



распора или сдвига колес. Поскольку повышение массы поездов способствует росту провозной способности железнодорожных линий и экономии топливно-энергетических ресурсов, вопрос увеличения массы и длины составов в настоящее время особенно актуален. При этом возникает необходимость обеспечения безопасности движения таких поездов. Основным условием безопасности служит поддержание допустимого уровня продольных сил между вагонами при стационарных и нестационарных режимах ведения поезда. Наибольшие силы возникают при переходных процессах, возникающих при смене режимов движения и на переломах продольного профиля пути. Их снижение достигается как путем конструкционного совершенствования вагонов и межвагонных связей, так и обоснованным грамотным формированием составов и управлением движением.

Для решения задачи снижения продольных сил разработана математическая модель движения поезда, особенностью которой стал учет контактного взаимодействия автосцепок. В отличие от моделей, в которых межвагонное соединение описывается одним выражением, она позволяет учитывать силовые характеристики отдельно каждого поглощающего аппарата, зазоры между автосцепками и в их соединениях с тяговыми хомутами. Это повышает точность расчетов и расширяет возможности моделирования. Программная реализация математической модели выполнена в программном комплексе MSC.ADAMS. Модель поезда учитывает взаимодействие абсолютно твердых тел, моделирующих вагоны, на которые наложены связи, допускающие их прямолинейное движение вдоль трассы железнодорожной линии без вертикальных колебаний и угловых перемещений. Отсутствие пространственных колебаний оказывает несущественное влияние на достоверность результатов, но значительно упрощает расчеты. Для повышения точности определения продольных сил  $T$  в автосцепках поезда и возможности учета силовых характеристик поглощающих аппаратов различных типов разработана математическая модель амортизатора, определяемая выражением

$$T = \begin{cases} -\min C_{\text{пр}}, \max C_{\text{нст}}, Q_{\text{н}} \left( \left| \dot{q} \right| \right) |q| \in \left[ \frac{\delta}{2}, \frac{\delta}{2} + q_{\text{max}} \right], q\dot{q} \geq 0; \\ -\min C_{\text{пр}}, \max C_{\text{мин}}, \max \left( \min C_{\text{рст}}, Q_{\text{р}} \left( \left| \dot{q} \right| \right) K_{\text{нр}} \right) |q| \in \left[ \frac{\delta}{2}, \frac{\delta}{2} + q_{\text{max}} \right], q\dot{q} < 0; \\ -P_{\text{max}} - C_{\text{пр}} \left( \left| q \right| - \frac{\delta}{2} - q_{\text{max}} \right) \left| q \right| > \left( \frac{\delta}{2} + q_{\text{max}} \right); \\ 0, \text{ если } |q| < \frac{\delta}{2}, \end{cases} \quad (1)$$

где  $P_{\text{пр}}$  – сила взаимодействия вагонов при отсутствии амортизаторов, Н;  $P_{\text{нст}}$  – силовая характеристика амортизатора при статической нагрузке, Н;  $Q_{\text{н}}$  – силовая характеристика амортизатора при динамической нагрузке, Н;  $q$  – сжатие поглощающего аппарата, м;  $\dot{q}$  – скорость сжатия поглощающего аппарата, м/с;  $\delta$  – зазор в соединении тягового хомута с автосцепкой, м;  $q_{\text{max}}$  – конструкционный ход поглощающего аппарата, м;  $P_{\text{мин}}$  – сила возврата поглощающего аппарата в исходное состояние, Н;  $P_{\text{рст}}$  – силовая характеристика амортизатора при статической разгрузке, Н;  $Q_{\text{р}}$  – силовая характеристика амортизатора при динамической разгрузке, Н;  $C_{\text{пр}}$  – коэффициент продольной жесткости вагона, Н/м;  $K_{\text{нр}}$  – функция перехода от линии нагрузки к линии разгрузки, Н;  $P_{\text{max}}$  – сила закрытия поглощающего аппарата, Н.

Произведена оценка устойчивости движения поездов большой массы и длины по участкам пути неизменной крутизны, а также на переломах продольного профиля. Критерием устойчивости выбрана максимально допустимая сила сжатия, составляющая 500 кН для порожних вагонов и 1000 кН для груженых. Исследовано влияние неоднородности поезда по массе на величину продольных сил при резком и плавном торможении средствами локомотива. Рассмотрены случаи различного формирования составов из 100 вагонов массой от 24 до 100 т. При упруго-вязком взаимодействии вагонов и резком увеличении тормозного воздействия продольные силы в неоднородном поезде превысили соответствующие силы, возникшие в однородном поезде той же массы, на 30 % и более. Наибольшие из них превысили тормозную силу на 60–77 % и возникли при расположении порожних вагонов в первой трети состава. При их расположении в центре поезда максимальные силы возникли во второй четверти состава и достигли 40%-го превышения тормозной силы. Сделан вывод, что наименьшие продольные силы возникают в однородных по массе поездах, а в случае неоднородности – при расположении порожних вагонов в хвосте поезда. В последнем случае уровень продольных сил снижается по всей длине поезда, а между порожними вагонами уменьшается на порядок и более. Последнее обстоятельство имеет большое значение, так как именно порожние

вагоны предрасположены к потере устойчивости при относительно небольших сжимающих силах, особенно при движении в кривых участках пути. Данные выводы подтверждаются в работе [1].

Исследована продольная динамика поездов при плавном увеличении тормозной силы. Как показали результаты расчетов, медленное нарастание тормозной силы локомотива является наиболее значимым фактором снижения продольных сил, возникающих при переходных процессах. В большинстве случаев с увеличением времени роста тормозной силы уменьшаются силы между вагонами поезда. Наименьший уровень продольных сил наблюдается при нарастании тормозной силы в течение периода собственных продольных упругих колебаний поезда и более. В случае однородности состава по массе и жесткости межвагонных связей плавное увеличение тормозной силы в течение периода собственных упругих колебаний поезда способствует тому, что продольные колебания в нем практически не возникают. Это характерно для поездов с линейными силовыми характеристиками амортизаторов и подтверждается в работе [2]. Однако наличие неоднородности в этих же условиях приводит к незначительным колебаниям, пропорциональным степени неоднородности. Также способствуют развитию колебаний нелинейность силовых характеристик поглощающих аппаратов вагонов и зазоры в автосцепках. Определено, что в поезде массой до 10000 т возможные в эксплуатации зазоры до 100 мм могут привести к росту упругих сил действием более 2 с на 15–25 % относительно тормозной силы, а сил ударного характера – на величину до 120 % и более. Наибольшие значения характерны для неоднородных по массе поездов. При этом торможение растянутого поезда с зазорами в связях вызывает волну ударов, амплитуда и длительность которых увеличивается с ростом зазоров и распространяется от головы поезда к его хвосту. При плавном росте тормозной силы ударный характер взаимодействия вагонов сохраняется, но при меньшем уровне продольных сил.

Произведены расчеты, позволяющие оценить устойчивость движения поездов через переломы продольного профиля пути. При движении неоднородного по массе поезда через перелом продольного профиля пути в режиме выбега наибольшие продольные силы возникают в тех случаях, когда порожние вагоны располагаются в голове или центре поезда. Их расположение хвостовой части способствует значительному снижению продольных сил во всех межвагонных соединениях, а наиболее существенному – между порожними вагонами. В поездах большой массы и длины расположение порожних вагонов в центре поезда недопустимо. Как показали расчеты, при движении поезда массой более 6000 т в режиме выбега через положительный перелом профиля до 17 ‰ на расположенные в центре состава порожние вагоны могут действовать продольные сжимающие силы величиной 300–500 кН, способные привести к выжиманию вагонов с рельсовой колеи. В этом случае использование тормозных средств локомотива недопустимо, так как приведет к еще большему увеличению сжимающих сил и нарушению устойчивости движения.

Таким образом, представленные результаты исследований показали необходимость расположения порожних вагонов в хвосте состава, что особенно важно для поездов большой массы и длины.

#### Список литературы

- 1 Шимановский, А. О. Моделирование продольной динамики поезда в среде программного комплекса MSC.ADAMS / А. О. Шимановский, П. А. Сахаров, А. В. Коваленко // Актуальные вопросы машиноведения. – 2018. – № 7. – С. 75–78.
- 2 Сахаров, П. А. Оценка влияния характеристик межвагонных связей в поезде на величину продольных сил при электрическом торможении / П. А. Сахаров, А. О. Шимановский // Механика. Исследования и инновации. – 2019. – № 12. – С. 171–181.

УДК 629.4.01

### ОЦЕНКА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ МЕЖВАГОННОГО БЕЗАЗОРНОГО СЦЕПНОГО УСТРОЙСТВА БСУ-ТМ136 ТМ136.00.00.000 (ИСПОЛНЕНИЙ -13 и -14) ПРОИЗВОДСТВА ОБЩЕСТВА С ОГРАНИЧЕННОЙ ОТВЕТСТВЕННОСТЬЮ «ТРАНСПОРТНАЯ ТЕХНИКА»

*Е. В. СОРОКИНА, Н. С. ПИСКАРЕВ*

*АО НО «Тверской институт вагоностроения», Российская Федерация*

Современный рынок пассажирских перевозок выдвигает новые требования к скоростям движения, комфортности и безопасности отечественного подвижного состава. Одной из тенденций совершенствования межвагонных связей пассажирского подвижного состава в России и за рубежом является применение безазорных сцепных устройств.