поездов системами, построенными на базе указанных алгоритмов. Это позволило бы реализовать режимы тяги и торможения с меньшим износом компонентов, при любых погодных условиях и с обеспечением высокой плавности хода.

K.-R. Hase et al. Eisenbahntechnische Rundschau, 2005, № 10, S. 599–609.

Редакция журнала

«Железные дороги мира»

приглашает на внештатную работу переводчиков с английского, немецкого и французского языков, имеющих опыт работы на железнодорожном транспорте и проживающих в Москве или Московской области.

Обращаться по телефону (499) 317-55-65 или по электронной почте zdm@css-rzd.ru.