

УДК 629.4.015:004.94

П. А. САХАРОВ

Белорусский государственный университет транспорта, Гомель, Беларусь

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ МЕТОД ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОДОЛЬНОЙ ДИНАМИКИ ПОЕЗДА

Предложена модель продольной динамики поезда, учитывающая контактное взаимодействие автосцепок и реализованная в программном комплексе MSC.ADAMS. Разработанная модель позволяет учитывать упруго-диссипативные свойства каждого поглощающего аппарата вагонов, моделировать ситуации их заклинивания, учитывать зазоры между автосцепками и в соединениях с тяговыми хомутами, обеспечивая начальные параметры сжатого или растянутого поезда. Для повышения точности расчетов предложен расчетно-экспериментальный метод идентификации силовых характеристик поглощающих аппаратов, позволяющий на основании результатов динамических и статических испытаний амортизаторов разрабатывать их математические модели. Показано, что предлагаемое приведение расчетных выражений к унифицированному виду упрощает алгоритм численной реализации. Представлено сравнение результатов расчета динамического взаимодействия вагонов, выполненного по разработанной модели, с экспериментальными данными, которое показало высокую точность результатов моделирования.

Ключевые слова: моделирование движения поезда, продольная сила, поглощающий аппарат, унифицированная модель.

Планомерная работа по увеличению массы и длины поездов ведется во многих странах с развитой инфраструктурой железных дорог и направлена на повышение эффективности грузоперевозок [1], что позволяет увеличить провозную способность железнодорожных линий и значительно снизить себестоимость перевозок [2]. С ростом массы и длины поезда увеличивается его продольно-динамическая нагруженность и снижается устойчивость движения. Максимальные силы возникают при неустановившихся режимах движения: в период трогания с места, при торможении, следовании по сложному участку профиля пути. Обеспечение безопасности движения в современных условиях требует внедрения научно обоснованных мероприятий, позволяющих снизить уровень продольных сил в межвагонных соединениях. Поэтому исследование переходных процессов, сопровождающих динамическое взаимодействие вагонов, актуально. Требуется оценка влияния различных конструкционных и эксплуатационных факторов на продольную динамику поездов большой массы и длины, определение наиболее значимых из них и выработка рекомендаций по обеспечению безопасности движения.

Повысить устойчивость движения поездов можно путем совершенствования конструкций узлов экипажной части вагонов, в частности автосцеп-

ных устройств, характеристики поглощающих аппаратов которых и зазоры в связях оказывают существенное влияние на продольную динамику поезда.

В настоящее время большое внимание уделяется совершенствованию конструкции и улучшению силовых характеристик поглощающих аппаратов. Возможные их варианты, позволяющие существенно повысить энергоемкость амортизаторов и обеспечить безопасность соударения вагонов в тяжелом движении, рассмотрены в работах [3, 4]. В [3] приведены результаты исследований по модернизации силовых характеристик эластомерного и пружинно-фрикционного аппаратов на примере моделей АПЭ-120-И и ПМК-110-А. Сделан вывод о возможности повышения энергоемкости путем увеличения усилия закрытия поглощающих аппаратов, а также силы вязкого трения при протекании эластомера между камерами. В работе [4] рассмотрена модернизация серийно выпускаемого пружинно-фрикционного поглощающего аппарата путем замены пружинного комплекта эластомерным амортизатором. Характеристики опытных образцов, полученные при стендовых соударениях, показали увеличение номинальной энергоемкости с 65 до 110 кДж при коэффициенте необратимого поглощения энергии до 0,9. Акцентируется внимание на очевидном преимуществе комбинированных поглощающих аппаратов в сравнении с серийными фрикционными.

Вопрос совершенствования амортизаторов находит широкое распространение в связи с тем, что подавляющая часть подвижного состава оборудована фрикционными поглощающими аппаратами и их замена требует значительных капитальных вложений. Экономически более целесообразно проводить модернизацию таких аппаратов, улучшая их эксплуатационные характеристики. Авторами работ [5, 6] предложен один из путей модернизации амортизаторов – замена клинового распора серийных фрикционных амортизаторов упругим распорным устройством. Показано, что такая замена приводит к снижению продольных нагрузок, повышению эффективности работы аппаратов при маневровых соударениях и переходных режимах движения, снижению вероятности параметрического отказа на 60 %. Результаты теоретических и экспериментальных исследований усовершенствованных конструкций поглощающих аппаратов позволяют рекомендовать их к широкому внедрению на железнодорожном подвижном составе [5].

Влияние силовых характеристик амортизаторов удара на продольную динамику грузовых поездов при переходных режимах движения рассмотрено в работах [7–9]. Результаты моделирования движения однородных и неоднородных поездов при трогании с места и экстренном торможении представлены в статье [7]. Приводится сравнительная оценка возникающих при неустановившихся режимах продольных сил в составе, оборудованном пружинно-фрикционными и фрикционно-полимерными поглощающими аппаратами. Сделан вывод, что при использовании последних уровень сил в межвагонных соединениях снижается в среднем на 10–20 %. В работе [8]

рассмотрено влияние силы начальной затяжки поглощающего аппарата на величину продольных ускорений в поезде. Установлено, что уменьшение силы начальной затяжки способствует снижению частоты и амплитуды продольных колебаний вагонов. В диссертационной работе [9] отмечается, что с уменьшением начальной затяжки увеличивается вероятность возникновения малых сил (100–800 кН). Также вследствие снижения энергоемкости повышается вероятность возникновения значительных сил более 2,5 МН на наиболее нагруженных режимах.

Влияние зазоров в межвагонных соединениях, а также жесткости и демпфирования поглощающих аппаратов на величину продольных сил при торможении рассмотрено в работе [10]. Показано, что увеличение зазоров в автосцепках вызывает существенный рост сил растяжения и незначительный – сжатия. Также отмечается снижение сжимающих и рост растягивающих сил при увеличении скорости начала торможения. Число вагонов, испытывающих растягивающие силы, при этом возрастает. Приведенные в [11] результаты расчетов подтверждают зависимость продольных сил в межвагонных соединениях от коэффициентов жесткости и демпфирования буферов вагонов. При торможении поезда данные параметры оказывают значительное влияние на величину и распределение сил растяжения по длине состава, возникающих при оттяжке. Изменение сжимающих сил при этом незначительно. Совместная работа буферов и поглощающих аппаратов автосцепок, а также ограничителей хода буферов на величину и характер изменения продольных сил при соударении вагонов рассмотрена в работе [12]. Сделан вывод о возможности оценки с помощью модели уровня максимальных сил при соударениях транспортных средств.

Современные средства моделирования динамических процессов позволяют детально исследовать воздействие различных факторов на устойчивость движения поездов. Вопросы моделирования поглощающих аппаратов и их влияния на продольную динамику поезда рассмотрены во многих научных работах. Для получения достоверных результатов требуется обоснованное математическое описание модели движения поезда и, в частности, силовых характеристик амортизаторов. Корректное математическое описание свойств амортизаторов, оказывающих существенное влияние на продольно-динамическое взаимодействие вагонов, служит предпосылкой к получению результатов, подтверждаемых на практике. Так, уточнение математических моделей современных поглощающих аппаратов различных типов, рассмотренное в работе [13], позволило расчетным путем определить силы взаимодействия вагонов при различных переходных режимах движения поезда, отклонение которых от экспериментальных данных не превысило 10 % по максимальной силе и 5 % по максимальному ходу.

Таким образом, одним из путей повышения достоверности моделирования является более детальная проработка математического описания процес-

сов взаимодействия вагонов. Целью представленной работы является повышение точности моделирования продольной динамики поезда за счет детализации работы его межвагонных соединений и учета экспериментальных характеристик поглощающих аппаратов.

В ходе исследования принято решение учитывать контактное взаимодействие автосцепных устройств, их массы и взаимные перемещения. Такой подход позволяет максимально приблизить разрабатываемую модель к объекту моделирования, обеспечивает возможность исследовать продольную динамику поезда при существенно отличающихся характеристиках поглощающих аппаратов смежных вагонов и упрощает их математическое описание. Последнее утверждение справедливо по той причине, что независимая идентификация характеристик каждого амортизатора, необходимая для разрабатываемой модели, доступнее и проще межвагонного соединения в целом.

На рисунке 1 представлена схема сил, действующих на движущийся по произвольному участку пути вагон и его автосцепки.

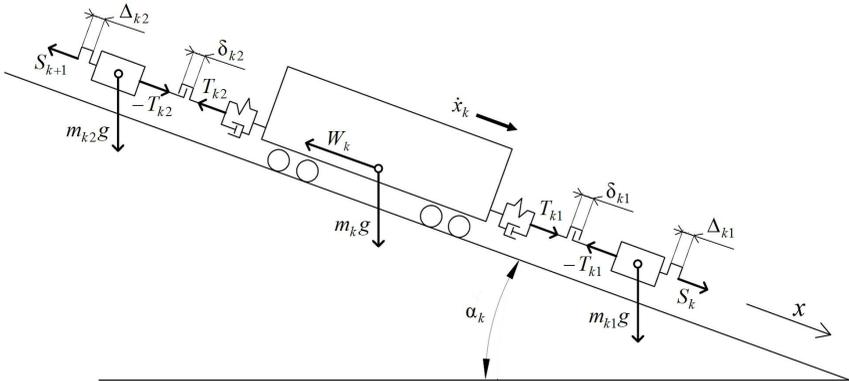


Рисунок 1 – Схема сил, действующих на вагон и автосцепки k -го вагона

При определении перемещений x_k , скоростей \dot{x}_k и ускорений \ddot{x}_k k -го вагона модель учитывает свободное перемещение узлов автосцепных устройств, вызванное наличием зазоров в соединениях автосцепок с поглощающими аппаратами δ_{k1} , δ_{k2} , а также между автосцепками Δ_{k1} , Δ_{k2} . Для упрощения расчетного выражения число локомотивов в математической модели ограничено одной секцией. В действительности в голове грузовых поездов, как правило, располагается несколько (две и более) секций локомотива, что можно учесть в модели добавлением соответствующего количества дифференциальных уравнений. С учетом вышесказанного и в соответствии с представленной схемой система дифференциальных уравнений, описывающих движение поезда с составом из n вагонов, имеет вид

$$\left. \begin{cases} m_l \ddot{x}_l + T_l - m_l g \sin \alpha_l + W_l + B - F = 0; \\ m_{l2} \ddot{x}_{l2} - T_l + S_1 - m_{l2} g \sin \alpha_l = 0; \\ m_{k1} \ddot{x}_{k1} + T_{k1} - S_k - m_{k1} g \sin \alpha_k = 0; \\ m_k \ddot{x}_k - T_{k1} + T_{k2} + W_k - m_k g \sin \alpha_k = 0; \\ m_{k2} \ddot{x}_{k2} - T_{k2} + S_{k+1} - m_{k2} g \sin \alpha_k = 0; \\ m_{n1} \ddot{x}_{n1} + T_{n1} - S_n - m_{n1} g \sin \alpha_n = 0; \\ m_n \ddot{x}_n - T_{n1} + W_n - m_n g \sin \alpha_n = 0, \end{cases} \right\} k = 1, 2, \dots, n-1; \quad (1)$$

где m_l – масса локомотива; \ddot{x}_l – ускорение локомотива; T_l – сила, возникающая в поглощающем аппарате локомотива; g – ускорение свободного падения; α_l – уклон пути, по которому движется локомотив; W_l – силы сопротивления движению локомотива; B – сила торможения локомотива; F – сила тяги локомотива; m_{l2} – масса автосцепки локомотива; \ddot{x}_{l2} – ускорение автосцепки локомотива; S_k – сила, действующая на автосцепку k -го вагона; m_{k1} , m_{k2} – масса первой и второй по ходу движения автосцепки k -го вагона соответственно; \ddot{x}_{k1} , \ddot{x}_{k2} – ускорение первой и второй по ходу движения автосцепки k -го вагона соответственно; T_{k1} , T_{k2} – сила, возникающая в первом по ходу движения поглощающем аппарате k -го вагона соответственно; α_k – уклон пути, по которому движется k -й вагон; m_k – масса k -го вагона; \ddot{x}_k – ускорение k -го вагона; W_k – силы сопротивления движению k -го вагона.

Значения сил основного сопротивления движению локомотива и вагонов определяются в соответствии с правилами тяговых расчетов [14].

Для реализации математической модели движения поезда использован программный пакет MSC.ADAMS. Локомотив и вагоны поезда представлены в виде абсолютно твердых тел, имеющих форму параллелепипеда. Произведена параметризация их геометрических размеров, положения в составе поезда, массы, начальной скорости движения. Модель автосцепного устройства межвагонного соединения, представленная на рисунке 2, построена с помощью вкладок «Sphere», «Link», «Cylinder». Сферы 1, 7 моделируют поглощающие аппараты и имеют возможность перемещаться относительно экипажа только в осевом направлении. Связанные с ними шарнирной связью стержни 2, 6, моделирующие автосцепки, имеют возможность поворачиваться относительно сфер в горизонтальной и вертикальной плоскости. Такая конструкция обеспечивает прохождение кривых участков пути, обеспечиваемого на практике поворотом автосцепки относительно клина тягового хомута. Угол поворота автосцепки в горизонтальной плоскости относительно оси вагона может достигать значения более 10° . На автосцепки наложена геометрическая связь, обеспечивающая параллельность их движения. Относительное продольное перемещение автосцепок ограничено тремя цилиндрами, два из которых жест-

ко связаны с одной из автосцепок, а третий – с другой. Между цилиндрами реализовано контактное взаимодействие. Зазор между поверхностями цилиндров моделирует зазор между автосцепками и задается отдельно для каждого межвагонного соединения поезда. Также особенностью модели является возможность задания любых положений цилиндра 4 (см. рисунок 2), что позволяет моделировать ситуации сжатого и растянутого поезда.

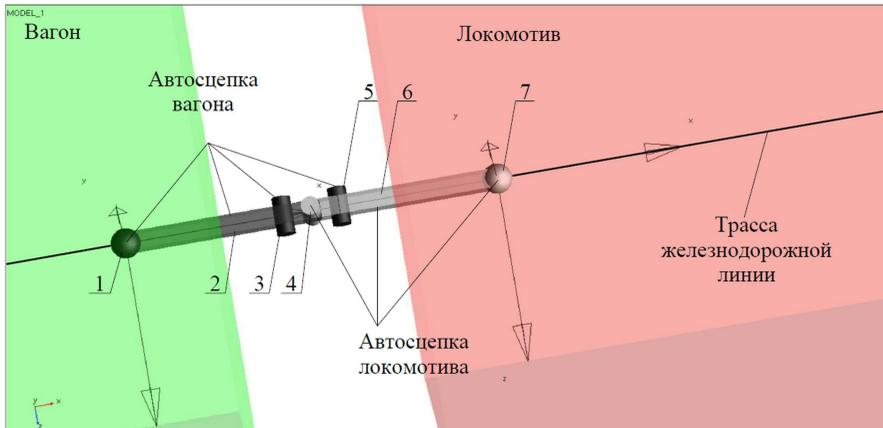


Рисунок 2 – Модель автосцепного устройства:

1 – сфера, моделирующая поглощающий аппарат вагона; 2 – стержень, соответствующий автосцепке вагона; 3 – цилиндр, ограничивающий ход автосцепки локомотива слева; 4 – цилиндр автосцепки локомотива; 5 – цилиндр, ограничивающий ход автосцепки локомотива справа; 6 – стержень, соответствующий автосцепке локомотива; 7 – сфера, моделирующая поглощающий аппарат локомотива

Повышение точности моделирования движения поезда достигается за счет корректного математического описания его поглощающих аппаратов. Предлагается использовать в расчетах выражение, учитывающее зазоры в связях автосцепок с тяговыми хомутами, конструкционный ход и силу закрытия поглощающих аппаратов, их динамические и статические силовые характеристики, жесткость вагонов. Такое выражение имеет вид

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

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

Значение P_{min} согласно [15] должно быть не менее 10 кН, а P_{max} – не более 3 МН. Сила взаимодействия вагонов при отсутствии амортизаторов определяется по выражению

$$P_{\text{пр}} = C_{\text{пр}} \left(|q| - \frac{\delta}{2} \right) + K_{\text{д}} \dot{q}, \quad (3)$$

где $K_{\text{д}}$ – коэффициент демпфирования, способствующий гашению высокочастотных колебаний; может быть принят $K = 10$ кН·с/м.

Функция перехода от линии нагрузки к линии разгрузки

$$K_{\text{пр}} = Q_{\text{н}} - K |\dot{q}|, \quad (4)$$

где K – коэффициент демпфирования, обеспечивающий переход от линии нагрузки к линии разгрузки аппарата; принимается в зависимости от особенностей работы аппарата и может составлять $K = 1 \dots 10$ МН·с/м.

Коэффициент продольной жесткости вагонов согласно [16] определяется по формуле

$$C_{\text{пр}} = \frac{EF}{l}, \quad (5)$$

где E – модуль упругости хребтовой балки; F – площадь поперечного сечения хребтовой балки; l – длина вагона по осям сцепления автосцепок.

Наибольшую сложность вызывает определение функциональных зависимостей силовых характеристик поглощающих аппаратов при нагрузке $Q_{\text{н}}$ и разгрузке $Q_{\text{р}}$. Ученые используют различные подходы к нахождению математического описания моделей межвагонных соединений и виду расчетных выражений. Ряд их них представлен в работах [17, 18]. Предлагается унифицировать процесс идентификации математического описания работы амортизаторов на основании экспериментальных данных, получаемых при динамических и статических испытаниях аппаратов.

Построение модели осуществляется в три этапа. На первом этапе производится создание расчетных моделей, воспроизводящих испытания поглощающего аппарата. Методика испытаний поглощающих аппаратов предполагает получение зависимостей силы от сжатия амортизатора при различных начальных скоростях сжатия [19]. Таким образом, в совокупности эти харак-

теристики учитывают зависимость силы от сжатия аппарата и от скорости сжатия. На основании экспериментальных силовых характеристик строятся линии нагрузки и разгрузки аппарата отдельно для каждого испытания с использованием линейного или кубического сплайна. Искомые функциональные зависимости могут определяться отдельно или рассчитываться автоматически в используемой программе динамического моделирования на основании узловых точек $A_{i(j)}$ сплайна. Схема сплайн-интерполяции силовых характеристик амортизатора сплайном третьего порядка представлена на рисунке 3.

Математическое описание силовой характеристики представленного на схеме поглощающего аппарата, соответствующее определенному значению начальной скорости сжатия аппарата, определяется выражением

$$T = \begin{cases} P_i(q), & i = 1, 2, \dots, n-1, \text{ если } q\dot{q} > 0; \\ P_j(q), & j = 1, 2, \dots, m-1, \text{ если } q\dot{q} < 0, \end{cases} \quad (6)$$

где $P_i(q)$, $P_j(q)$ – аппроксимирующие многочлены линий нагрузки и разгрузки.

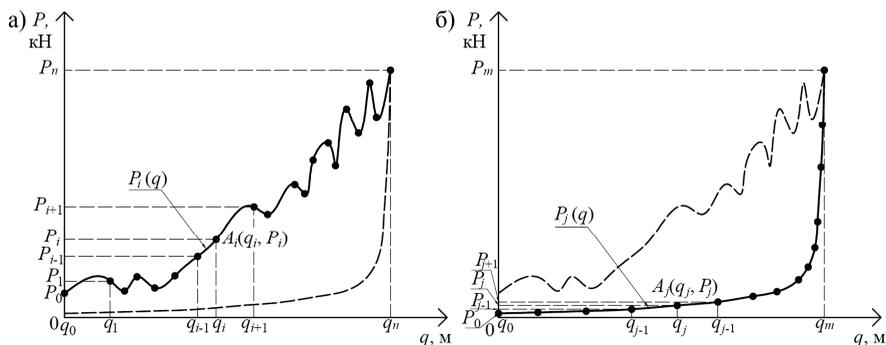


Рисунок 3 – Схема сплайн-интерполяции линии нагрузки (а) и линии разгрузки (б) силовой характеристики поглощающего аппарата

На следующем этапе осуществляется моделирование процесса испытаний, в результате которого по исходным зависимостям силы сжатия амортизатора от величины сжатия определяются соответствующие значения скоростей сжатия. При этом с использованием системы (1) воссоздается процесс соударения вагонов или испытания на специализированном оборудовании. Результаты моделирования оформляются по образцу таблицы 1 и представляют собой набор расчетных данных из N строк. Значения в каждой строке соответствуют точке трехмерной фигуры, отражающей зависимость силы сжатия поглощающего аппарата от величины и скорости сжатия амортизатора.

На заключительном этапе построения унифицированной модели поглощающего аппарата осуществляется регрессионный анализ, в ходе которого определяются зависимости силы сжатия амортизатора от переменных q и \dot{q} для линии нагрузки Q_n и линии разгрузки Q_p . Целесообразно искомые зависимости определять в виде аппроксимирующего многочлена

$$Q(q, \dot{q}) = \sum_{i=0}^m C_i \varphi_i(q, \dot{q}), \quad (7)$$

где C_i – i -й постоянный коэффициент; $\varphi_i(q, \dot{q})$ – i -я аппроксимирующая функция; m – общее число аппроксимирующих функций, входящих в многочлен.

Таблица 1 – Расчетные данные для построения регрессионной модели амортизатора

№ расчета	Сжатие аппарата q , м	Скорость сжатия \dot{q} , м/с	Сила сжатия P , кН
1	q_1	\dot{q}_1	P_1
2	q_2	\dot{q}_2	P_2
...
i	q_i	\dot{q}_i	P_i
...
N	q_N	\dot{q}_N	P_N

Количество и вид аппроксимирующих функций может выбираться отдельно для каждого типа амортизаторов в зависимости от функциональной взаимосвязи силы от величины и скорости сжатия. Имеет смысл при регрессионном анализе использовать аппроксимирующие функции одного вида, что позволит унифицировать расчетную модель. В этом случае для изменения характеристик амортизатора, учитываемого моделью, будет достаточным ввести необходимые параметры в исходное расчетное выражение. Такая унификация существенно упрощает программную реализацию модели.

В соответствии с представленной методикой определены функциональные зависимости силовых характеристик поглощающих аппаратов ГА-500, АВК-120П, ПМКП-110. В качестве примера рассмотрена модель фрикционного поглощающего аппарата АВК-120П. Ее математическое описание, полученное на основании результатов экспериментальных исследований, которые представлены в работе [20, с. 14], имеет вид

$$Q_n(q, \dot{q}) = 70330q^{1.5} + 150|\dot{q}| + 2196q|\dot{q}|^2 + 2135 \frac{q}{e^{|\dot{q}|^3}}; \quad (8)$$

$$Q_p(q, \dot{q}) = -60101q^4 + 47|\dot{q}| - 5891q|\dot{q}| + 7084 \frac{q}{e^{|\dot{q}|}}. \quad (9)$$

Коэффициент детерминации R^2 полученных выражений составил соответственно 0,998 и 0,987. Динамические силовые характеристики рассмотренного поглощающего аппарата, полученные на основании экспериментальных исследований и расчетным путем при различных начальных скоростях соударения v_n , представлены на рисунке 4. Результаты вычислений демонстрируют высокую сходимость с результатами натуральных испытаний. Аналогичная точность наблюдаются при моделировании других поглощающих аппаратов.

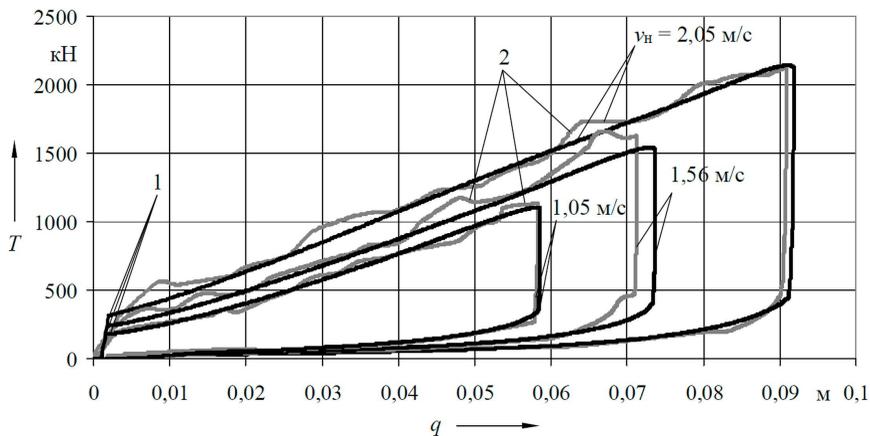


Рисунок 4 – Динамические силовые характеристики поглощающего аппарата АВК-120П, полученные экспериментальным путем [20, с. 14] и с помощью унифицированной модели:

1 – расчетные силовые характеристики; 2 – экспериментальные силовые характеристики

Для проверки адекватности разработанной модели произведено сравнение результатов моделирования продольной динамики поезда при трогании с места с результатами, полученными в ходе экспериментальных исследований и представленными в работе [21, с. 108]. Результаты оценки адекватности представлены на рисунке 5 и показывают высокую сходимость опытных и расчетных данных. Наибольшее отклонение составляет 15 % и объясняется расхождением принятых для моделирования и при экспериментальных исследованиях начальных условий, таких как величина зазоров и их распределение в момент трогания, скорость нарастания силы тяги.

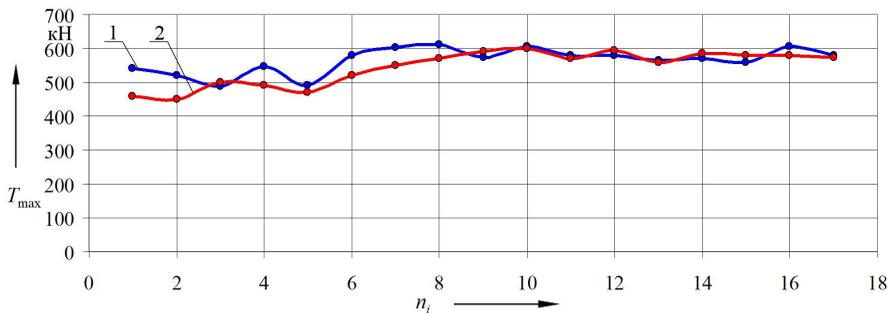


Рисунок 5 – Графики распределения наибольших продольных сил растяжения T_{\max} в междвагонных соединениях поезда n_i при трогании с места:

1 – результаты расчета; 2 – экспериментальные данные

Проведена сравнительная оценка результатов моделирования, которые получены с помощью предложенной модели, учитывающей контактное взаимодействие автосцепок, и без его учета. Рассмотрено электрическое торможение поезда с составом из 100 вагонов массой по 80 т на площадке при тормозной силе 500 кН, нарастающей в течение 3 с. Коэффициент жесткости поглощающих аппаратов принят 40 МН/м, а межвагонного соединения – 20 МН/м. При зазорах 65 мм в момент начала торможения поезд сжат наполовину. Результаты моделирования представлены на рисунке 6.

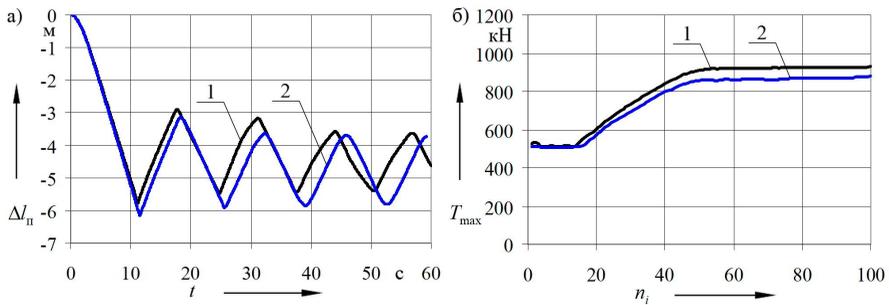


Рисунок 6 – Графики изменения длины поезда ΔL_n (а) и распределения наибольших продольных сил сжатия T_{max} в межвагонных соединениях поезда n_i (б) при электрическом торможении:

1 – модель, не учитывающая автосцепки; 2 – модель, учитывающая автосцепки

Отметим некоторое снижение (до 7 %) максимальных продольных сил и увеличение амплитуды продольных упругих колебаний поезда при моделировании с помощью модели, учитывающей автосцепки. Это связано с учетом контактного взаимодействия автосцепок, выполняющих роль дополнительного упругого звена между вагонами. Тем самым повышается точность результатов моделирования.

Таким образом, разработанная модель обеспечивает новые возможности в области исследования продольной динамики поездов. Она позволяет оценивать динамическое взаимодействие вагонов при отличающихся характеристиках амортизаторов, их неоднородности по массе и длине, величине зазоров в связях, заклинивании отдельных поглощающих аппаратов. Параметризация контактного взаимодействия автосцепок обеспечивает возможность моделирования ситуации сжатого или растянутого поезда. Использование унифицированных расчетно-экспериментальных моделей поглощающих аппаратов позволяет повысить достоверность результатов моделирования их работы на подвижном составе, а на стадии проектирования амортизаторов – прогнозировать их влияние на продольно-динамическое взаимодействие вагонов. Унификация математического описания амортизаторов дает возможность учета различных силовых характеристик без существенного усложнения модели. Важным достоинством в построении унифицированной модели является отсут-

стве необходимости проведения каких-либо дополнительных экспериментальных исследований поглощающих аппаратов, кроме регламентированных нормативной документацией динамических и статических испытаний.

Полученные результаты можно использовать при моделировании продольно-динамического взаимодействия вагонов, оценке качества работы существующих поглощающих аппаратов или ее прогнозирования на стадии проектирования, выработке алгоритмов обоснованного управления поездом.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 **Кузьмина, Н. А.** Исследование влияния движения поездов повышенной массы и длины как элемента увеличения эффективности перевозочного процесса / Н. А. Кузьмина // Евразийское научное объединение. – 2020. – № 1-1. – С. 45–50.

2 **Бондаренко, О. А.** Вопросы развития тяжеловесного движения грузовых поездов / О. А. Бондаренко // Наука и образование транспорту. – 2016. – № 1. – С. 91–93.

3 **Котуранов, В. А.** Повышение энергоемкости поглощающих аппаратов грузовых вагонов / В. А. Котуранов // Транспорт Российской Федерации. – 2013. – № 5. – С. 40–42.

4 Повышение эффективности комбинированных фрикционных поглощающих аппаратов на базе ПМК-110А / Б. Г. Кеглин [и др.] // Наука и прогресс транспорта. Вестник Днепропетровского нац. ун-та ж.-д. трансп. им. академика В. Лазаряна. – 2004. – № 5. – С. 85–95.

5 Исследование продольной нагруженности грузовых вагонов, оснащенных фрикционными поглощающими аппаратами нового исполнения, при переходных режимах движения поезда / А. С. Васильев [и др.] // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2014. – № 1. – С. 12–17.

6 **Васильев, А. С.** Экспериментальные исследования современных фрикционных амортизаторов удара подвижного состава железных дорог / А. С. Васильев, А. П. Болдырев // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2013. – Т. 15. – № 4-2. – С. 507–510.

7 **Науменко, Н. Е.** Оценка влияния силовых характеристик перспективных поглощающих аппаратов на динамику грузового поезда при нестационарных режимах движения / Н. Е. Науменко, И. Ю. Хижа, А. А. Никитченко // Техническая механика. – 2009. – № 2. – С. 27–31.

8 **Belyaev, V. I.** Standards and new design of absorbing devices for automatic SA-3 couplers / V. I. Belyaev // Rail Technology Review. – 2013. – Vol. 53, No. 3–4. – P. 43–46.

9 **Болдырев, А. П.** Научные основы совершенствования поглощающих аппаратов автосцепки : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.22.07 / А. П. Болдырев; Брянский гос. техн. ун-т. – СПб., 2006. – 40 с.

10 **Mohammadi, S.** Effects of the change in autocoupler parameters on in-train longitudinal forces during brake application / S. Mohammadi, R. Serajian // Mechanics & Industry. – 2015. – Vol. 16, No. 2. – P. 1–13.

11 **Crăciun, C. I.** Longitudinal dynamic force distribution for different hysteretic buffer characteristics / C. I. Crăciun, C. Cruceanu // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. – 2018. – Vol. 444, Is. 4. – Paper 042003. – 10 p.

12 Modeling the buffers hysteretic behavior for evaluation of longitudinal dynamic in-train forces / C. Craciun [et al.] // Proceedings of the Annual Symposium of the Institute of Solid Mechanics and Session of the Commission of Acoustics, the XXIIIth SISOM 2012, Bucharest 30–31 may 2012. – 2012. – P. 212–217.

13 **Гуров, А. М.** Оценка влияния параметров современных амортизаторов удара на продольную динамику поезда : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 01.02.06 / А. М. Гуров ; Орловский гос. техн. ун-т. – Орел, 2007. – 23 с.

14 Правила тяговых расчетов для поездной работы : утв. распоряжением ОАО «РЖД» № 867р от 12.05.2016 г. – М. : ОАО «РЖД», 2016. – 515 с.

15 Аппараты поглощающие сцепных и автосцепных устройств железнодорожно-го подвижного состава. Технические требования и правила приемки : ГОСТ 32913–2014. – Введ. 2015.06.01. – М. : Стандартинформ, 2015. – 9 с.

16 **Вершинский, С. В.** Динамика вагона : учеб. для вузов ж.-д. трансп. / С. В. Вершинский, В. Н. Данилов, В. Д. Хусидов ; под ред. С. В. Вершинского. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Транспорт, 1991. – 360 с.

17 A review of dynamics modelling of friction draft gear / Q. Wu [et al.] // Vehicle System Dynamics. – 2014. – Vol. 52, No. 6. – P. 733–758.

18 **Shimanovsky, A. O.** Research of the modern absorbing apparatus power characteristics influence on the freight train inter-car forces / A. O. Shimanovsky, P. A. Sakharau, M. G. Kuzniatsova // IOP Conference Series : Materials Science and Engineering. – 2020. – Vol. 985. – Paper 012027. – 7 p.

19 Детали и сборочные единицы сцепных и автосцепных устройств железнодорожного подвижного состава. Методы испытаний : ГОСТ 34450–2018. – Введ. РБ 01.03.20. – М. : Стандартинформ, 2019. – 32 с.

20 **Васильев, А. С.** Повышение эффективности фрикционных поглощающих аппаратов автосцепки за счет применения эластомерных распорных узлов: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07 / А. С. Васильев; Брянский гос. техн. ун-т. – Брянск, 2013. – 19 с.

21 **Блохин, Е. П.** Динамика поезда: Нестационарные продольные колебания / Е. П. Блохин, Л. А. Манашкин. – М. : Транспорт, 1982. – 222 с.

P. A. SAKHARAU

Belarusian State University of Transport, Gomel, Belarus

CALCULATION AND EXPERIMENTAL METHOD FOR TRAIN LONGITUDINAL DYNAMICS RESEARCH

A model of the train longitudinal dynamics implemented in the MSC.ADAMS software package is proposed and it takes into account the contact interaction of automatic couplings. The developed model makes it possible to take into account the elastic-dissipative properties of each draft gear of the cars, to simulate the situations of their jamming, to take into account the gaps between automatic couplings and in the joints with traction clamps, providing the initial parameters of a compressed or stretched train. To improve the accuracy of calculations, a computational-experimental method for identifying the power characteristics of damper device is proposed. It allows to develop their mathematical models based on the results of dynamic and static tests of shock absorbers. It is shown that the proposed reduction of the calculated expressions to a unified form simplifies the algorithm for numerical implementation. There is presented a comparison of the results of the cars dynamic interaction calculating, performed according to the developed model, with experimental data, which showed the high accuracy of the simulation results.

Key words: train motion simulation, longitudinal force, damper device, unified model.

Получено 07.11.2020