

УДК 629.4.016.12:004.94

А.О. ШИМАНОВСКИЙ, д-р техн. наук, проф.
заведующий кафедрой «Техническая физика и теоретическая механика»¹
E-mail: tm.belsut@gmail.com

П.А. САХАРОВ
аспирант кафедры «Техническая физика и теоретическая механика»¹
E-mail: sahpa@mail.ru

¹Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель, Республика Беларусь

Поступила в редакцию 20.05.2019.

ВЛИЯНИЕ ЗАЗОРОВ В АВТОСЦЕПНЫХ УСТРОЙСТВАХ НА ПРОДОЛЬНЫЕ СИЛЫ В МЕЖВАГОННЫХ СОЕДИНЕНИЯХ ОДНОРОДНОГО ПОЕЗДА

Выполнено компьютерное моделирование переходных процессов, происходящих в межвагонных соединениях поезда при трогании с места, переходе в режим холостого хода и электродинамического торможения локомотивом на прямом горизонтальном участке пути. Изучено влияние зазоров в автосцепных устройствах однородных поездов на возникающие между вагонами максимальные силы и характер их действия. Представлены графики изменения максимальных сил в поезде при переходных процессах и их распределение по длине поезда. Показано, что увеличение зазоров приводит к росту значений ударных сил и времени их действия. Демонстрируется необходимость плавного изменения сил тяги и торможения при управлении поездом, позволяющего снизить продольные силы до значений, обеспечивающих безопасность движения.

Ключевые слова: продольная сила, зазор в автосцепке, однородный поезд, тяга, торможение

Железнодорожный транспорт играет важную роль в экономике многих государств. Так, на долю железных дорог приходится более 30 % всего грузооборота Республики Беларусь [1]. Развитие железных дорог требует разработки подходов к снижению потребления топливно-энергетических ресурсов, которое связано с обоснованием методик формирования и ведения поездов при использовании современных локомотивов. Одним из наиболее значимых мероприятий для экономии электрической энергии является применение рекуперативного торможения при движении поездов большой массы и длины. Управление движением таких поездов связано с рядом сложностей, связанных с необходимостью контроля значений максимальных продольных сил, возникающих в межвагонных соединениях, которые влияют на безопасность движения. При возникновении больших сжимающих сил возможно выжимание и сход вагонов, особенно порожних, при движении в кривых участках пути. Растягивающие силы могут стать причиной разрыва автосцепки вследствие наличия зазоров в упругих устройствах, способствующих росту динамических воздействий при переходных режимах движения.

Железнодорожный поезд представляет собой систему с большим числом степеней свободы, поэтому при исследовании соответствующих ему

механических систем применяется компьютерное моделирование. Согласно [2] при условии использования в расчетах достоверных механических характеристик поезда, профиля и плана пути, а также данных о распределении зазоров в упругих к началу переходных процессов, полученное расчетным путем распределение максимальных продольных сил вдоль состава достаточно хорошо согласуется с экспериментальными данными.

Наибольшие динамические силы в автосцепных устройствах возникают во время переходных процессов при трогании поезда с места, изменении режима его движения или уклона профиля пути. Особенно важно данные силы принимать во внимание при ведении поездов большой массы и длины по сложному профилю пути. Так, при движении однородного состава массой 10 000 т в режиме выбега через перелом профиля с разностью уклонов 13 ‰ максимальные продольные силы в автосцепках могут достигать 320 кН. В неоднородных поездах при расположении порожних вагонов в центральной части или при их чередовании с груженными в голове и центральной части такие силы могут возрастать на 15 % и более [3].

При ведении состава несколькими локомотивами большое влияние на силы оказывает расположение локомотивов в поезде и порядок управления их тягой и торможением. В работе [4]

показано, что при трогании поезда с места наибольшие силы в межвагонных соединениях возникают в случае расположения всех локомотивов в голове поезда и снижаются при их распределении по длине состава. Отмечается значительное влияние скорости увеличения силы тяги на максимальные продольные силы.

Существенное влияние на величину максимальных продольных сил в поезде оказывает тип используемых в межвагонных соединениях поглощающих аппаратов. Результаты исследования трех образцов серийных фрикционных аппаратов, представленные в работе [5], показали снижение продольных сил в поезде при использовании поглощающего аппарата с наибольшим конструкционным ходом при схожих параметрах энергоемкости. Работы [6, 7] показали снижение уровня сил в поезде на 25–35 % при использовании перспективных поглощающих аппаратов по сравнению с серийными фрикционными. Для повышения демпфирующих свойств межвагонных связей автором работы [8] предложено создавать поглощающие аппараты с улучшенными характеристиками гашения колебаний бокового отбоя и виляния, утверждается, что в зависимости от режимов динамического нагружения данная конструкция позволит снизить продольные напряжения в автосцепке на 10–12,5 %. На основании проведенных исследований в статье [9] показано, что износ узлов автосцепного устройства локомотивов приводит к дополнительным силовым нагрузкам, а неприработанные и изношенные детали фрикционного аппарата полностью не компенсируют продольные силы. Также значительное влияние на силы, возникающие в автосцепках, оказывают сопряженные с ними устройства.

В тех случаях, когда в межвагонных соединениях имеются зазоры, поезд представляет собой нелинейную систему. В ней при неустановившемся движении вследствие распространения волн деформаций образуются ударные продольные силы, которые, возрастая от вагона к вагону, могут в несколько раз превышать внешнюю приложенную силу тяги или торможения. Зазоры в автосцепках для новых грузовых вагонов составляют около 45 мм [10], а при эксплуатации достигают 60–80 мм [11]. Влияние зазоров в упряжи на формирование продольных нагрузок при трогании поезда с места и при торможении рассмотрено в работе [12]. В ней отмечается, что при трогании растянутого поезда (при предварительно выбранных зазорах) вдоль состава распространяется волна продольной силы, сохраняющаяся после достижения максимума постоянной до прихода волны разгрузки, а в случае изначально сжатого поезда вдоль состава распространяется волна ударов. При торможении поезда важную роль в формировании продольных сил играют скорость движения, значения и темп нарастания сил сопротивления.

Точность результатов моделирования во многом зависит от детализации модели, количества учтенных в ней факторов. С другой стороны, усложнение модели приводит к увеличению времени расчета. Поэтому распространение нашел метод моделирования, при котором поезд в целом рассматривается в виде упрощенной модели, а один или несколько его вагонов представляются более подробно с требуемой для конкретного исследования детализацией [13]. Данный метод использовался для анализа влияния продольных сил в межвагонных соединениях поезда на устойчивость движения вагонов в кривых участках пути. Показано, что расположенные в плане кривые участки пути оказывают незначительное влияние на продольные силы в поезде, а для их определения можно использовать упрощенную модель с вагонами, рассматриваемыми как материальные точки, так как увеличение числа степеней свободы практически не влияет на результаты расчета. Возможность сочетания двух расчетных моделей движения поезда (учитывающей только продольные перемещения тел и пространственной модели) рассмотрена в работе [14]. Разработанная ее авторами программа позволяет моделировать переходные режимы движения поезда с целью разработки рекомендаций по его формированию и ведению.

Таким образом, в выполненных до настоящего времени исследованиях разработаны принципиальные подходы для анализа динамики поезда при переходных режимах движения. Целью представленной работы стал развернутый анализ влияния зазоров в межвагонных соединениях на величину максимальных сил и характер колебаний вагонов в поезде при различных режимах его движения.

Для исследования влияния зазоров в автосцепных устройствах разработана математическая модель движения поезда, в которой его отдельные вагоны представляются цепочкой одномерных, учитывающих только продольные перемещения, твердых тел, соединенных существенно нелинейными деформируемыми элементами. Движение поезда описывается системой дифференциальных уравнений, представленных в [15]. Силовые характеристики поглощающих аппаратов определены в соответствии с выражением [16]:

$$N = Cx^n + N_0, \quad (1)$$

где C — коэффициент жесткости аппарата; x — сжатие; n — показатель степени, зависящий от конструкции аппарата; N_0 — сила начальной затяжки.

Для исследования принята «жесткая» силовая характеристика поглощающих аппаратов, определяемая по формуле (1) при $n = 2$, одинаковая для всех вагонов. Максимальная энергоемкость и суммарный конструкционный ход поглощающих аппаратов каждого межвагонного соединения приняты 180 кДж и 180 мм соответственно. Значения характеристик подобраны так, чтобы

сила закрытия составляла $N_{\max} = 2600$ кН, а коэффициент необратимого поглощения энергии при динамическом нагружении — 0,73. Все основные параметры поглощающих аппаратов соответствуют требованиям [17], силовая характеристика представлена на рисунке 1.

На основании математического описания разработана компьютерная модель движения поезда в программном комплексе MSC.ADAMS, представленная на рисунке 2, которая в отличие от работ [3, 15], в которых не учитывались зазоры, рассматривает реальную работу автосцепки.

Для идентификации модели проведен расчет столкновения двух вагонов массой 100 т каждый на прямом горизонтальном участке пути с начальной скоростью 8 км/ч, соответствующей номинальной скорости соударения. График зависимости продольной силы между вагонами от расстояния между ними представлен на рисунке 3.

В соответствии с рисунком 3 сила в поглощающих аппаратах не превысила номинального значе-

ния $N_n = 2$ МН при скорости соударения вагонов 8 км/ч, что соответствует классу поглощающих аппаратов Т1 [17]. При этом ход аппарата составил $x_n = 155$ мм при зазоре в автосцепных устройствах $\Delta = 0,1$ м.

Исследовано влияние величины зазора Δ в автосцепных устройствах поезда на продольные силы в межвагонных соединениях и упругие колебания в составе при переходных режимах движения. В расчетах рассмотрен однородный состав из 100 груженных вагонов общей массой 7000 т при зазорах в упряжи от 20 до 80 мм.

Рассмотрен процесс трогания сжатого поезда с места при резком увеличении силы тяги и ее плавном росте в течение 20 с до 500 кН. На рисунках 4, 5 представлены графики, демонстрирующие распределение максимальных сил в поезде. Результаты вычислений показали, что при резком изменении силы трогания предварительно сжатого поезда с зазорами в автосцепках 40–80 мм вдоль состава распространяется волна ударов,

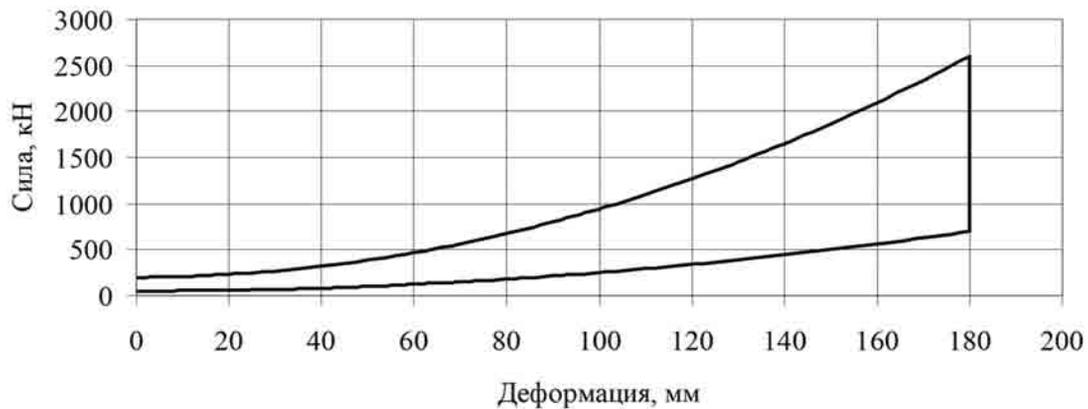


Рисунок 1 — Силовая характеристика межвагонного соединения
Figure 1 — Power characteristic of inter-car connection

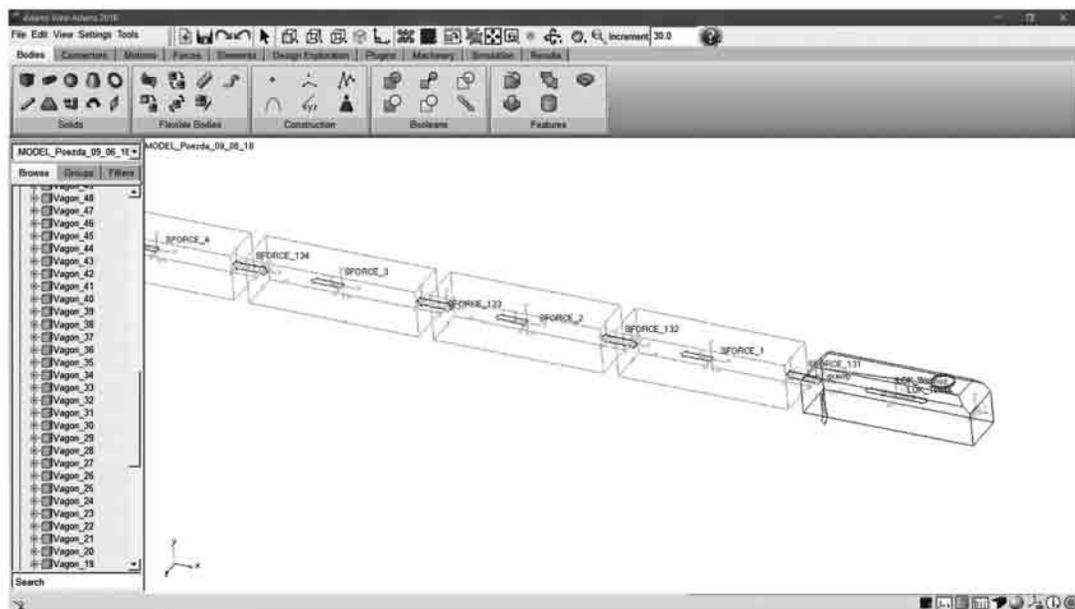


Рисунок 2 — Модель поезда в программе MSC.ADAMS
Figure 2 — Model of train using MSC.ADAMS software

амплитуда которых увеличивается с ростом зазоров. При этом максимальные силы возникают в межвагонных соединениях 40–50 вагонов и превышают приложенную внешнюю силу тяги более чем в 2 раза. При плавном трогании с места мак-

симальные продольные силы только при зазорах 80 мм превышают силу тяги (на 11 %) и возникают в голове состава и между 38–41 вагонами. Увеличение зазоров в этом случае приводит к росту ударных сил в хвостовой части состава.

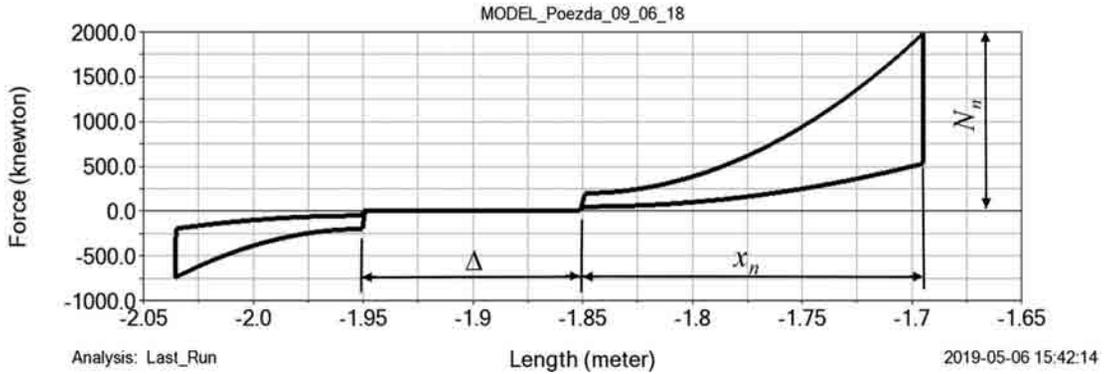


Рисунок 3 — Зависимость сил в автосцепках соударяющихся вагонов от расстояния между ними
 Figure 3 — Dependence of forces in automatic couplers of colliding cars on distance between them

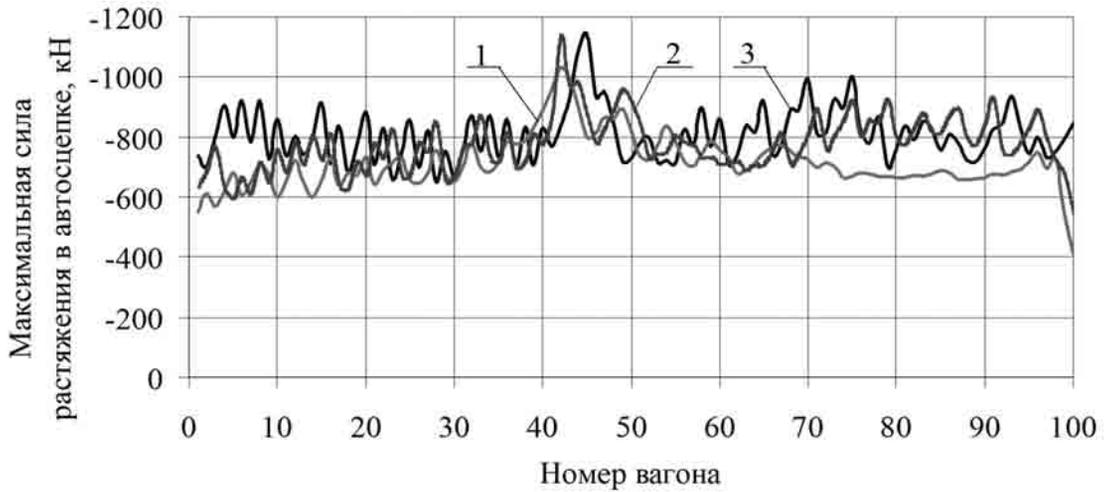


Рисунок 4 — Распределение максимальных сил в поезде при резком изменении силы трогания и зазорах в автосцепках:
 1 — 40 мм; 2 — 60 мм; 3 — 80 мм
 Figure 4 — Distribution of maximum forces in train with sharp change in starting off force and values of gap clearances in couplers: 1 — 40 mm; 2 — 60 mm; 3 — 80 mm

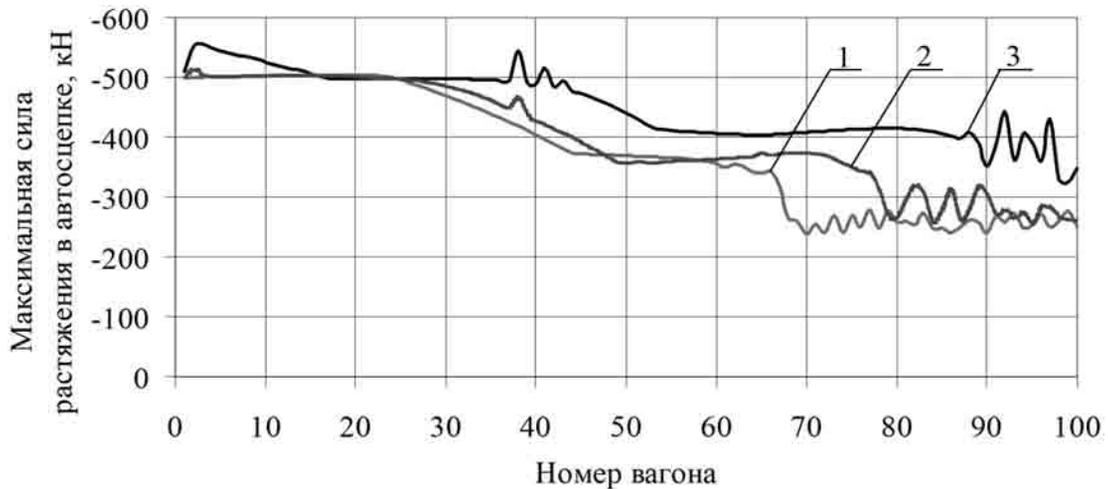


Рисунок 5 — Распределение максимальных сил в поезде при плавном изменении силы трогания и зазорах в автосцепках:
 1 — 40 мм; 2 — 60 мм; 3 — 80 мм
 Figure 5 — Distribution of maximum forces in train with smooth change in starting off force and values of gap clearances in couplers: 1 — 40 mm; 2 — 60 mm; 3 — 80 mm

Уменьшение зазоров в автосцепках до 20 мм приводит к значительному снижению максимальных сил при резком трогании с места в сравнении с зазорами 40–80 мм. В этом случае динамические силы превышают силу тяги менее чем на 40 %. При плавном трогании с места наблюдается еще большее снижение динамических нагрузок. Последнее утверждение подтверждается графиками изменения максимальных продольных сил в поездах с зазорами 20 и 80 мм при переходных процессах, представленными на рисунке 6 (для удобства сравнения время начала трогания поездов смещено на 7 с).

При рассмотрении колебательных процессов, возникающих в движущемся со скоростью 60–70 км/ч поезде после выключения контроллера машиниста (резкое уменьшение силы тяги с 500 кН до 0), получены графики изменения максимальных продольных сил сжатия (рисунок 7) и сжимающих сил (рисунок 8) по длине состава.

Результаты расчетов показывают, что резкий переход с режима тяги на холостой ход (отклю-

чение контроллера) приводит к возникновению сжимающих ударных волн, амплитуда которых возрастает в области 35–50 межвагонных соединений, причем максимальное значение силы практически не зависит от зазора в автосцепках. При зазоре 20 мм оно в последних вагонах поезда наименьшее, а для больших зазоров несколько возрастает.

На рисунке 9 представлены графики распределения максимальных сил по длине поезда с зазором в автосцепках 80 мм при резком и плавном снятии силы тяги. В случае ее резкого изменения ударные силы в последних 15 вагонах состава превышают максимальные силы в средней части поезда на величину до 20 % и могут стать причиной разрыва автосцепок. Для предотвращения возникновения таких ситуаций необходимо отключение силы тяги производить плавно. Результаты моделирования плавного уменьшения силы тяги с 500 кН до 0 в течение 20 с показали, что сжимающие силы в этом случае весьма малы.

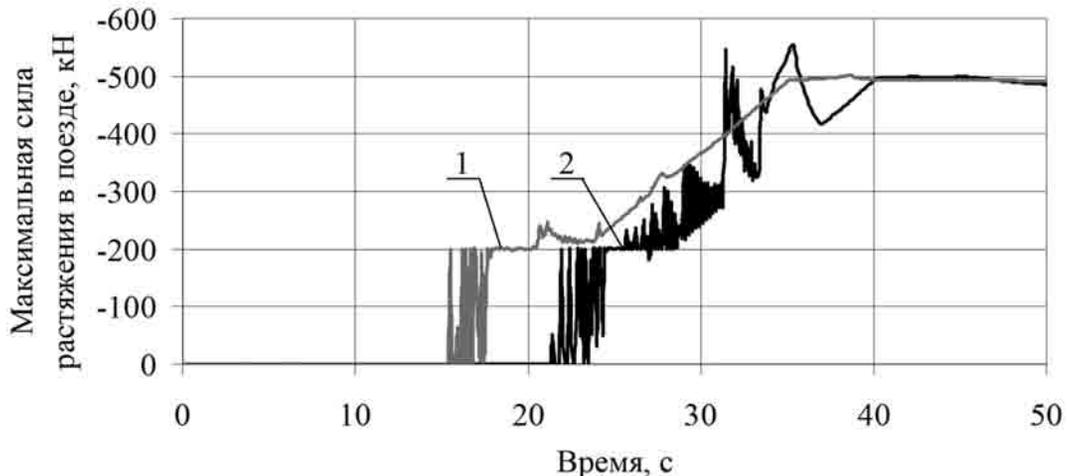


Рисунок 6 — Максимальные силы в поезде при плавном увеличении силы трогания и зазорах в автосцепках: 1 — 20 мм; 2 — 80 мм
Figure 6 — Maximum forces in train with smooth increase in starting off force and values of gap clearances in couplers: 1 — 20 mm; 2 — 80 mm

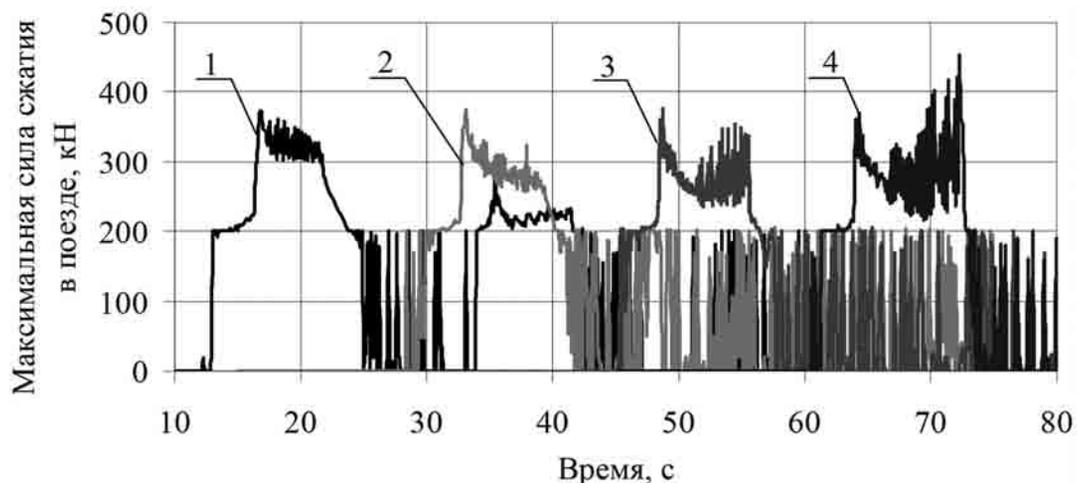


Рисунок 7 — Максимальные силы сжатия в поезде после резкого отключения тяги при зазорах в автосцепках: 1 — 20 мм; 2 — 40 мм; 3 — 60 мм; 4 — 80 мм

Figure 7 — Maximum compressive forces in train after sharp disabling tractive effort and values of gap clearances in couplers: 1 — 20 mm; 2 — 40 mm; 3 — 60 mm; 4 — 80 mm

Также проведены расчеты для случая движения поезда в режиме электродинамического торможения локомотивом на прямом горизонталь-

ном участке пути при начальной скорости 80 км/ч. Рассмотрены случаи торможения предварительно растянутого поезда при резком и плавном

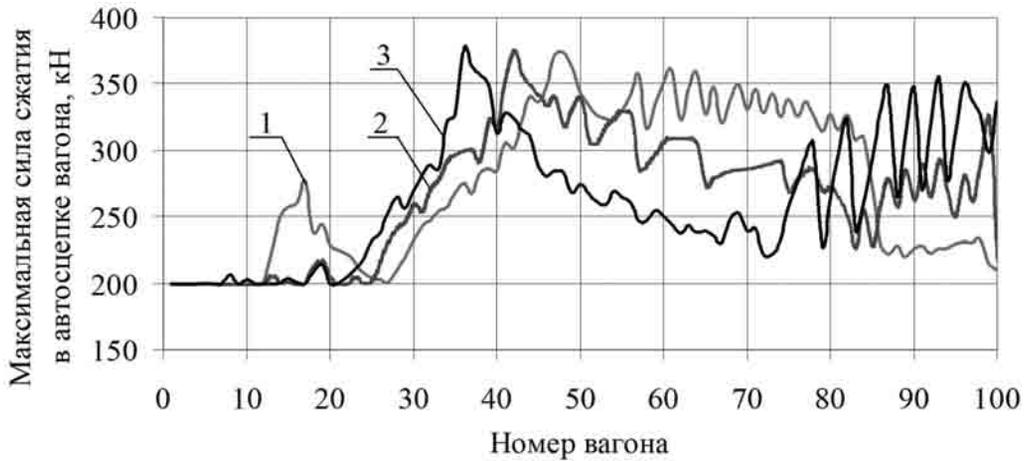


Рисунок 8 — Распределение максимальных сил сжатия в поезде после резкого отключения тяги при зазорах в автосцепках: 1 — 20 мм; 2 — 40 мм; 3 — 60 мм

Figure 8 — Distribution of maximum compression forces in train after sharp traction disabling and values of gap clearances in couplers: 1 — 20 mm; 2 — 40 mm; 3 — 60 mm

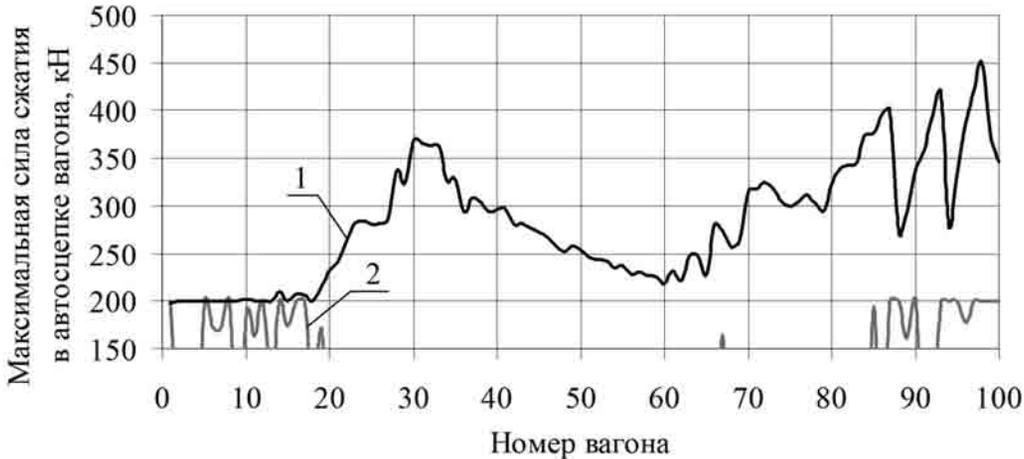


Рисунок 9 — Распределение максимальных сил сжатия в поезде с зазором в автосцепках 80 мм после отключения тяги: 1 — резкого; 2 — плавного в течение 20 с

Figure 9 — Distribution of maximum compression forces in train with 80 mm couplers' gap clearance after different kind of traction disabling: 1 — sharp; 2 — smooth for 20 s

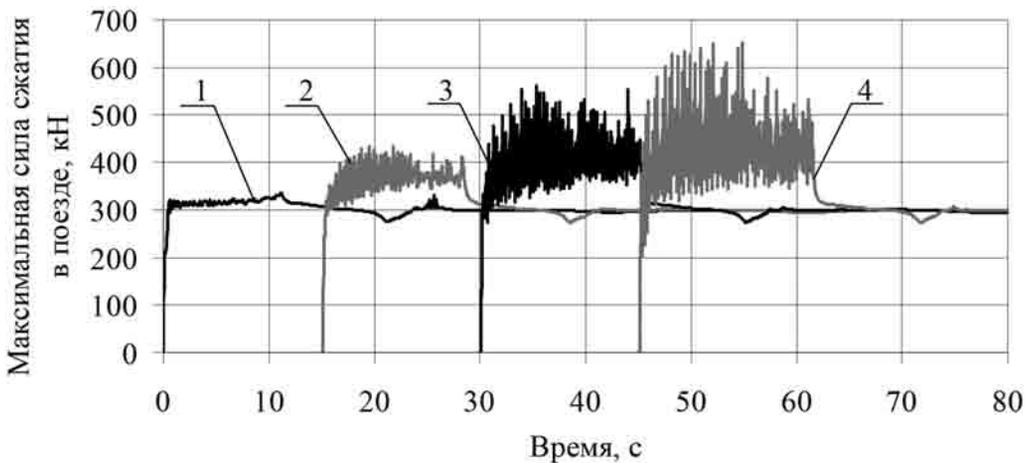


Рисунок 10 — Максимальные силы сжатия в поезде при резком торможении локомотива и зазорах в автосцепках: 1 — 20 мм; 2 — 40 мм; 3 — 60 мм; 4 — 80 мм

Figure 10 — Maximum compression forces in train during sudden braking of locomotive and values of gap clearances in couplers: 1 — 20 mm; 2 — 40 mm; 3 — 60 mm; 4 — 80 mm

(в течение 20 с) росте тормозной силы до 300 кН. и распределения их по длине состава представлены на рисунках 10–13.
Графики изменения максимальных сил сжатия

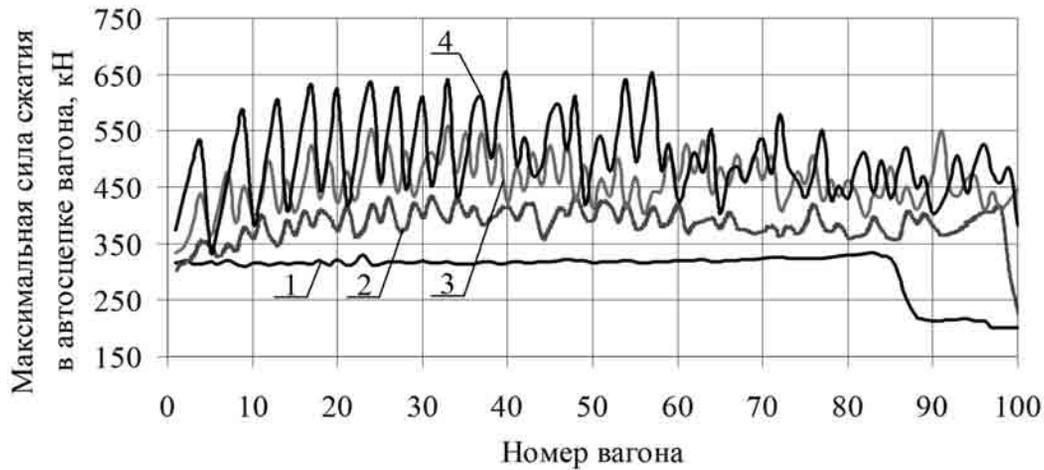


Рисунок 11 — Распределение максимальных сил сжатия в поезде при резком торможении локомотива и зазорах в автосцепках:
1 — 20 мм; 2 — 40 мм; 3 — 60 мм; 4 — 80 мм

Figure 11 — Distribution of maximum compression forces in train at locomotive's sharp braking and values of gap clearances in couplers: 1 — 20 mm; 2 — 40 mm; 3 — 60 mm; 4 — 80 mm

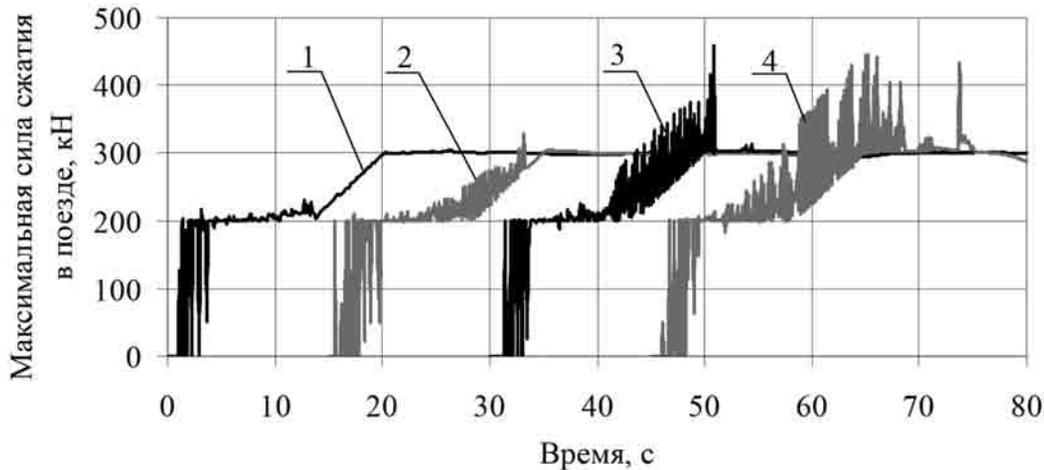


Рисунок 12 — Максимальные силы сжатия в поезде при плавном торможении локомотива и зазорах в автосцепках:
1 — 20 мм; 2 — 40 мм; 3 — 60 мм; 4 — 80 мм

Figure 12 — Maximum compression forces in train at locomotive's smooth braking and values of gap clearances in couplers: 1 — 20 mm; 2 — 40 mm; 3 — 60 mm; 4 — 80 mm

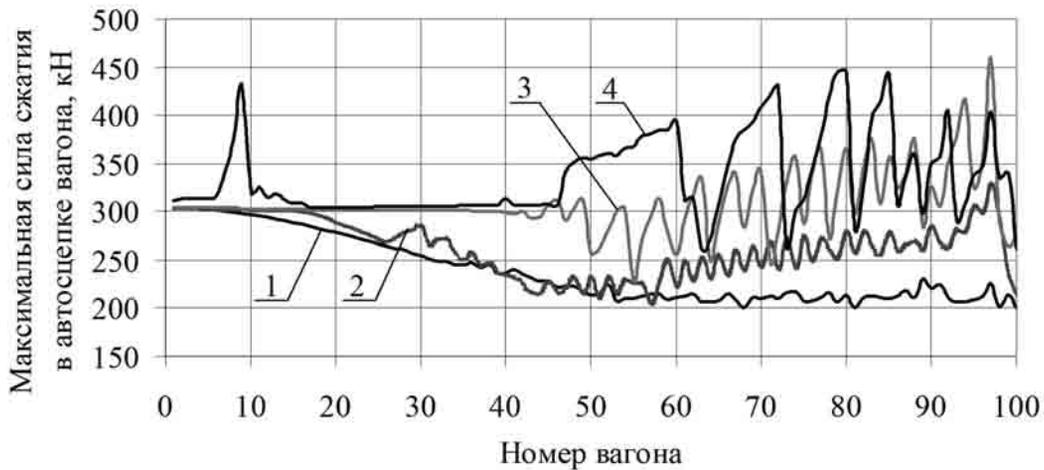


Рисунок 13 — Распределение максимальных сил сжатия в поезде при плавном торможении локомотива и зазорах в автосцепках:
1 — 20 мм; 2 — 40 мм; 3 — 60 мм; 4 — 80 мм

Figure 13 — Distribution of maximum compression forces in train at smooth braking of locomotive and values of gap clearances in couplers: 1 — 20 mm; 2 — 40 mm; 3 — 60 mm; 4 — 80 mm

Из них видно, что продольные силы минимальны при зазорах в автосцепках 20 мм, а максимальные значения таких сил при резком торможении превышают тормозную силу не более чем на 10 %. При больших зазорах в случае резкого торможения в поезде возникает волна ударов, амплитуда и длительность которых возрастает с увеличением зазоров. В этом случае максимальные ударные силы превышают тормозную более чем на 30, 80, 110 % при зазорах 40, 60, 80 мм соответственно. При плавном торможении ударный характер изменения сил сохраняется, с той лишь разницей, что максимальные их значения в этом случае меньше, но длительность действия больше.

По графикам, представленным на рисунках 11 и 13, можно судить о том, что при резком торможении локомотивом динамическим нагрузкам наиболее подвержены вагоны, расположенные в первой половине состава, а при плавном — вагоны хвостовой части. Анализ показал, что значительные силы соударения в конце состава вызываются расслаблением предварительно сжатых межвагонных связей в результате колебаний.

Таким образом, результаты исследования влияния зазоров в автосцепных устройствах однородного поезда на переходные процессы показали, что резкая смена режима движения с быстрым ростом сил управляющего воздействия приводит к возникновению волны ударов, амплитуда которых существенно зависит от величины зазора в автосцепках. При этом максимальные продольные силы в момент трогания сжатого поезда с места могут превышать касательную силу тяги в два раза при зазорах 40–80 мм. При торможении локомотивом растянутого поезда увеличение зазоров от 40 до 80 мм приводит к возникновению ударных сил, превышающих тормозную в 1,5–2 раза. Наибольшие силы в рассмотренных случаях возникают в средней части состава. При плавном изменении управляющего воздействия максимальные силы значительно снижаются, превышая силу трогания с места лишь при зазоре 80 мм на 11 %, а тормозную — на 10–50 % при зазорах 40–80 мм. При этом максимальные ударные силы возникают в хвостовой части поезда, а при зазоре 80 мм — еще и в его голове. Уменьшение зазоров до 20 мм приводит к значительному снижению ударных сил при переходных процессах. Их значения превышают управляющее воздействие при резком росте силы трогания менее чем на 40 %, а при резком торможении — на 10 %. Показано, что резкое отключение силы тяги приводит к возникновению упругих колебаний в поезде, при которых волны сжимающих сил могут достигать 70 % от величины силы тяги, а ударные — зависят от зазоров и достигают 90 % и более. Плавное же снятие силы тяги в течение 20 с предотвращает появление упругих колебаний в поезде.

Полученные результаты целесообразно использовать при формировании и ведении тяжеловесных и длиннооставных поездов.

Список литературы

1. Го, Ш. Международные грузоперевозки в Республике Беларусь: транзит и логистика / Ш. Го, И. Дин, Г.В. Турбан // Вестн. БГЭУ. — 2016. — № 1. — С. 18–23.
2. Ursulyak, L. Improvement of Mathematical Models for Estimation of Train Dynamics / L. Ursulyak, A. Shvets // Наука та прогрес транспорту. Вісн. Дніпропетр. нац. ун-та залізн. трансп. — 2017. — № 6. — С. 70–82.
3. Shimanovsky, A. Investigation of the Longitudinal Track Profile Influence on the Forces Acting in the Train Inter-car Connections Using the MSC.ADAMS Software / A. Shimanovsky, P. Sakharau // CEUR Workshop Proceedings. — 2019. — Vol. 2353. — Pp. 555–569.
4. Cole, C. A Study of Starting Dynamics in Heavy Haul Trains / C. Cole, M. Spiryagin, M. McClanachan // 23rd international symposium on dynamics of vehicles on roads and tracks (IAVSD 2013). — 2013. — Pp. 19–23.
5. Rakshit, U. Study on Longitudinal Forces of a Freight Train for Different Types of Wagon Connectors / U. Rakshit, B. Malakar, B.K. Roy // IFAC PapersOnLine. — 2018. — 51-1. — Pp. 283–288.
6. Фатьков, Э.А. Математическое моделирование работы современных поглощающих аппаратов автосцепки и разработка программного комплекса для расчета их характеристик: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.13.18 / А.Э. Фатьков; БГТУ. — Брянск, 2009. — 20 с.
7. Исследование продольной нагруженности грузовых вагонов, оснащенных фрикционными поглощающими аппаратами нового исполнения, при переходных режимах движения поезда / А.С. Васильев [и др.] // Вестн. БГТУ. — 2014. — № 1. — С. 12–17.
8. Мухамедова, З.Г. Динамическая модель для исследования продольных колебаний главной рамы электровоза с учетом установки демпфирующего поглощающего аппарата в автосцепке / З.Г. Мухамедова // Изв. Транссиба. — 2015. — № 2. — С. 18–23.
9. Давыдов, Ю.А. Комплексные исследования элементов автосцепных устройств локомотивов / Ю.А. Давыдов, А.К. Пляскин // Транспорт Азиатско-Тихоокеанского региона. — 2013. — № 1. — С. 32–39.
10. Nestacionarieji ir kvazistatiniai gelezinkelio traukinių judėjimo režimai / L. Ursuliak [et al.]. — Vilnius: Technika, 2016. — 168 p.
11. Гребенюк, П.Т. Продольная динамика поезда: Тр. ВНИИЖТ / П.Т. Гребенюк. — М.: Интекст, 2003. — 95 с.
12. Блохин, Е.П. Динамика поезда: Нестационарные продольные колебания / Е.П. Блохин, Л.А. Манашкин. — М.: Транспорт, 1982. — 222 с.
13. Bosso, N. A Mixed Numerical Approach to Evaluate the Dynamic Behavior of Long Trains / N. Bosso, A. Gugliotta, N. Zampieri // Procedia Structural Integrity. — 2018. — Vol. 12. — Pp. 330–343.
14. Маркова, О.М. Пространственная модель переходных режимов движения поезда / О.М. Маркова, Е.Н. Ковтун, В.В. Малый // Транспорт Российской Федерации. — 2015. — № 3. — С. 25–27.
15. Сахаров, П.А. Исследование продольных сил в грузовых поездах при движении по перелому продольного профиля пути / П.А. Сахаров // Механика. Исследования и инновации. — 2018. — № 11. — С. 209–219.
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. Аппараты поглощающие сцепных и автосцепных устройств железнодорожного подвижного состава. Технические требования и правила приемки: ГОСТ 32913-2014. — Введ. 01.06.2015. — М.: Стандартинформ, 2015. — 9 с.

SHIMANOVSKY Alexandr O., D. Sc. in Eng., Assoc. Prof.

Head of Technical Physics and Theoretical Mechanics Department¹

E-mail: tm.belsut@gmail.com

SAKHARAU Pavel A.

Ph. D. Student of Technical Physics and Theoretical Mechanics Department¹

E-mail: sahpa@mail.ru

¹Belarusian State University of Transport, Gomel, Republic of Belarus

Received 20 May 2019.

EFFECT OF GAP CLEARANCES IN AUTOMATIC COUPLING DEVICES ON LONGITUDINAL FORCES IN INTERCAR CONNECTIONS OF HOMOGENEOUS TRAIN

A computer simulation of transient processes is performed that occur in the train intercar connections at starting from standstill, transition to idling and electrodynamic braking by the locomotive on a straight horizontal section of the railway track. The effect of gap clearances in the automatic coupling devices of homogeneous trains on the maximum intercar forces and the nature of their actions is studied. The diagrams of the maximum forces in the train at transient processes and their distribution along the train length are presented. It is shown that increase of the gap clearances leads to an increase in the values of impact forces and their action time. The necessity of a smooth change of the traction and braking forces at train operation allowing to reduce the longitudinal forces to values that ensure the traffic safety is demonstrated.

Keywords: longitudinal force, gap clearances in automatic coupling devices, homogeneous train, traction, braking

References

- Guo S., Ding Y., Turban G. Mezhdunarodnye gruzoperevozki v Respublike Belarus: tranzit i logistika [International Freight Transportation in the Republic of Belarus: Transit and Logistics]. *Vestnik Belorusskogo gosudarstvennogo ekonomicheskogo universiteta* [Belarusian State Economic University Bulletin], 2016, no. 1, pp. 18–23.
- Ursulyak L., Shvets A. Improvement of Mathematical Models for Estimation of Train Dynamics. *Nauka ta progres transportu. Visnik Dnipropetrovskogo natsionalnogo universitetu zaliznichnogo transportu* [Science and Transport Progress. Bulletin of Dnipropetrovsk National University of Railway Transport], 2017, no. 6, pp. 70–82.
- Shimanovsky A., Sakharau P. Investigation of the Longitudinal Track Profile Influence on the Forces Acting in the Train Intercar Connections Using the MSC.ADAMS Software. *CEUR Workshop Proceedings*, 2019, vol. 2353, pp. 555–569.
- Cole C., Spiriyagin M., Mcclanachan M. A Study of Starting Dynamics in Heavy Haul Trains. *23rd international symposium on dynamics of vehicles on roads and tracks (IAVSD 2013)*, Qindao, 2013, pp. 19–23.
- Rakshit U., Malakar B., Roy B.K. Study on Longitudinal Forces of a Freight Train for Different Types of Wagon Connectors. *IFAC PapersOnLine*, 2018, vol. 51, issue 1, pp. 283–288.
- Fatkov E.A. *Matematicheskoe modelirovanie raboty sovremennykh pogloshchayushchikh apparatov avtostseпки i razrabotka programmnogo kompleksa dlya rascheta ikh kharakteristik*. Diss. kand. tekhn. nauk [Mathematical modeling of the modern draft gears of automatic coupler and development of software for calculation of their characteristics. Extended abstract of Ph. D. Thesis]. Bryansk, 2009. 20 p.
- Vasilev A.S., Boldyrev A.P., Keglin B.G., Gurov A.M. Issledovanie prodolnoy nagruzhennosti gruzovykh vagonov, osnashchennykh friksionnymi pogloshchayushchimi apparatami novogo ispolneniya, pri perekhodnykh rezhimakh dvizheniya poezda [Research of freight car's longitudinal loading equipped with new frictional draft gears, in transient modes of train movement]. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta* [Bulletin of the Bryansk State Technical University], 2014, no. 1(41), pp. 12–17.
- Mukhamedova Z.G. Dinamicheskaya model dlya issledovaniya prodolnykh kolebaniy glavnoy ramy elektrovoza s uchedom ustanovki dempfiroyushchego pogloshchayushchego apparata v avtostsepike [Dynamic model for research of longitudinal oscillations of electric locomotives main frame including installation of actuating draft gear in the coupler]. *Izvestiya Transsib* [Transsib Railway Studies], 2015, no. 2(22), pp. 18–23.
- Davydov Yu.A., Plyaskin A.K. Kompleksnye issledovaniya elementov avtostseпnykh ustroystv lokomotivov [Comprehensive analysis of elements of locomotive automatic couplers]. *Transport Aziatsko-Tikhookeanskogo regiona* [Pacific Rim countries transportation system], 2013, no. 1(1), pp. 32–39.
- Blochinas E., Dailydka S., Lingaitis L., Ursuliak L. *Nestacionarieji ir kvazistatiniai geležinkelio traukinių judėjimo režimai*. Vilnius, Technika, 2016. 168 p.
- Grebenyuk P.T. *Prodolnaya dinamika poezda: Trudy VNIIZhT* [Longitudinal train dynamics: works of VNIIZhT]. Moscow, Intekst Publ., 2003. 95 p.
- Blokhin E.P., Manashkin L.A. *Dinamika poezda: Nestatsionarnye prodolnye kolebaniya* [The dynamics of the train: non-stationary longitudinal oscillations]. Moscow, Transport Publ., 1982. 222 p.
- Bosso N., Gugliotta A., Zampieri N. A Mixed Numerical Approach to Evaluate the Dynamic Behavior of Long Trains. *Procedia Structural Integrity*, 2018, vol. 12, pp. 330–343.
- Markova O.M., Kovtun Ye.N., Malyy V.V. Prostranstvennaya model perekhodnykh rezhimov dvizheniya poezda [Spatial model of transient modes of train movement]. *Transport Rossiyskoy Federatsii* [Transport of the Russian Federation], 2015, no. 3, pp. 25–27.
- Sakharau P.A. Issledovanie prodolnykh sil v gruzovykh poezdakh pri dvizhenii po perelomam prodolnogo profilya puti [Investigation of longitudinal forces in the freight trains at their movement along the track of longitudinal irregularities]. *Mekhanika. Issledovaniya i innovatsii* [Mechanics. Researches and Innovations], 2018, no. 11, pp. 209–219.
- Vershinskiy S.V., Danilov V.N., Khusidov V.D. *Dinamika vagona* [Car dynamics]. Moscow, Transport Publ., 1991. 360 p.
- State Standart 32913-2014. *Apparaty pogloshchayushchie stseпnykh i avtostseпnykh ustroystv zheleznodorozhnogo podvizhnogo sostava. Tekhnicheskie trebovaniya i pravila priemki* [Draft gears of coupler and automatic coupler devices of railway rolling stock. Technical specifications and acceptance rules]. Moscow, Standartinform Publ., 2015. 9 p.