

УДК 629.4.015:62-59

П. А. САХАРОВ, А. А. ЮЛДАШОВ

Белорусский государственный университет транспорта, Гомель, Беларусь

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОДОЛЬНОЙ ДИНАМИКИ ГРУЗОВОГО ПОЕЗДА ПРИ ЭЛЕКТРОДИНАМИЧЕСКОМ ТОРМОЖЕНИИ В УСЛОВИЯХ ГОРНОГО УЧАСТКА ЖЕЛЕЗНОЙ ДОРОГИ АНГРЕН – ПАП

Рассмотрено движение грузового поезда по сложному горному участку Узбекской железной дороги Ангрэн – Пап. С помощью компьютерной модели, разработанной в программном комплексе динамического моделирования MSC.ADAMS, рассмотрено продольно-динамическое взаимодействие вагонов при переходе на режим электродинамического торможения на спуске до 28 %. Произведена оценка продольных сил в межвагонных соединениях поездов с составами от 30 до 50 вагонов при начале торможения в различных точках перелома профиля пути и зазорах в межвагонных связях от 25 до 100 мм. Показано, что при плавном увеличении тормозной силы локомотива 20'Z-ELR в течение 15 с продольные силы не превышают допустимого для безопасности значения 1000 кН. При плавном росте тормозной силы до максимального значения в течение 30 с наблюдается снижение сил, которое в среднем для всех межвагонных соединений составило около 30 %.

Ключевые слова: модель движения поезда, продольно-динамическая сила, межвагонное соединение, горный профиль пути, электродинамическое торможение.

Железнодорожная линия Ангрэн – Пап АО «Узбекские железные дороги» состоит из 7 перегонов длиной от 13 до 24 км и имеет протяженность 124 км. Данный участок имеет сложный горный рельеф с уклонами профиля пути до 28 % и более [1]. Он построен в целях создания нового железнодорожного коридора Китай – Центральная Азия – Европа, а также формирования единой сети железных дорог Узбекистана и является важным звеном не только железных дорог, но и всей экономики Республики Узбекистан [2].

Затяжные спуски большой крутизны приводят к необходимости использовать тормозное оборудование поезда в течение длительного периода времени для поддержания безопасной скорости движения поезда. При этом, как показали исследования [3], применение только пневматического тормоза поезда недопустимо, поскольку приводит к перегреву тормозных колодок и колес подвижного состава, их недопустимому износу, а также нарушению безопасности движения вследствие истощения пневматической системы поезда. В таких условиях в качестве основного средства торможения следует использовать электродинамический тормоз локомотива, позволяющий длительный период времени поддерживать скорость поезда на нужном уровне. Пневматические тормоза поезда при этом используются только для подтормаживания в случае,

когда тормозной силы локомотива недостаточно для поддержания требуемой для грузовых поездов скорости 60 км/ч при весовой норме 2100–2400 тонн [1].

Приобретенные в Китае Узбекской железной дорогой новые грузовые локомотивы четвертого поколения 20'Z-ELR, учитывающие климатические условия региона и особенности горного рельефа профиля пути, оснащены мощным электродинамическим тормозом, развивающим тормозное усилие до 741 кН. Это позволяет поддерживать скорость движения поездов на затяжных спусках участка Ангрэн – Пап. Однако требуется оценка безопасности движения указанных поездов по крутым спускам с уклоном до 28 ‰ и переломам профиля пути при действии существенной сжимающей силы, которая может привести к выжиманию вагонов с рельсовой колеи и дальнейшему сходу поезда с рельсов. Наибольшие значения продольных сил возникают при переходных (неустановившихся) режимах движения, т. к. в этом случае к внешним силам торможения прибавляются еще и силы инерции от динамических перемещений вагонов. При таких режимах силы в ударно-тяговых приборах могут существенно превосходить приложенную к локомотиву тормозную силу [4]. Исследование переходных процессов позволяет выработать соответствующие рекомендации по управлению движением поезда, позволяющие снизить продольные силы между вагонами и повысить безопасность движения.

Фундаментальные исследования продольной динамики поезда при переходных режимах движения, в частности при движении через переломы продольного профиля пути, выполнены академиком В. А. Лазаряном с помощью электрической аналоговой модели [5]. В его работах также подробно изучены вопросы торможения однородного и неоднородного поездов [6].

Подробно изучено влияние переломов продольного профиля пути на динамические процессы в поезде в книге Е. П. Блохина и Л. А. Манашкина [7], где рассмотрено движение поезда по участку с двумя изломами, а также в случае перевалистого профиля при торможении средствами локомотива. В статье [8] исследованы особенности торможения наливных поездов массой более 10 тыс. тонн.

Целесообразность медленного изменения управляющего воздействия со стороны локомотива показана в работе [9]. Отмечается, что в этом случае наибольшие значения сил в автосцепках не превышают управляющего воздействия. В то же время резкое увеличение силы, реализуемой тормозом, при определенных условиях приводит к значительному возрастанию силы в середине состава. При этом существенное влияние на течение динамических процессов в поезде оказывают конструкция и характеристики поглощающих аппаратов вагонов. Чтобы не допустить появления отяжек и набеганий вагонов в поезде, способных привести к его разрыву или сходу, в пособии [10] рекомендовано повышение плавности ведения за счет постепенного наращивания тормозной силы и выдержки необходимого промежутка времени при каждом переключении, а также учет особенностей профиля пути.

Значимые экспериментальные исследования продольной динамики поездов при торможении выполнены П. Т. Гребенюком. В работе [11] представлены результаты исследований, позволяющие оценить влияние характеристик межвагонных соединений и режимов управления тормозной силой на величину продольных сил в межвагонных связях.

Основные причины, обуславливающие возникновение значительных продольных сил, действующих на подвижной состав железных дорог, рассмотрены в статье [12]. Авторами работы приводится сравнительный анализ продольной динамики поезда при переходных режимах его движения.

Существенная часть современных исследований выполняется с помощью компьютерного моделирования. В работах [13–16] представлены результаты исследований, выполненные с помощью различных программных продуктов. Оценка продольно-динамического взаимодействия вагонов при движении по заданному профилю пути в режиме электродинамического торможения с применением программы MathCAD выполнена И. А. Ворожун, А. О. Шимановским и А. В. Заворотным [13]. Движение поезда, оборудованного межвагонными соединениями с нелинейными силовыми характеристиками, по участкам пути с различными переломами продольного профиля с использованием программного комплекса «Универсальный механизм» рассмотрено в работах А. Р. Исламова [14] и О. Е. Пудовикова и С. А. Мурова [15]. Численное моделирование динамики поезда в режиме реального времени предложено в работе В. Н. Языкова [16].

Анализ литературных источников показал, что продольно-динамическое взаимодействие вагонов при переходных режимах движения достаточно широко рассмотрено учеными всего мира. Однако исследования в данном направлении остаются актуальными в связи с постоянным развитием железнодорожного транспорта, сопровождающемся ростом скоростей движения, увеличением массы и длины поездов, и требующим обоснования безопасности движения. В частности, недостаточно изучена продольная динамика поездов при электродинамическом торможении в условиях затяжных спусков большой крутизны и существенных переломов профиля. Так, после введения в эксплуатацию новой железнодорожной линии Ангрэн – Пап, имеющей уклоны профиля пути до 28 ‰, и закупки новых мощных электровозов 20'Z-ELR для Узбекской железной дороги особую актуальность приобрел вопрос использования электродинамического тормоза.

Для решения поставленной задачи разработана математическая модель движения поезда, схема которой представлена на рисунке 1. В модели в виде отдельных тел массой $m_{ai} = 417,4$ кг учтены пары автосцепок межвагонных соединений. Это позволило учитывать силовые характеристики каждого поглощающего аппарата, тем самым расширив возможности моделирования и повысив его точность.

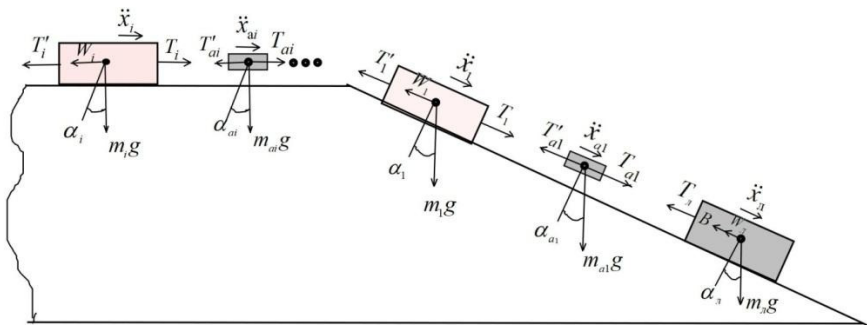


Рисунок 1 – Схема модели поезда

Для математического описания движения поезда может быть использована система дифференциальных уравнений

$$\begin{cases} m_l \ddot{x}_l + W_l + T_l + B_l - m_l g \sin \alpha_l = 0; \\ m_{ai} \ddot{x}_{ai} - T_{ai} + T'_{ai} - m_{ai} g \sin \alpha_{ai} = 0; i = 1, 2, \dots, n; \\ m_i \ddot{x}_i + W_i - T_i + T'_i - m_i g \sin \alpha_i = 0; i = 1, 2, \dots, n, \end{cases} \quad (1)$$

где m_l , m_{ai} , m_i – масса локомотива, автосцепок i -го межвагонного соединения и i -го вагона соответственно ($i = 1, 2, \dots, n$); \ddot{x}_l , \ddot{x}_{ai} , \ddot{x}_i – продольные ускорения локомотива, автосцепок i -го межвагонного соединения и i -го вагона; W_l , W_i – силы основного сопротивления движению локомотива и i -го вагона; T_l , T_i , T'_i – силы, действующие на поглощающие аппараты локомотива и i -го вагона; T_{ai} , T'_{ai} – силы, действующие на автосцепные устройства i -го межвагонного соединения; B_l – сила электродинамического тормоза локомотива; g – ускорение свободного падения; α_l , α_{ai} , α_i – уклон пути, по которому движется локомотив, автосцепки i -го межвагонного соединения и i -й вагон; n – количество вагонов в составе поезда.

В рассматриваемой математической модели поезд представляет собой цепочку твердых тел, соединенных связями, отражающими характеристики автосцепных устройств. Силы в межвагонных соединениях при использовании пружинно-фрикционного поглощающего аппарата определяются в соответствии с выражением

$$T_k = \begin{cases} \max(C_n q^p + K\dot{q} + T_{0n}; C_p q^k + T_{0p}), & q \geq \frac{\Delta}{2}; \\ 0, & q < \frac{\Delta}{2}, \end{cases} \quad (2)$$

где C_n , C_p – коэффициент жесткости поглощающего аппарата при нагрузке и разгрузке соответственно; q – сжатие поглощающего аппарата; p , k – пока-

затель степени при нагрузке и разгрузке, зависящий от конструкции аппарата; K – коэффициент демпфирования; \dot{q} – скорость сжатия поглощающего аппарата; $T_{0н}$ – сила начальной затяжки поглощающего аппарата; $T_{0р}$ – минимальная сила возврата, реализуемая поглощающим аппаратом; Δ – зазор в междвагонном соединении.

Разработана соответствующая модель системы в программном комплексе MSC.ADAMS, в которой вагоны считаются абсолютно твердыми телами, массы которых сосредоточены в их центрах масс, вертикальные колебания и угловые перемещения не учитываются. Характеристики поглощающих аппаратов определяются выражением (2), причем: $C_n = 1,5 \cdot 10^5$ кН/м²; $p = 2$; $C_p = 1,0 \cdot 10^3$ кН/м; $k = 1$; $K = 200$ кН·с/м; $T_{0н} = 50$ кН; $T_{0р} = 20$ кН.

С помощью указанной модели исследовано продольно-динамическое взаимодействие вагонов при движении поезда во главе с локомотивом 2О'Z-ELR с площадки на спуск уклоном 28 ‰, в ходе которого в j -й точке участка (рисунок 2) производится смена режима движения с выбега на электродинамическое торможение. Для каждого поезда рассмотрено четыре различных варианта начала торможения, в каждом из которых тормозная сила увеличивается до максимального значения 741 кН в течение 15–30 с, а начало ее действия совпадает с положением локомотива в одной из указанных на рисунке 2 точек. При этом точка 1 расположена в точке перелома профиля пути (в начале вертикальной сопрягающей кривой), а последующие смещены относительно нее на величину, пропорциональную длине поезда L_n . В расчетах учтено влияние зазоров в междвагонных соединениях, величина которых в различных поездах составляла от 25 до 100 мм.

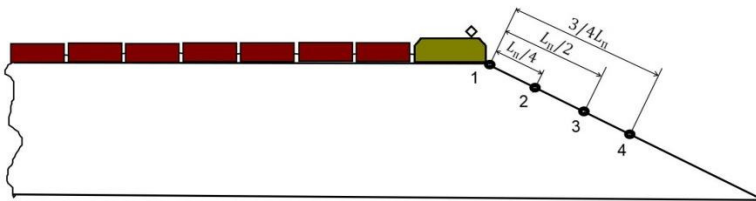


Рисунок 2 – Схема расположения точек, определяющих начало действия электродинамического тормоза локомотива

Результаты расчета, полученные для поезда с составом из 50 вагонов массой по 90 т, представлены на рисунке 3. Они показали, что наибольшие сжимающие силы в поезде возникают в случаях, когда переход на электродинамическое торможение осуществляется в точках 3 и 4 (в соответствии с рисунком 2). Указанные силы в случаях торможения с точек 1 и 2 практически не отличаются, их значения минимальны и не превышают тормозной силы при любых возможных в эксплуатации зазорах. Максимальные растягивающие силы, возникающие вследствие движения поезда через перелом профиля

пути, минимальны в случае начала торможения в точке 1 и увеличиваются по мере смещения к точке 4. Это объясняется тем, что действие растягивающих сил начинается в момент начала движения локомотива по вертикальной сопрягающей кривой и увеличивается по мере его дальнейшего перемещения через перелом профиля пути. Тормозная сила компенсирует растягивающие силы, вследствие чего их значения минимальны при торможении с точки 1, а максимальны – с точки 4. При этом прослеживается влияние зазоров, увеличение которых с 25 до 100 мм привело к росту сил растяжения на величину 70–100 кН во всех случаях, кроме торможения с точки 1.

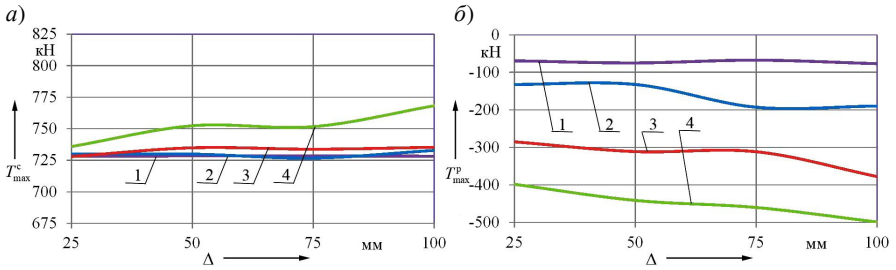


Рисунок 3 – Максимальные сжимающие T_{\max}^c (а) и растягивающие T_{\max}^p (б) силы, возникающие в поезде с составом из 50 вагонов при различных зазорах для расположения на участке профиля пути в момент начала действия тормозной силы:
 1 – в точке 1; 2 – в точке 2; 3 – в точке 3; 4 – в точке 4 (в соответствии с рисунком 2)

Более детальный анализ результатов расчета показал, что чем позже осуществляется переход на режим электродинамического торможения, тем большую амплитуду имеют упругие продольные колебания поезда, а следовательно, и силы в межвагонных соединениях. Это подтверждается графиками изменения продольных сжимающих сил, представленными на рисунках 4 и 5. Указанные результаты соответствуют поездам с зазорами в связях 100 мм.

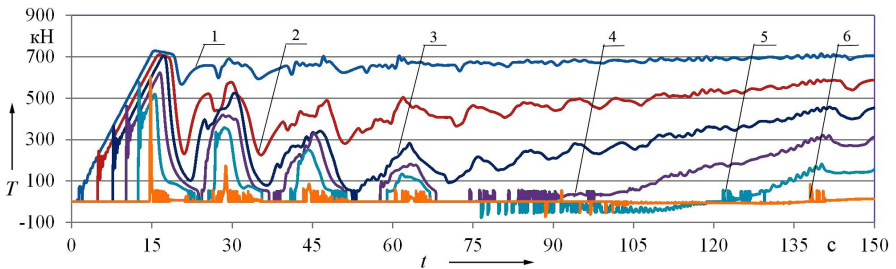


Рисунок 4 – Графики изменения продольных сжимающих сил при начале торможения в точке 1 для межвагонных соединений с номерами:
 1 – 1; 2 – 10; 3 – 20; 4 – 30; 5 – 40; 6 – 50

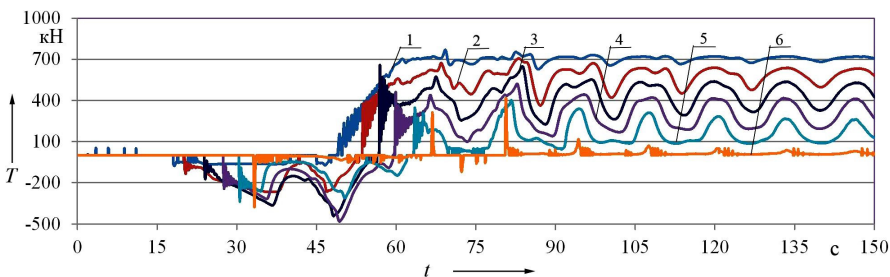


Рисунок 5 – Графики изменения продольных сжимающих сил при начале торможения в точке 4 для междвагонных соединений с номерами:
 1 – 1; 2 – 10; 3 – 20; 4 – 30; 5 – 40; 6 – 50

При начале торможения в точке 1 сжимающие силы превышают силы растяжения, вызванные движением через перелом, что обеспечивает движение поезда в сжатом состоянии, минимизирует продольные колебания и ударные силы между вагонами. Незначительные силы растяжения при этом возникают в результате оттяжки хвостовой части состава. Похожая картина наблюдается при торможении, начиная с точки 2, но силы растяжения в этом случае возникают в большем количестве междвагонных соединений, а их значения увеличиваются. При начале торможения в точке 3 или 4 между вагонами имеется растяжение, которое при переходе на режим торможения и дальнейшем сжатии состава приводит к росту ударных сил и, как следствие, росту амплитуды колебаний поезда. На рисунке 6 для рассмотренных поездов представлены графики распределения сил по длине поезда.

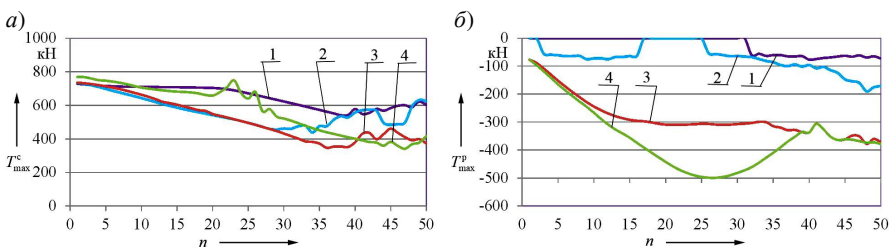


Рисунок 6 – Распределение максимальных сжимающих (а) и растягивающих (б) сил в составе поезда из 50 вагонов при расположении головы поезда на участке профиля пути в момент начала действия тормозной силы:
 1 – в точке 1; 2 – в точке 2; 3 – в точке 3; 4 – в точке 4

Они подтверждают существенное увеличение растягивающих сил во всех междвагонных соединениях при торможении с точек 3 и 4 (см. рисунок 6, б). Наибольшие сжимающие силы в большинстве междвагонных связей возникают при торможении с точки 1 (линия 1 на рисунке 6, а), однако они не превышают

тормозную силу и вызваны достаточно быстрым ее изменением. Максимальные значения сил сжатия в межвагонных соединениях имеют место в период первого колебания (см. рисунок 4), в отличие от торможения с точек 2–4, для которых характерно нарастание сил в ходе продольных упругих колебаний поезда и достижение максимумов при втором и последующих колебаниях.

При плавном увеличении тормозной силы максимальные сжимающие силы в межвагонных соединениях снижаются для всех рассматриваемых вариантов торможения и особенно при его начале в точке 1. Результаты расчетов, представленные на рисунке 7, показывают, что при росте тормозной силы до максимального значения в течение 30 с силы сжатия снижаются во всех межвагонных соединениях. При торможении, начинающемся в точке 1, уменьшение их значений составило от 1 до 298 кН, в точке 2 – от 3 до 450 кН, в точке 3 – от 2 до 332 кН, в точке 4 – от 7 до 220 кН. Наибольшее снижение продольных сил соответствует точке 1 и в среднем для всех межвагонных соединений составляет около 30 %. Можно также отметить, что наибольшие силы сжатия в хвостовой части состава носят ударный характер, то есть их действие кратковременно. Упругие силы длительного действия между хвостовыми вагонами оказываются значительно меньшими ударных сил.

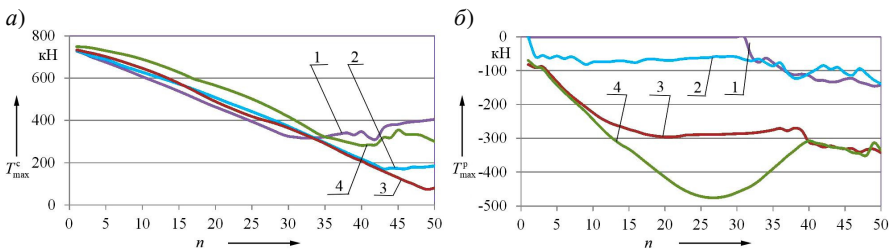


Рисунок 7 – Распределение максимальных сжимающих (а) и растягивающих (б) сил в составе поезда из 50 вагонов при росте тормозной силы в течение 30 с при расположении головы поезда в момент начала действия тормозной силы:

1 – в точке 1; 2 – в точке 2; 3 – в точке 3; 4 – в точке 4

Аналогичные расчеты выполнены для поездов, составы которых сформированы из 40 и 30 груженых вагонов массой по 90 т. Графики зависимостей максимальных сил от величины зазоров в межвагонных связях указанных поездов представлены на рисунках 8 и 9. Результаты расчетов подтверждают сделанные ранее выводы. Однако наблюдаются некоторые отклонения от выявленных ранее закономерностей. В частности, при увеличении зазоров в связях наибольшие значения сжимающих сил наблюдались при торможении, начиная не с точки 4, как для поездов с 50 вагонами, а с точки 3. В поездах с 30 вагонами при начале торможения в точках 1 и 2 силы растяжения не возникали, за исключением случая перехода на режим торможения в точке 2 и зазора в межвагонных соединениях 25 мм.

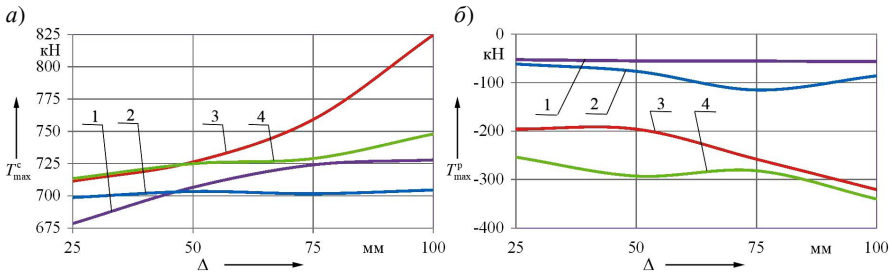


Рисунок 8 – Графики максимальных сжимающих (а) и растягивающих (б) сил, возникающих в поезде с составом из 40 вагонов при различных зазорах при расположении головы поезда в момент начала действия тормозной силы:

1 – в точке 1; 2 – в точке 2; 3 – в точке 3; 4 – в точке 4

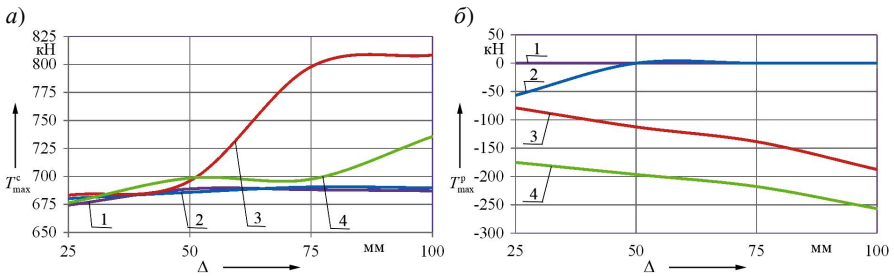


Рисунок 9 – Графики максимальных сжимающих (а) и растягивающих (б) сил, возникающих в поезде с составом из 30 вагонов при различных зазорах при расположении головы поезда в момент начала действия тормозной силы:

1 – в точке 1; 2 – в точке 2; 3 – в точке 3; 4 – в точке 4

Во всех рассмотренных случаях перехода на электродинамическое торможение и плавного увеличения тормозной силы в течение 15 с максимальные значения сжимающих сил не превысили допустимого по условию устойчивости груженных вагонов значения 1000 кН [17]. Более того, при начале торможения в точках 1 и 2 они не превысили величины тормозной силы локомотива 741 кН во всем диапазоне возможных в эксплуатации зазорах. При торможении, начиная с точек 3 и 4, и зазорах в связях более 50 мм указанные силы превысили тормозную силу на величину до 11 %. При более плавном увеличении тормозной силы в течение 30 с значения сжимающих сил во всех рассмотренных поездах снижаются и не превышают тормозной силы локомотива. При этом минимальное снижение наблюдается в голове состава и составляет от 1 до 100 кН. В центре и хвосте поезда оно достигает 450 кН и зависит как от точки начала торможения, так и от величины зазоров в связях. Результаты расчетов также показали, что при увеличении зазоров в междвагонных соединениях с 25 до 100 мм в большинстве рассмотренных случаев силы

растяжения, вызванные переломом профиля пути, увеличиваются на величину до 100 кН (кроме случаев начала торможения в точке 1).

Таким образом, в работе рассмотрена возможность перехода поезда на режим электродинамического торможения в различных точках перелома профиля в условиях участка дороги Ангрэн – Пап. Установлено, что в случае плавного торможения в течение 15–30 с при начале действия тормозной силы в любой из рассмотренных точек безопасность движения по условию максимально допустимых продольных сил сжатия не нарушается. Однако с учетом того, что силы электродинамического тормоза недостаточно для поддержания скорости поезда в допустимых пределах, и поэтому приходится периодически использовать пневматические тормоза, рекомендуется осуществлять переход на режим торможения как можно раньше, то есть в точке 1 (см. рисунок 2). При этом следует отметить, что дальнейшее движение поезда по пути с переменным уклоном следует анализировать дополнительно, так как в этом случае переломы профиля приводят к возникновению сжимающих сил, значения которых складывается с силами, вызванными действием электродинамического тормоза в отличие от рассмотренной здесь ситуации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 **Умаров, Х. К.** Увеличение пропускной способности лимитирующего перегона линии Ангрэн – Пап / Х. К. Умаров, Е. С. Свинцов // Известия Петербургского университета путей сообщения. – 2015. – № 2 (43). – С. 84–90.

2 **Умаров, Х. К.** Строительство железнодорожной линии Ангрэн – Пап и ее роль в формировании сети железных дорог Республики Узбекистан / Х. К. Умаров, Е. С. Свинцов // Известия Петербургского университета путей сообщения. – 2014. – № 2 (43). – С. 80–86.

3 **Галай, Э. И.** Оценка работы тормозного оборудования грузовых вагонов на участке Ангрэн – Пап АО «Узбекские железные дороги» / Э. И. Галай, С. Г. Инагамов, А. А. Юлдашов // Механика. Исследования и инновации. – 2020. – Вып. 13. – С. 47–54.

4 **Сахаров, П. А.** Исследование продольных сил в грузовых поездах при движении по переломам продольного профиля пути / П. А. Сахаров // Механика. Исследования и инновации. – 2018. – Вып. 11. – С. 209–219.

5 **Лазарян, В. А.** Исследование неустановившихся режимов движения поездов / В. А. Лазарян. – М. : Трансжелдориздат, 1949. – 133 с.

6 **Лазарян, В. А.** Применение математических машин непрерывного действия к решению задач динамики подвижного состава железных дорог / В. А. Лазарян, С. И. Конашенко. – М. : Трансжелдориздат, 1963. – 219 с.

7 **Блохин, Е. П.** Динамика поезда (нестационарные продольные колебания) / Е. П. Блохин, Л. А. Манашкин. – М. : Транспорт, 1982. – 222 с.

8 **Блохин, Е. П.** Исследование продольной нагруженности длинносоставных грузовых поездов при торможении / Е. П. Блохин, Л. В. Урсуляк, Я. Н. Романюк // Вестник Днепропетровского нац. ун-та ж.-д. тр-та им. академика В. Лазаряна. – 2011. – № 38. – С. 7–16.

- 9 **Вериго, М. Ф.** Динамика вагонов / М. Ф. Вериго. – М. : ВЗИИТ, 1971. – 174 с.
- 10 Вождение поездов : пособие машинисту / Р. Г. Черепашенц [и др]. – М. : Транспорт, 1994. – 304 с.
- 11 **Гребенюк, П. Т.** Продольная динамика поезда : Труды ВНИИЖТ / П. Т. Гребенюк. – М. : Интекст, 2003. – 95 с.
- 12 **Мусаев, Ж. С.** Сравнительный анализ продольной динамики железнодорожных экипажей при переходных режимах / Ж. С. Мусаев, В. Г. Солоненко, Т. М. Дюсенгалиева // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2013. – № 1. – С. 33–37.
- 13 **Varazhun, I.** Determination of longitudinal forces in the cars automatic couplers at train electrodynamic braking / I. Varazhun, A. Shimanovsky, A. Zavarotny // Procedia Engineering. – 2016. – Vol. 134. – P. 415–421.
- 14 **Исламов, А. Р.** Имитационное моделирование движения поезда по сопряженным элементам продольного профиля / А. Р. Исламов // Вестник Уральского гос. ун-та путей сообщения. – 2011. – № 4. – С. 77–82.
- 15 **Пудовиков, О. Е.** Моделирование режима регулировочного торможения длинносоставного поезда / О. Е. Пудовиков, С. А. Муров // Мир транспорта. – 2015. – Т. 13, № 2. – С. 28–31.
- 16 **Языков, В. Н.** Численное моделирование динамики поезда в режиме реального времени / В. Н. Языков // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2015. – № 2. – С. 123–126.
- 17 Правила тяговых расчетов для поездной работы : утв. распоряжением ОАО «РЖД» № 867р от 12.05.2016 г. – М. : ОАО «РЖД», 2016. – 515 с.

P. A. SAKHARAU, A. A. YULDASHOV

Belarusian State University of Transport, Gomel, Belarus

STUDY OF LONGITUDINAL DYNAMICS OF A FREIGHT TRAIN UNDER ELECTRODYNAMIC BRAKING IN CONDITIONS OF THE ANGREN – PAP RAILWAY MOUNTAIN SECTION

The movement of a freight train along a difficult mountainous section of the Uzbek railway named Angren – Pap is considered. Using a computer model developed in the dynamic modeling software MSC.ADAMS, the longitudinal-dynamic interaction of cars during the transition to the electrodynamic braking mode on the descent up to 28 ‰ is considered. The assessment of the longitudinal forces in the train inter-car connections for the trains consisted of 30 to 50 cars is carried out at the beginning of braking at various points of the track profile break and for the gaps in the inter-car connections varying from 25 to 100 mm. It is shown that with a smooth increase in the braking force of the 2OZ-ELR locomotive for 15 s, the longitudinal forces do not exceed the safety value of 1000 kN. With a smooth increase in the braking force to a maximum value within 30 s, a decrease in forces is observed, which on average for all intercar connections is about 30 %.

Keywords: train motion model, longitudinal dynamic force, intercar connection, mountain track profile, electrodynamic braking.

Получено 16.11.2021