

Решение системы (3) по второму варианту производилось с целью изучения наиболее неблагоприятных условий движения цистерны из-за колебаний жидкости в котлах. Задавались такие начальные условия, которые позволяли получать всевозможные фазы взаимодействия соседних цистерн с целью наибольшего влияния их на продольные силы.

#### **Выводы**

Таким образом, при самых различных начальных условиях, не удалось получить значения продольных сил, появляющихся только вследствие колебаний жидкости, больших, чем при взаимодействии двух соседних цистерн с одинаковым уровнем заполнения, у которых искусственно были возбуждены колебания жидкости, происходящие в противофазе. При этом максимальные продольные силы не превышали 20 тс. Таким образом, движение частично заполненной цистерны при установившемся режиме движения поезда является динамически устойчивым.

#### **ЛИТЕРАТУРА**

1. [http://www.railways.kz/index.php?option=com\\_content&task=view&id=1770](http://www.railways.kz/index.php?option=com_content&task=view&id=1770)
2. [http://www.rrr.ru/ru/news/company\\_news/index.php?id15=95](http://www.rrr.ru/ru/news/company_news/index.php?id15=95)
3. Черкашин Ю.М. Динамика наливного поезда / Труды ЦНИИ МПС. -М., Транспорт, 1975. - Вып. 543. – 136 с.
4. Дувалян С. В. Исследование продольной динамики поезда с применением ЭЦВМ. М., «Транспорт», 1970, с. 39 - 54. (Труды Всесоюз. науч.- исслед. ин-та ж.-д. транспорта. Вып. 425).
5. Черкашин Ю. М. Расчет поперечных колебаний жидкости и боковой качки цистерны при неполном наливке. - «Вестник Всесоюз. науч. - исслед. ин-та ж.-д. транспорта», 1970, №3, с. 5-10.
6. Вершинский С. В., Данилов В.Н., Челноков И.И. Динамика вагона. М., «Транспорт», 1972, 301 с.

**УДК 625.245.26.001.24**

**Мусаев Жанат Султанбекович – к.т.н., доцент (Алматы, КазАТК)**

#### **ДИНАМИЧЕСКАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ ЦИСТЕРН ПРИ ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМАХ ДВИЖЕНИЯ НАЛИВНОГО ПОЕЗДА**

Дефицит трубопроводных мощностей в Казахстане подталкивает экспортеров нефти к активному использованию железнодорожных маршрутов. Объем отгрузок по железной дороге из Казахстана, согласно данным Министерства энергетики и минеральных ресурсов (МЭМР), вырос в I квартале 2009 г. до 2,5 млн т с 1,5 млн т за аналогичный период прошлого года. Увеличиваются поставки углеводородного сырья в Китай и другие страны [1].

Развитие нефтедобывающей, нефтеперерабатывающей и других видов промышленности Казахстана требуют значительного увеличения объема перевозок наливных грузов. Для их освоения необходимо значительное повышение скорости движения и массы наливных поездов. В связи с этим, для обеспечения безопасности движения, появляется задача о необходимости совершенствования методов расчета динамических характеристик железнодорожных цистерн, с учетом колебаний самой цистерны и находящейся в ней жидкости. Необходимо проведение исследований динамических параметров взаимодействия цистерны с учетом многообразия форм колебаний жидкости, уровней заполнения при их движении по пути с различными видами детерминированных и случайных неровностей, а

также изучение динамической устойчивости цистерн при установившихся и переходных режимах движения наливного поезда.

Уравнения движения поезда, составленного из частично заполненных цистерн, при трогании с места определяются системой уравнений [2]:

$$\left. \begin{aligned} M_i \ddot{X}_i + \rho\gamma \sum_{j=1}^{\infty} a_{i,2j-1} \ddot{q}_{i,2j-1} + N_i - N_{i-1} - F_{Ti} + F_{TPi} &= 0; \\ \ddot{q}_{i,2j-1} + a_{i,2j-1} \mu_{i,2j-1} \ddot{X}_i + 2\varepsilon_{i,2j-1} \dot{q}_{i,2j-1} + \omega_{i,2j-1}^2 q_{i,2j-1} &= 0; \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

( $i = 1, 2, \dots, n; j = 1, 2, \dots, \infty$ ),

где  $M_i = \bar{m}_{ж}\gamma$  – масса  $i$ -го экипажа (при  $i=0$  – головные локомотивы;  $i = 1, 2, \dots, n$  – вагоны);  $m_i$  – масса цистерны с частью жидкости;  $\bar{m}_{ж}\gamma$  – масса учитываемых форм колебаний жидкости;  $N_i$  – продольная сила взаимодействия  $i$ - и  $(i+1)$ -го экипажей;  $F_{Ti}$  – касательная сила тяги локомотивов;  $F_{TPi}$  – сила сопротивления движению, включая и силу торможения.

При этом характеристика касательной силы локомотива  $F_T$  будет иметь различный вид в зависимости от рассматриваемой скорости нарастания силы тяги локомотива. В основном рассматривалось два режима: внезапное приложение силы тяги  $F_0$  и сила, изменяющаяся по закону [2]:  $F_T(t) = F_0(1 - e^{-\chi t})$ , где  $\chi$  – параметр, характеризующий нарастание силы тяги. Функции  $F_{TPi}$ , в системе уравнений (1) имели вид

$$F_{TPi} = M_i g W_{0i},$$

где  $W_{0i}$  – удельное сопротивление  $i$ -го экипажа.

Для электровоза при  $i = 0$

$$F_{TP}^i = m_0 g (1,9 + 0,1v + 0,0003v^2); \quad (2)$$

для цистерн:

$$F_{TP}^i = m_i g \left( 0,7 + \frac{8 + 0,1v + 0,0025v^2}{q_0} \right); \quad (3)$$

$i = 1, 2, \dots, 40$

где  $v$  – скорость движения, км/ч;  $q_0$  – нагрузка на ось, тс.

Расчеты показали существенную зависимость продольных сил от скорости нарастания силы тяги, величины и распределения по длине поезда зазоров в автосцепках между цистернами и уровнем заполнения цистерн.

Процесс трогания предварительно растянутого поезда аналогичен процессу взаимодействия частично заполненных цистерн при установившемся режиме. Причем различной скорости нарастания силы тяги соответствовало при установившемся режиме различное значение начальных условий и  $j_0$ :

$$\delta_i = \begin{cases} j_0 \text{ при } i \frac{l}{v} \leq t \leq \frac{2i+1}{2} \frac{l}{v} \text{ и } t \in \left[ i \frac{l}{v}, \frac{2i+1}{4} \frac{l}{v} \right] \\ 0 \text{ вне этого отрезка } t \notin \left[ i \frac{l}{v}, \frac{2i+1}{2} \frac{l}{v} \right] \end{cases}, \quad (4)$$

где  $l$  – расстояние между центрами тяжести вагонов;  $v$  – скорость движения вагонов.

В этом режиме происходит синхронное колебание жидкости, и относительные перемещения соседних цистерн, вследствие действия гидродинамических сил, малы. Однако, при резком нарастании силы тяги (мгновенное приложение силы), т.е. при значительном начальном возмущении, появляются продольные силы от гидроудара, действующие на днище котла. Эти силы одинаковы для всех цистерн в поезде и со временем уменьшаются, так как колебания жидкости затухают.

Гидродинамические силы увеличиваются с увеличением величины недолива; в среднем они не превышают 10 тс. Максимальная продольная сила при трогании предварительно растянутого поезда возникает в головном сечении поезда. Значения этой силы уменьшались с увеличением недолива.

Процесс взаимодействия цистерн при трогании предварительно сжатого поезда проходит значительно сложнее. Распространение силовой волны, т.е. последовательное трогание частично заполненных цистерн, качественно происходит так же, как и для полностью заполненных цистерн. При этом максимальные продольные силы получаются несколько меньше и с увеличением недолива уменьшаются. Максимальное значение этих сил превышает касательные силы тяги примерно в 1,5 раза. Продольные ускорения вызывают движение жидкости относительно котла цистерны и, следовательно, дополнительные продольные силы. Таким образом, происходит распространение другой силовой волны, вызванной воздействием колеблющейся жидкости, отстающей от первой на некоторый промежуток времени, который зависит от уровня заполнения, величины зазоров, характеристики поглощающих аппаратов. Следует заметить, что с увеличением недолива увеличиваются продольные силы из-за колебания жидкости. При одинаковом уровне заполнения и полностью сжатом составе максимальное значение гидродинамических сил наблюдается в концевых цистернах поезда.

В процессе решения задачи не было получено значения таких величин продольных сил вследствие колебания жидкости, превышающих силы, возникающие при распространении первой силовой волны. Суммирование силы первой и второй силовых волн не наблюдалось.

Чтобы выявить неблагоприятное сочетание зазоров в поезде, была решена система (1) при случайном распределении величин зазоров.

Рассмотрим случай равномерного распределения вероятностей. Введем случайный вектор:

$$z = \{z_1, z_2, \dots, z_n\},$$

компоненты которого являются случайными величинами с заданным одинаковым законом распределения на отрезке  $|0, 2\delta|$ , т.е. значения их изменяются в пределах зазора, равного  $2\delta$ . Таким образом, в каждом сечении поезда зазор в упряжи представляет собой случайную величину, принимающую любое значение из интервала  $|0, 2\delta|$ .

Значения случайного вектора получаем следующим образом. Вначале получаем случайные числа, равномерно распределенные на отрезке  $|0, 1|$ , из которых образуем случайную последовательность  $\{z_k^*\}$ , все элементы которой вычислим по формуле:

$$z_k = 2\delta z_k^*$$

Элементы последовательности есть значения случайной величины, равномерно распределенные в интервале  $|0, 2\delta|$ .

Сделаем выборки

$$\{z_1^{(1)}, z_2^{(1)}, z_3^{(1)}, \dots, z_n^{(1)}\}, \{z_1^{(2)}, z_2^{(2)}, z_3^{(2)}, \dots, z_n^{(2)}\}, \{z_1^{(N)}, z_2^{(N)}, z_3^{(N)}, \dots, z_n^{(N)}\},$$

которые будут начальными зазорами при решении системы (1).

В процессе решения системы (1) для каждой выборки  $\{z'_n\}$  определялись максимальные продольные силы при трогании, вызванные распространением первой и второй силовыми волнами. Эти величины для выборки  $\{z'_n\}$  выводятся в ЭВМ. В результате были получены  $2N$ -значения продольных сил в каждом сечении, по которым строились распределения вероятностей. Описанный выше метод решения системы (1) является известным методом статистических испытаний (метод Монте-Карло).

Анализ полученных решений показал, что конкретным значениям выборок  $\{z'_n\}$  определяющих начальное состояние поезда, соответствуют связанные с ними величины продольных сил. Наибольшие силы получаются, когда первая часть значений принимает максимальные значения, а остальная - минимальные (это соответствует случаю, когда состав поезда сжат лишь частично). Для каждого сечения определялись статистические характеристики рассчитанных значений сил, ускорений, деформаций поглощающего аппарата.

Анализ результатов решения показал, что величины продольных сил в поезде, составленном из частично заполненных цистерн, не превышают этих сил в поезде, составленном из полностью заполненных цистерн.

Продольные силы при торможении поезда, составленного из частично заполненных цистерн, определяли для регулировочного режима торможения, служебного и экстренного. Уравнения движения определяются системой (1), причем функция  $F_{Ti}$  имеет вид

$$F_{Ti} = F_{TP}^{(0)} + F_{TP}^{(i)} + B_i,$$

где  $F_{TP}^{(0)}$  и  $F_{TP}^{(i)}$  рассчитываются по формулам (2) и (3).

Согласно работе [2], функцию  $B_i$  определим так:

$$B_i = n_k \varphi_k K_i(t) \sigma_0 (t - t_i - \tau_i) \sin \nu_i,$$

где  $n_k$  - количество колодок в экипаже;  $K_i(t)$  - сила, действующая на одну тормозную колодку;  $\varphi_k$  - коэффициент трения, зависящий от типа тормозных колодок;  $\sigma_0$  - единичная функция;  $t_i$  - время начала торможения;  $\tau_i$  - время, в течение которого тормозная волна приходит из головного в  $i$ -сечение.

При этом

$$\tau_{i+1} - \tau_i = \frac{l_i}{c},$$

где  $l_i$  - длина  $i$ -го экипажа;  $c$  - скорость распространения тормозной волны.

Коэффициент трения  $\varphi_{ki}$  для композиционных колодок можно представить в виде:

$$\varphi_{ki} = 0,44 \frac{K_i + 20|\nu| + 150}{4K_i + 20|2\nu| + 150},$$

Функцию  $K_i(t)$  представим в виде (рис.1), согласно [3].

$$K_i(t) = \begin{cases} 0, & \text{при } t - t_1 < \tau_i; \\ K_{0i} e^{\lambda(t-t_1-\tau_i)}, & \text{при } \tau_i < t - t_1 \leq \tau_i + \tau_{1i}; \\ -\frac{K_{0i}}{\tau_{1i} - \tau_{0i}} (t - t_1 - \tau_i - \tau_{2i}), & \text{при } \tau_i + \tau_{10} \leq t - t_1 \leq \tau_{2i} + \tau_{1i} + \tau_i; \end{cases}$$

где  $\chi$  - параметр, характеризующий скорость заполнения воздухом тормозных цилиндров;  $K_{0i}$  - максимальная сила нажатия колодок;  $\tau_{0i}$  - время начала отпуска.

Скорость распространения тормозной волны принималась равной 200 м/с; скорость отпуска 70 м/с,  $K_{0i} = 0,75$  тс. Величины  $\tau_{1i}$  и  $\tau_{2i}$  определены по рис. [3].

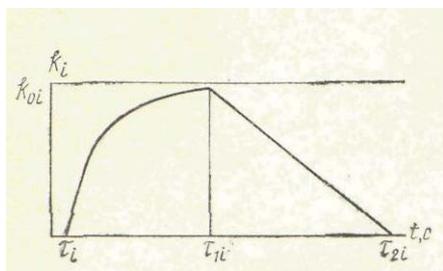


Рисунок 1. Зависимость силы нажатия тормозных колодок от времени заполнения воздухом тормозных цилиндров

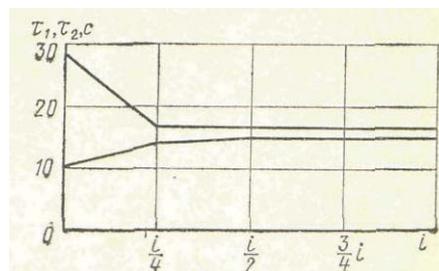


Рисунок 2. График изменения времени наполнения тормозных цилиндров по длине поезда

Торможение производилось ступенями с отпуском при скорости движения от 40 до 160 км/ч. Величины продольных сил в поезде были незначительны и имели тенденцию к уменьшению при увеличении недолива. Гидродинамические силы, вследствие колебания жидкости, увеличивались, но не превышали 10 тс. После отпуска процесс взаимодействия цистерн был аналогичен процессу, происходящему в поезде в установившемся режиме, когда на жидкость действует возмущение  $j_0$ .

#### Выводы

При служебном и экстренном торможении продольные силы получают несколько больше, но не превышают сил в поезде, составленном из полностью заполненных цистерн. Для анализа устойчивости движения цистерн от выжимания была использована методика, изложенная в работе [4], по которой были вычислены коэффициенты запаса устойчивости против выжимания цистерн при действии продольных сил. Анализ продольных сил и значений коэффициентов запаса устойчивости от выжимания цистерн в поезде позволяет сделать вывод, что динамическая устойчивость цистерн, не полностью заполненных, выше устойчивости цистерн полностью заполненных.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. «Транспорт и связь в Республике Казахстан» 2004 — 2008 /Статистический сборник, Астана, ТОО «Дэме», 2009, 104 с.
2. Черкашин Ю.М. Динамика наливного поезда /Труды ЦНИИ МПС. М., Транспорт, 1975, вып. 543, 136 с.
3. Лазарян В. А., Блохин Е. П., Манашкин Л. А., Велик Л. В. К вопросу о математическом описании процессов, происходящих при переходных режимах движения поездов с зазорами в упряжи /Труды Днепропетровского ин-та инженеров транспорта. М., Транспорт, 1970, вып. 103, с. 16-21.
4. Вершинский С. В., Данилов В. Н., Челноков И. И. Динамика вагона. М., Транспорт, 1972, 301 с.