

Е. П. БЛОХИН, Н. Я. ГАРКАВИ, К. И. ЖЕЛЕЗНОВ, Л. В. УРСУЛЯК (ДИИТ),
Я. Н. РОМАНИЮК (ПКТБ АСУ УЗ)

ПРОГРАММНО-ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОДОЛЬНОЙ НАГРУЖЕННОСТИ НАЛИВНЫХ ПОЕЗДОВ

Надано опис можливостей розробленого обчислювального комплексу та його використання для розв'язання задач безпеки і стійкості руху.

Дано описание возможностей разработанного вычислительного комплекса и его использования для решения задач безопасности и устойчивости движения.

The description of the developed computer system possibilities and its use to solve problems of motion safety and stability is given.

Как известно, вождение наливных неоднородных поездов, особенно увеличенной длины, как правило, всегда связано с определенными трудностями. Поэтому в научно-исследовательской отраслевой лаборатории динамики и прочности подвижного состава ДИИТа разработан вычислительный комплекс, с помощью которого можно решать ряд задач, связанных с безопасностью движения, формированием поездов и рекомендациями по их вождению

Использование методов объектно-ориентированного программирования и современной вычислительной техники позволяет решать задачу о колебаниях локомотивов и вагонов, в том числе вагонов-цистерн, находящихся в составе поезда, движущегося по имеющему неровности железнодорожному пути, криволинейному в плане и профиле. В обычном поезде эти колебания происходят под действием продольных сил, вызываемых управляющими воздействиями, а также сил от продольного профиля пути и его криволинейности в плане. В «наливном» поезде эти колебания происходят еще под действием жидкости, перемещающейся в цистерне относительно ее котла.

В большинстве случаев, а при расследовании аварий и крушений всегда, расчеты выполняются для реальных участков пути (продольный профиль и план), реального поезда с учетом всех его параметров (массы и тяговые характеристики локомотивов, характеристики вагонов, силовые характеристики междувагонных соединений, характеристики тормозных систем и т.п.), а также с учетом заданных или задаваемых скоростей движения и режимов управления. Численные значения параметров, характеризующих работу тех или иных тормозных систем, междувагонных соединений и систем управ-

ления тягой принимаются нами по результатам многолетних, многочисленных опытов, проведенных с поездами в реальных условиях опытного кольца на станции Щербинка Московской ж.д. учеными ДИИТа, ВНИИЖТа, в содружестве в ряде случаев с другими организациями. При этом в рассматриваемом поезде могут находиться локомотивы и вагоны разных типов, а сами вагоны могут быть оборудованы поглощающими аппаратами.

Как известно, каждый тип цистерн предназначен для перевозки вполне определённого жидкого груза. Однако часто в цистерне перевозят не соответствующий ей жидкий груз. Это особенно опасно, если удельный вес перевозимой жидкости больше того, для которого предназначена данная цистерна. Примером может служить карбамидо-аммиачная смесь (КАС), которую перевозят в цистернах, предназначенных для перевозки бензина. Удельный вес этой смеси примерно в 1,3 раза больше, чем у бензина, поэтому во избежание перегрузки вагонных осей цистерну заполняют с недоливом.

В случае недолива жидкости происходят ее перемещения в продольном и поперечном (горизонтальном) направлениях. Вызванные возмущениями колебания жидкости описываются дифференциальными уравнениями, имеющими определенную специфику.

В расчетных схемах при моделировании переходных режимов движения поездов, в состав которых входят цистерны с неполным наливом, жидкость обычно представляется одной или тремя подвижными относительно бака цистерны массами и массой неподвижной части жидкости, присоединенной к массе самого котла. Подвижные массы на высоте выше верхней

«кромки» неподвижной массы «сочленены» с баком посредством «пружин».

На железных дорогах массу жидкого груза, перевозимого в цистерне, часто определяют не взвешиванием, как в других типах вагонов, а замерно-калибровочным способом. Для этого измеряют высоту наполнения котла цистерны, учитывают плотность груза, а затем посредством специальных таблиц калибровки, в зависимости от емкости котла и уровня налива [6], определяют объем продукта в ней и подсчитывают массу груза. Однако при изменении температуры жидкого груза могут меняться его характеристики (плотность и вязкость), которые влияют на уровень продольных сил и безопасность движения таких поездов в целом, поэтому, исследуя переходные режимы движения наливных поездов, указанные характеристики можно уточнить, зная массу цистерны по формуле: $\rho = \frac{M_6 - M_t}{V}$, где M_6 – масса брутто цистерны, M_t – масса тары цистерны, V – объем перевозимой жидкости.

При разработке интерфейса программного комплекса учитывались, описанные выше, особенности натуральных листов, содержащих данные о вагонах с жидким грузом. В натурном листе таких поездов указываются калибровочный тип цистерны, наименование груза, масса вагона брутто M_6 и либо высота заполнения цистерны (расстояние от нижней образующей котла до свободной поверхности) h , либо недолив h_n (расстояние от свободной поверхности жидкости до верхней внутренней поверхности котла цистерны).

Задача о продольных колебаниях поезда, вагоны которого не содержат подвижных грузов, решается следующим образом. В качестве расчетной схемы используется одномерная цепочка тел (экипажей), соединенных между собой существенно нелинейными деформируемыми элементами, учитывающими наличие зазоров в упругости. Движение локомотивов или вагонов с неподвижным грузом описывается следующей системой уравнений:

$$\begin{cases} \dot{V}_j = \frac{S_j + Fb_j + Wo_j + Wi_j + Ft}{m_j}; \\ \dot{x}_j = V_j, \end{cases} \quad (1)$$

где S_j – продольная сила, действующая в j -ой связи, Fb_j – тормозная сила, действующая на j -й экипаж, Wo_j – сила основного сопротивления

поступательному движению поезда для j -го экипажа, Wi_j – сила сопротивления от профиля пути для j -го экипажа, Ft – сила тяги или сила, вызванная электрическим торможением, x_j , V_j , \dot{V}_j – соответственно пройденный путь, скорость и ускорение j -го экипажа.

Движение вагонов, содержащих подвижные грузы, описывается системой дифференциальных уравнений, имеющих вид:

$$\begin{cases} (M_{tj} + m_{0tj})\ddot{x}_j = \sum F_{tj} + m_{жтj} (2h_{жтj} \dot{q}_{tj} + \omega_{жтj}^2 q_{tj}); \\ \ddot{q}_{tj} + 2h_{жтj} \dot{q}_{tj} + \omega_{жтj}^2 q_{tj} + \ddot{x}_j = 0, \end{cases} \quad (2)$$

$$\begin{cases} (M_{tj} + m_{0tj})\ddot{y}_j = \sum F_{tj} + m_{жпj} (2h_{жпj} \dot{q}_{tj} + \omega_{жпj}^2 q_{tj}); \\ \ddot{q}_{tj} + 2h_{жпj} \dot{q}_{tj} + \omega_{жпj}^2 q_{tj} + \ddot{y}_j = 0, \end{cases} \quad (3)$$

где M_{tj} – тара j -го вагона-цистерны, x_j – продольные перемещение центра масс j -ой цистерны относительно земли, y_j – поперечные (поперечные) перемещение центра масс кузова j -ой цистерны относительно земли, q_{tj} и q_{pj} – перемещения, соответствующие 1-му тону колебаний подвижной жидкости относительно центра масс j -ой цистерны в продольном и поперечном направлениях соответственно,

$\sum F_{tj} = S_j + Fb_j + Wo_j + Wi_j$ – силы, указанные выше, действующие на j -ый вагон в продольном направлении (см. систему (1)), $\sum F_{pj}$ – сумма действующих на кузов j -го вагона поперечных горизонтальных сил: центробежных сил (в кривых), ветровой нагрузки, а также сил со стороны автосцепки и от тележек (перекошенных из-за возвышения наружного рельса).

В уравнениях (2) и (3) составляющие, связанные с колебаниями подвижной части жидкости, содержат следующие гидродинамические коэффициенты:

$$\omega_{жтj}^2 = \pi \cdot \frac{g}{L_n} \cdot \text{th} \left(\frac{\pi \cdot h}{L_n} \right) - \text{квадрат приведенной круговой частоты 1-го тона колебаний подвижной части жидкости в продольном направлении;}$$

здесь g – ускорение свободного падения, h – высота заполнения жидкости в цистерне, L_n – приведенная длина бака цистерны, которая зависит от типа цистерны;

$\omega_{жпj}^2 = \pi \cdot \frac{g}{L_r} \cdot \text{th} \left(\frac{\pi \cdot h}{L_r} \right) - \text{квадрат приведенной круговой частоты 1-го тона колебаний под-}$

вижной части жидкости в поперечном направлении; здесь величина L_r приведенной ширины невозмущенной поверхности жидкости в цистерне определяется по формуле

$$L_r = 2 \cdot \sqrt{R^2 - (h - R)^2},$$

где R – внутренний радиус бака цистерны;

$$m_{жлj} = \rho \cdot \frac{8 \cdot L_r^2 \cdot B_{пj}}{\pi^3} \cdot \text{th} \left(\frac{\pi \cdot h}{L_r} \right) - \text{масса, соот-}$$

ветствующая 1-му тону колебаний подвижной части жидкости в j -ой цистерне в продольном направлении, где $B_{пj}$ – приведенная ширина цистерны, которая, как правило, вычисляется

$$\text{по формуле } B_{пj} = \frac{V}{L_r \cdot h};$$

$$m_{жлrj} = \rho \cdot \frac{8 \cdot L_r^2 \cdot B_r}{\pi^3} \cdot \text{th} \left(\frac{\pi \cdot h}{L_r} \right) - \text{масса, соответ-}$$

ствующая 1-му тону колебаний в поперечном направлении подвижной части жидкости в j -ой цистерне, где B_r – приведенная длина невозмущенной поверхности жидкости в цистерне, которая вычисляется по формуле:

$$B_r = \frac{V}{L_r \cdot h};$$

$$h_{жвj} = h_b \cdot \sqrt{\frac{v_{жj}}{v_b}} - \text{коэффициент затухания}$$

жидкости в j -ой цистерне в продольном направлении, где $v_{жj}$ – кинематическая вязкость жидкости в j -ой цистерне, v_b – кинематическая вязкость воды, h_b – коэффициент затухания воды, который принимался равным $0,01 \cdot \frac{\Omega_{жлj}}{2\pi}$;

$$h_{жврj} = h_b^* \cdot \sqrt{\frac{v_{жj}}{v_b}} - \text{коэффициент затухания}$$

жидкости в j -ой цистерне в поперечном направлении, где h_b^* – коэффициент затухания воды, который принимался равным $0,01 \cdot \frac{\Omega_{жлrj}}{2\pi}$;

$m_{онj} = (M_{бj} - M_{тj}) - m_{жлj}$ – масса неподвижной части жидкости в j -ой цистерне в продольном направлении;

$m_{онrj} = (M_{бj} - M_{тj}) - m_{жлrj}$ – масса неподвижной части жидкости в j -ой цистерне в поперечном направлении. В приведенных формулах $M_{бj}$ – масса брутто j -го экипажа.

Приведенные системы дифференциальных уравнений (1–3) решаются с использованием численных методов интегрирования, которые выбраны с учетом особенностей дифференциальных уравнений и получаемых решений [1, 7]. В предлагаемом вычислительном комплексе в зависимости от решаемых задач для интегрирования дифференциальных уравнений (1–3) возможно использование как метода Адамса-Башфорта-Мултона

- прогноз:

$$p_{k+1} = y_k + \frac{h}{2}(3 \cdot \dot{y}_k - \dot{y}_{k-1});$$

- коррекция:

$$y_{k+1} = y_k + \frac{h}{2}(\dot{p}_{k+1} + \dot{y}_k),$$

так и метода Рунге - Кутты 4-го порядка:

$$y_{n+1} = y_n + \frac{h}{6}(k_1 + 2 \cdot k_2 + 2 \cdot k_3 + k_4);$$

$$k_1 = h \cdot f(x_n, y_n);$$

$$k_2 = h \cdot f\left(x_n + \frac{h}{2}, y_n + \frac{k_1}{2}\right);$$

$$k_3 = h \cdot f\left(x_n + \frac{h}{2}, y_n + \frac{k_2}{2}\right);$$

$$k_4 = h \cdot f(x_n + h, y_n + k_3).$$

Приведенные формулы относятся к группе сильно устойчивых разностных формул [3]. Применение именно сильно устойчивых формул вызвано спецификой тех задач, решение которых требуется рассматривать на довольно длинных отрезках интегрирования.

Как уже указывалось выше, упомянутый программный комплекс позволяет моделировать движения поездов сформированных из различных типов вагонов (грузовых или пассажирских), которые в свою очередь подразделяются на различные типы. Например, грузовые – крытый вагон, полувагон, цистерна и т.д.; пассажирские – плацкартные, купейные, межобластные, спальные вагоны и т.д. Характеристики приведенных выше вагонов находятся в базе данных о вагонах. На рис. 1 в качестве примера приведена база данных для грузовых (крытых) вагонов. Таблица исходных данных позволяет задать тип вагона, который указывается в натурном листе поезда, длину, вес тары, количество осей, вид нажатия на тормозную колодку (одностороннее или двухстороннее), тип подшипников, жесткость конструкции вагона.

Характеристики грузовых вагонов

Создать Сохранить Восстановить Удалить Выход

Вид вагона Крытый

№ п/п	Тип	Длина [м]	Тара [т]	Осей [шт]	Нажатие [тип]	Подшипники [тип]	Жесткость [кН/м]
1	200	14.0	22.0	4	Одностороннее	Качения	85000
2	201	16.0	26.0	4	Одностороннее	Качения	72000
3							
4							
5							
6							
7							
8							
9							
10							

Рис. 1. База данных грузовых (крытых) вагонов

При моделировании движения поездов в состав, которых входят цистерны с неполным наливом, создан специальный интерфейс, с помощью которого можно задать информацию, необходимую для определения описанных выше гидродинамических коэффициентов.

Например, в базе данных для цистерн (рис. 2) имеются дополнительные поля, в которых задается диаметр и длина котла. В поле «тип» – указывается калибровочный тип, который обозначен металлическими цифрами, приваренными к котлу на обеих сторонах его цилиндрической части.

Характеристики грузовых вагонов

Создать Сохранить Восстановить Удалить Выход

Вид вагона Цистерна

№ п/п	Тип	Длина [м]	Тара [т]	Осей [шт]	Нажатие [тип]	Подшипники [тип]	Жесткость [кН/м]	Диаметр котла [м]	Длина котла [м]
1	700	12.0	22.0	4	Одностороннее	Качения	80000	2.3	10.6
2	701	20.0	23.3	8	Двустороннее	Скольжения	80000	3.1	19.6
3									
4									
5									
6									
7									
8									
9									
10									

Рис. 2. База данных грузовых вагонов-цистерн

База данных для поездов содержит дополнительные поля, в которых при необходимости задается вид груза (жидкости) и высота недолива, которые указываются в натуральных листах при отправлении поездов, включающих цистерны. Например, в поле «Груз» – для цистерн указывается тип перевозимой жидкости (бензин, нефть, олифа и т.д.)

Кроме этого создана база данных для грузов, в которой задаются характеристики перевозимых грузов – плотность и кинематическая вязкость жидкости (рис. 4) [8].

Поезда (не более 200 экипажей)

Создать Сохранить Восстановить Удалить Выход

Название поезда П

N	Экипаж	Вес	Колоски	Режим в/б	Зазор	Аппарат	Грчз	Недолив
1	ВЛ-80т	120.0	Композция	Средний	0.065	Ш-1-ТМ		
2	Цистерна 700	80.0	Композция	Средний	0.065	Ш-1-ТМ	бензин	1.1
3	Цистерна 700	80.0	Композция	Средний	0.065	Ш-1-ТМ	бензин	2.2
4	Крытый 200	80.0	Композция	Средний	0.065	Ш-1-ТМ		
5	Крытый 200	80.0	Композция	Средний	0.065	Ш-1-ТМ		
6	Крытый 200	80.0	Композция	Средний	0.065	Ш-1-ТМ		
7	Крытый 201	80.0	Композция	Средний	0.065	Ш-1-ТМ		
8	Крытый 201	80.0	Композция	Средний	0.065	Ш-1-ТМ		
9	Крытый 200	80.0	Композция	Средний	0.065	Ш-1-ТМ		
10	Крытый 200	80.0	Композция	Средний	0.065	Ш-1-ТМ		
11	Крытый 200	80.0	Композция	Средний	0.065	Ш-1-ТМ		
12	Цистерна 700	80.0	Композция	Средний	0.065	Ш-1-ТМ	нефть	1.0
13	Цистерна 700	80.0	Композция	Средний	0.065	Ш-1-ТМ	нефть	1.2
14	Цистерна 700	80.0	Композция	Средний	0.065	Ш-1-ТМ	нефть	0.8
15	Цистерна 700	80.0	Композция	Средний	0.065	Ш-1-ТМ	нефть	0.7
16	Цистерна 700	80.0	Композция	Средний	0.065	Ш-1-ТМ	нефть	1.2
17	Цистерна 700	80.0	Композция	Средний	0.065	Ш-1-ТМ	бензин	0.9
18	Цистерна 700	80.0	Композция	Средний	0.065	Ш-1-ТМ	бензин	1.3
19	Цистерна 700	80.0	Композция	Средний	0.065	Ш-1-ТМ	бензин	0.6
20	Цистерна 700	80.0	Композция	Средний	0.065	Ш-1-ТМ	бензин	0.9

Рис. 3. База данных для поездов

Характеристики грузов

Создать Сохранить Восстановить Удалить Выход

Вид груза Жидкий

№	Тип	Плотность	Вязкость
1	бензин	1.21	0.005
2	нефть	0.9	0.007
3	КАС	1.31	0.00098
4			
5			
6			
7			
8			
9			

Рис. 4. База данных для грузов

В созданном программно-вычислительном комплексе предусмотрена возможность моделирования движения соединенных поездов с расположением однотипных локомотивов вдоль состава.

При исследовании динамической нагруженности поездов возможно моделирование межвагонных соединений, которые включают поглощающие аппараты различных типов.

Для реализации тормозных процессов, происходящих в поездах, учитывается, что в зависимости от типа экипажа возможны различные типы торможений: пневматическое (грузовые и пассажирские вагоны), электропневматическое (пассажирские вагоны), электрическое (локомотивы), а также торможение, вызванное аварийным режимом – разрыв тормозной магистрали или срыв стоп-крана. При этом предполагается, что тормозная магистраль может быть как сквозной, так и автономной, а рассредоточенные локомотивы могут управляться синхронно или по каким-то другим правилам.

Тормозная сила, действующая на экипаж при пневматическом или электропневматиче-

ском торможениях, определяется следующим образом:

$$Fb_j = -n_j \cdot \varphi_j \cdot k_j(t) \cdot fc,$$

где n_j – количество тормозных колодок в j -ом экипаже, φ_j – коэффициент трения тормозных колодок о колесо, который зависит от типа тормозных колодок, силы нажатия колодки на колесо и скорости движения [1, 3], $k_j(t)$ – сила нажатия на одну тормозную колодку, fc – коэффициент, который зависит от погодных условий, наличия песка в локомотиве и учитывает изменения условий сцепления колеса с рельсом.

Число тормозных колодок для каждого экипажа определяется с помощью его основных характеристик – количества осей и вида нажатия, которые задаются в исходных данных.

Сила нажатия на тормозную колодку определяется состоянием воздухораспределителя, который может создавать в тормозном цилиндре давление сжатого воздуха, соответствующее величине разрядки тормозной магистрали или полному или частичному (при ступенчатом отпуске) выпуску сжатого воздуха из цилиндров при повышении давления в магистрали.

При регулировочном торможении снижение скорости движения поездов может быть достигнуто, используя I-ую, II-ую или III-ую ступени торможений. В зависимости от выбранной ступени предполагается, что тормозной цилиндр наполняется сжатым воздухом, соответственно, на 40, 60 и 88 % от максимального значения давления [9].

Исследуя различные типы торможений, необходимо задавать вид торможения (ступень регулировочного торможения, ПСТ, ЭТ или падение давления, вызванное разрывом тормозной магистрали в заданном сечении поезда). В соответствии с этим моделируется работа воздухораспределителя и определяются значения сил нажатия в каждый момент времени. Воздухораспределитель на каждом экипаже срабатывает в момент прихода тормозной волны от источника разрядки тормозной магистрали. Изменение силы нажатия на тормозную колодку $k_j(t)$ в процессе наполнения тормозного цилиндра задается в соответствии с реальными тормозными характеристиками, а при выпуске сжатого воздуха – по линейному закону. При определении силы нажатия учитывается этап подвода тормозных колодок и время наполнения тормозных цилиндров, которое зависит от вида торможения (ПСТ или ЭТ), режима рабо-

ты воздухораспределителей на пассажирских вагонах (длинносоставный или короткосоставный), а также места нахождения данного экипажа по отношению к источнику разрядки тормозной магистрали.

Сила, действующая на локомотив в тяговом режиме или при электрическом торможении Ft , определяется согласно заданным тяговым или тормозным характеристикам, соответствующим выбранному локомотиву.

Сила основного сопротивления поступательному движению поезда для j -го экипажа Wo_j зависит от типа экипажа (грузовой, пассажирский вагоны или локомотив), и вида пути (стыковой или бесстыковой). Для грузовых вагонов при определении Wo_j учитывается также тип подшипников (качения или скольжения), нагрузка на ось и количество осей. При вычислении указанной силы для локомотивов учитывается режим движения (тяговый) [5].

Сила сопротивления движению, вызванная продольным профилем пути для j -го экипажа, определяется по формуле

$$Wi_j = \left(-i - \frac{200}{R} - 1,495 \cdot \frac{V_j^2}{R} + 9,197 \cdot H_r \right) \times \\ \times 0,001 \cdot g \cdot m_j,$$

где i – величина уклона в промилле (знак уклона задается согласно правилам тяговых расчетов: на спуске – со знаком « - », на подъеме – со знаком « + »), V_j – скорость экипажа, R – радиус круговой кривой в плане, H_r – возвышение наружного рельса [5]. В приведенной формуле величины радиуса круговой кривой и возвышения наружного рельса изменяются на входной и выходной кривых от нуля до заданного значения.

В предлагаемом программном комплексе исходные параметры участка пути задаются с помощью двух таблиц «Профиль участка» и «План участка». В таблице «Профиль участка» задаются длины элементов продольного профиля с постоянным уклоном и величины уклонов. В таблице «План участка» задаются:

- длина прямого участка;
- длина переходной кривой на входе в кривую (входная кривая);
- длина круговой кривой;
- длина переходной кривой на выходе из кривой (выходная кривая);
- радиус круговой кривой;
- величина возвышения наружного рельса кривой;

– величина зазора между гребнем колеса и боковой поверхностью головки рельса на прямом участке пути;

– величина этого зазора в кривой.

Для решения поставленной задачи необходимо сформировать задание для расчета. В нем указывается название участка пути, для которого в базе данных имеются все характеристики (параметры профиля и плана участка пути), состояние пути (отличное, среднее или плохое), тип пути (стыковой или бесстыковой). Состояние пути определяется уровнем неровностей пути и величиной сопротивления движению поезда [5].

В задании указывается также:

– название поезда, для которого в базе данных указаны необходимые исходные данные;

– начальное состояние поезда (растянут, сжат или зазоры в межвагонных соединениях распределены вдоль состава произвольным образом);

– величина скорости движения поезда в момент начала моделирования;

– режимная карта (режимы управления поездом), в которой задается номер тяговой или тормозной позиции, положение рукоятки прямодействующего тормоза локомотива, режим пневматического или электропневматического торможений (три ступени регулировочного торможения, полное служебное или экстренное торможение, обрыв тормозной магистрали поезда, с указанием номера вагона). Указанные режимы управления могут переключаться по значениям скорости движения или времени или координаты пути.

Процесс расчета может быть остановлен по показаниям скорости движения (когда скорость в данный момент времени окажется меньше заданной), по времени (когда время движения поезда будет больше заданного), или по координате пути (когда пройденный путь окажется больше заданного).

В результате расчета могут быть получены:

– осциллограммы продольных сил и ускорений;

– распределения вдоль поезда максимальных значений продольных сил в рассматриваемых сечениях и ускорений вагонов;

– значения наибольших в поезде продольных усилий и ускорений в данный момент времени с указанием номера сечения или экипажа, в котором они возникали;

– траектория движения – зависимость скорости движения от пройденного пути или от времени движения.

Апробация разработанной математической модели производилась путем сопоставления результатов, полученных путем численного интегрирования дифференциальных уравнений, описывающих движение поезда, с результатами многочисленных специальных опытов, проведенных в реальных условиях железных дорог [4, 10].

В качестве примера на рис. 5 приведены осциллограммы продольных сил в автосцепке, полученные при соударении 8-осной цистерны, с уровнем заполнения $h = 2,5$ м с цистерной-бойком массой 185,2 т при скорости $V = 8$ км/ч. Характеристики поглощающих аппаратов, геометрические, инерционные и другие параметры цистерны с жидкостью получены по данным испытаний.

Расчеты проводились при следующих значениях параметров: масса 8-осной цистерны равнялась 175 т, при этом масса цистерны с неподвижной относительно кузова жидкостью составляла 70,2 т, а приведенная масса, соответствующая 1-му тону колебаний подвижной части жидкости в цистерне $m_{жп} = 104,8$ т. Приведенные длина и ширина цистерны принимались равными соответственно $L = 19,6$ м и $B = 2,52$ м. Приведенная частота 1-го тона колебаний подвижной части жидкости $\omega_{жп} = 0,77$ с⁻¹, плотность жидкости $\rho = 10$ кН/м³, кинематическая вязкость $\nu = 2 \cdot 10^{-6}$ м²/с. Характеристика поглощающего аппарата получена по результатам проведенных опытов с описанным выше сцепом. Жесткости поглощающего аппарата Ш-1-ТМ при нагрузке и разгрузке равнялись соответственно 10 тыс. и 1,2 тыс. кН/м. Жесткость конструкции 8-осной цистерны принималась равной 19 тыс. кН/м.

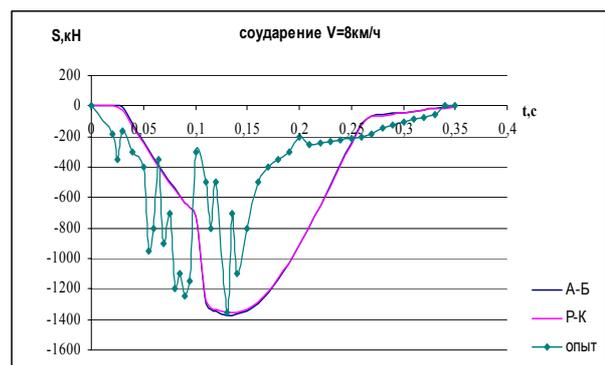


Рис. 5. Сопоставление осциллограмм продольных сил в автосцепке при соударении 8-осной цистерны со скоростью 8 км/ч, полученных опытным путем и по результатам расчетов

Как видно из приведенного рисунка, наибольшее значение продольной силы и время ее

появления, найденные расчетным путем, соответствует аналогичным величинам, полученным в эксперименте. Приведенные осциллограммы, для рассматриваемого отрезка времени, не зависят от способа интегрирование дифференциальных уравнений движения.

Для оценки влияния метода интегрирования на результаты получаемых решений на рис. 6–8 приведены зависимости перемещения и скорости движения сцепа после соударения от времени движения, а также зависимость скорости движения от пройденного пути для случая соударения, описанного выше. Более темная линия соответствует результатам, полученным при интегрировании систем дифференциальных уравнений (2, 3) методом Адамса-Башфорта-Мультона, а менее темная – методом Рунге-Кутты 4-го порядка.

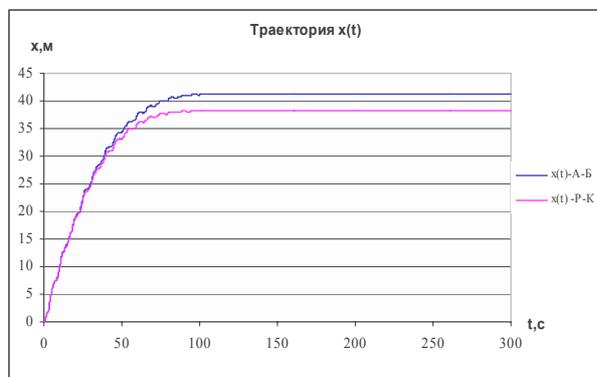


Рис. 6. Зависимость перемещения сцепа от времени движения при соударении со скорости 8 км/ч

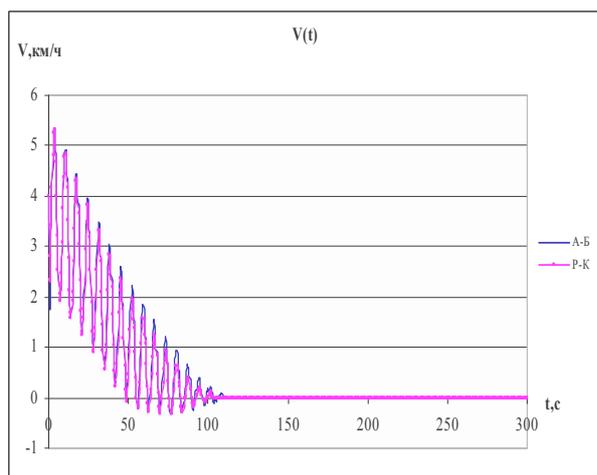


Рис. 7. Зависимость скорости движения сцепа от времени при соударении со скорости 8 км/ч

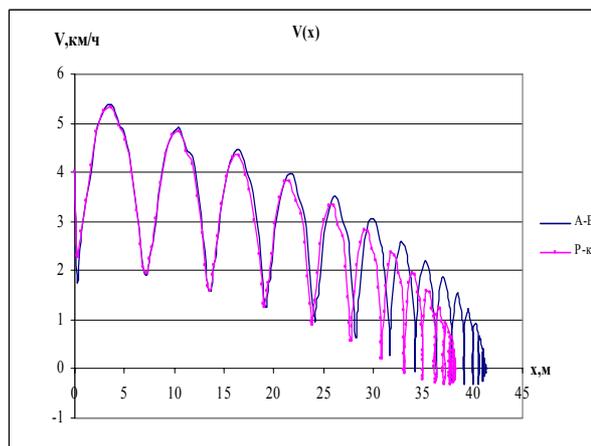


Рис. 8. Зависимость скорости движения сцепа от пройденного пути при соударении со скорости 8 км/ч

Как следует из рис. 5–8, предлагаемые методы интегрирования (Рунге-Кутты 4-го порядка и Адамса-Башфорта-Мультона) систем дифференциальных уравнений (2) и (3) дают различие только при оценке пройденного пути, которое не превышает 8 %.

Ниже в табл. 1 приведено сопоставление результатов эксперимента и расчета, соответствующих торможению поезда, состоящего из локомотива ВЛ-8 и 54-х загруженных вагонов-цистерн, залитых КАС массой 62 т с уровнем свободной поверхности жидкости, удаленной на 1,14 м от верхней внутренней поверхности котла цистерны, с результатами эксперимента [10]. В качестве контролируемых параметров использовались максимальные, в данном сечении поезда, продольные усилия. Рассматривалось экстренное торможение предварительно растянутого поезда с начальной скорости 15 км/ч.

Таблица 1

Максимальные продольные силы (кН), действующие на вагон с указанным номером	S_{42}	S_{43}	S_{44}	S_{45}	S_{46}
Расчет	-870	-910	-850	-810	-740
Опыт	-740	-920	-910	-790	-720
Погрешность, %	17	1	6,5	2,5	3

Как видно из приведенной таблицы, расхождения при оценке наибольших сил не превышали 17 %.

Анализ приведенных исследований показывает, что результаты, полученные путем численного интегрирования системы существенно

нелинейных дифференциальных уравнений движения поезда, вполне удовлетворительно согласуются с результатами экспериментов. Это позволяет считать, что построенная математическая модель и ее программная реализация довольно близко отображают процессы, имеющие место при переходных режимах движения поезда.

Как известно, в реальных условиях наиболее опасно протекают процессы экстренного торможения в том случае, когда зазоры существенно влияют на переходной процесс. Поэтому оценим продольную нагруженность поезда, состоящего из локомотива ВЛ-8 и 59 цистерн массой 85,2 т, при экстренном торможении со скорости 30 км/ч. Расчеты проводились для следующих параметров цистерн: масса цистерны равнялась 85,2 т, при этом масса тары цистерны и неподвижной относительно кузова жидкости составляла 40,1 т, а приведенная масса, соответствующая 1-му тону колебаний подвижной части жидкости в цистерне $m_{жп} = 45,1$ т. Приведенные длина и ширина цистерны принимались равными соответственно $L = 10,3$ м и $B = 2,45$ м. Приведенная частота 1-го тона колебаний подвижной части жидкости $\omega_{жп} = 1,23$ с⁻¹, плотность жидкости $\rho = 13,1$ кН/м³, уровень недолива $h_n = 1,14$ м.

Чтобы показать, в какой мере продольная нагруженность «наливного» поезда отличается от той, которая имеет место в поезде, содержащем только вагоны с неподвижными грузами, было проведено моделирование экстренного торможения поезда, состоящего из локомотива ВЛ-8 и 59 полувагонов массой 85,2 т. В качестве сравнения рассматривался поезд, сформированный из 59 полувагонов. Предполагалось, что рассматриваемые поезда оборудованы композиционными тормозными колодками, а воздухораспределители включены на средний режим работы. Для оценки наибольших в поезде усилий и характера изменения их максимальных значений в межвагонных соединениях рассматривался случай, когда эти соединения оборудованы упруго-фрикционными поглощающими аппаратами Ш-1-ТМ, при этом жесткость межвагонного соединения при нагружении принималась равной 26 тыс. кН/м.

Ниже на рис. 9 изображены графики распределения наибольших продольных сил по длине поезда.

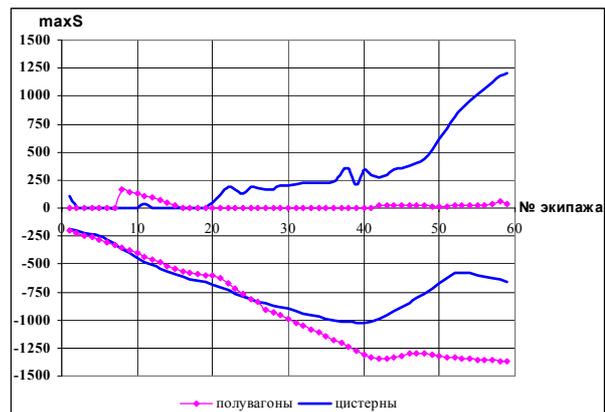


Рис. 9. Распределение максимальных значений продольных сил по длине поезда, состоящего из полувагонов (прерывистая линия) или из цистерн (сплошная линия)

Из приведенного рисунка видно, что наибольшие сжимающие силы возникают в поезде, сформированном из полувагонов. В наливном поезде подвижность жидкости уменьшает сжимающие усилия в автосцепках, но приводит к росту наибольших растягивающих продольных усилий, которые возникают в момент прихода тормозной волны к хвостовым вагонам. Как известно, уровень продольных усилий зависит от характеристики межвагонного соединения. В частности, ниже на рис. 10 показаны распределения вдоль поезда, состоящего из 59 цистерн, максимальных значений продольных сил в различных сечениях состава при экстренном торможении для варианта, когда жесткость в межвагонном соединении при нагружении была уменьшена до 13 тыс. кН/м (случай, когда оба поглощающих аппарата имели возможность полностью выбрать свой ход). В этом случае уровень сжимающих усилий снизился незначительно (на 10 %), а значение наибольшей растягивающей продольной силы уменьшилось примерно в 1,5 раза.

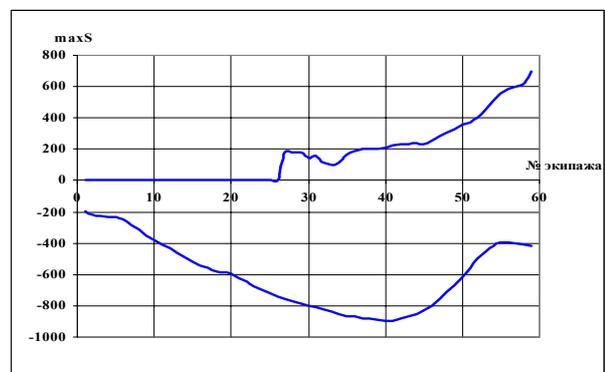


Рис. 10. Распределение максимальных продольных сил по длине поезда, состоящего из 59 цистерн, при экстренном торможении со скорости 30 км/ч

Из проведенных экспериментов с поездами, сформированными из цистерн, известно, что после отпуска тормозов на стоянке в течение некоторого времени цистерны совершают перемещения под влиянием колебаний подвижной части жидкости. Исследуем это явление и выясним, в какой мере величина начальной затяжки влияет на распределение вдоль поезда максимальных значений продольных сил и на протекание описанного динамического процесса.

Для проведения численного эксперимента рассматривался описанный выше поезд из локомотива ВЛ-8 и 59 цистерн. Моделировалось экстренное торможение предварительно растянутого поезда со скорости 30 км/ч.

На рис. 11–12, в качестве примера, изображены зависимости перемещения и скорости 2-го экипажа от времени. На приведенных графиках рассмотрены процессы от момента остановки поезда. При этом тормозной путь составил приблизительно 121 м (см. рис. 11 по оси ординат), а произошло это на 20-й секунде движения (ось абсцисс).

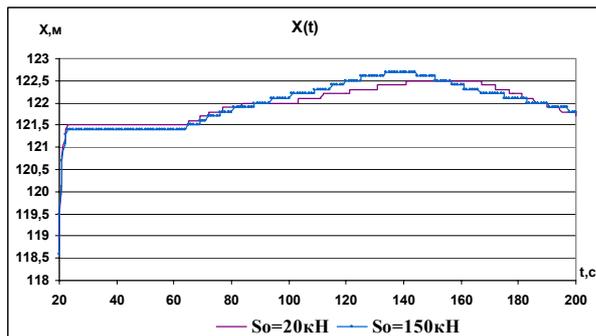


Рис. 11. Зависимость перемещения от времени движения при экстренном торможении со скорости 30 км/ч при разных значениях начальной затяжки поглощающего аппарата Ш-1Т-М

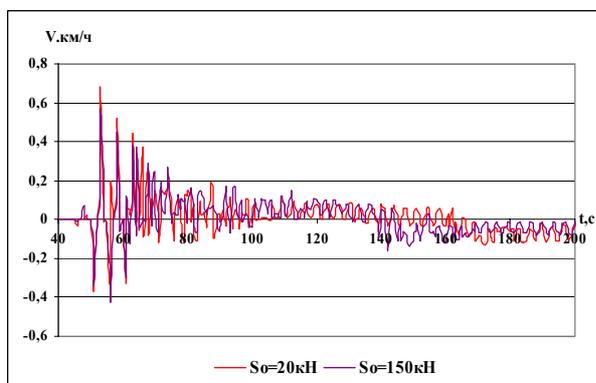


Рис. 12. Зависимость скорости движения от времени при разных значениях начальной затяжки поглощающего аппарата Ш-1Т-М

Из рис. 11 видно, что примерно после 60-й секунды закончился полный отпуск тормозов, после чего наблюдается процесс колебания цистерны под действием подвижной жидкости. Как следует из полученных результатов, при увеличении начальной затяжки поглощающего аппарата с 2 до 15 т колебательный процесс оказывается более интенсивным.

На рис. 13 приведены графики распределения по длине рассматриваемого поезда максимальных значений продольных усилий для разных значений начальной затяжки поглощающего аппарата.

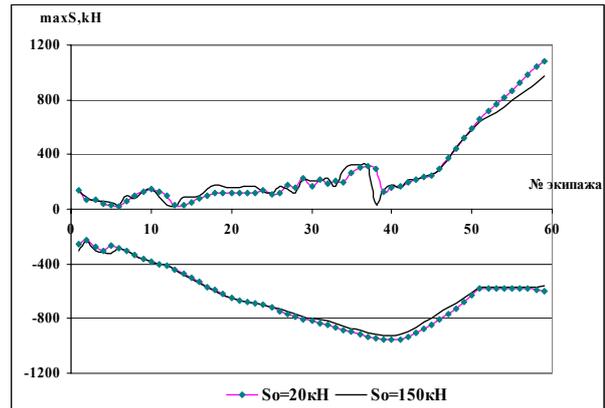


Рис. 13. Распределение максимальных продольных сил по длине поезда при разных значениях начальной затяжки поглощающего аппарата Ш-1Т-М

Приведенные зависимости показывают, что величина начальной затяжки практически не влияет на уровень наибольших сил в поезде.

Из приведенных выше графиков следует, что разработанная математическая модель достаточно точно отображает процессы, протекающие в грузовых поездах, в том числе в поездах, сформированных только из цистерн с неполным наливом.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Блохин, Е. П. Вычислительный комплекс для решения задач безопасности и устойчивости движения подвижного состава железных дорог [Текст] / Е. П. Блохин, Л. В. Урсуляк., К. И. Железнов // Вісник Дніпропетр. нац. ун-ту заліз. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – 2007. – Вип. 18. – Д.: Вид-во ДНУЗТ, 2007. – С. 106-114.
2. Блохин, Е. П. Динамика поезда (нестационарные продольные колебания) [Текст] / Е. П. Блохин, Л. А. Манашкин. – М.: Транспорт, 1982. – 222 с.
3. Коломийченко, В. В. Автосцепное устройство подвижного состава [Текст] / В. В. Коломийченко.

- нко, Н. Г. Беспалов, Н. А. Семин. – М.: Транспорт, 1980. – 185 с.
4. Рыжов, А. В. Исследование нагруженности восьмиосных цистерн при соударениях [Текст] / А. В. Рыжов, Ю. М. Черкашин, Н. Я. Гаркави // Вестник ВНИИЖТ. – № 6. – М., 1982. – С. 37-40.
 5. Правила тяговых расчетов для поездной работы [Текст]. – М.: Транспорт, 1985. – 287 с.
 6. Таблицы калибровки железнодорожных цистерн [Текст]. – М.: Транспорт – ТРАНСИНФО, 1997. – 109 с.
 7. Хемминг, Р. В. Численные методы [Текст] / Р. В. Хемминг. – М.: Наука, 1968. – 400 с.
 8. Справочник машиностроителя [Текст] / под ред. Е. А. Чудаков. – Т. 1. – М.: Машгиз, 1953. – 1036 с.
 9. Иноземцев, В. Г. Тормоза железнодорожного подвижного состава [Текст] / В. Г. Иноземцев. – М.: Транспорт, 1979. – 424 с.
 10. Разработка и согласование с Укрзалізницею технических условий на перевозку КАС (ТУ 24.00.1286-82) по маршрутам Горловка–Одесса, Черкассы–Одесса в вагонах модели 15-1443 [Текст] : отчет о НИР / ДИИТ. – Д., 1996. – 96 с.

Поступила в редколлегию 21.04.2010.

Принята к печати 29.04.2010.