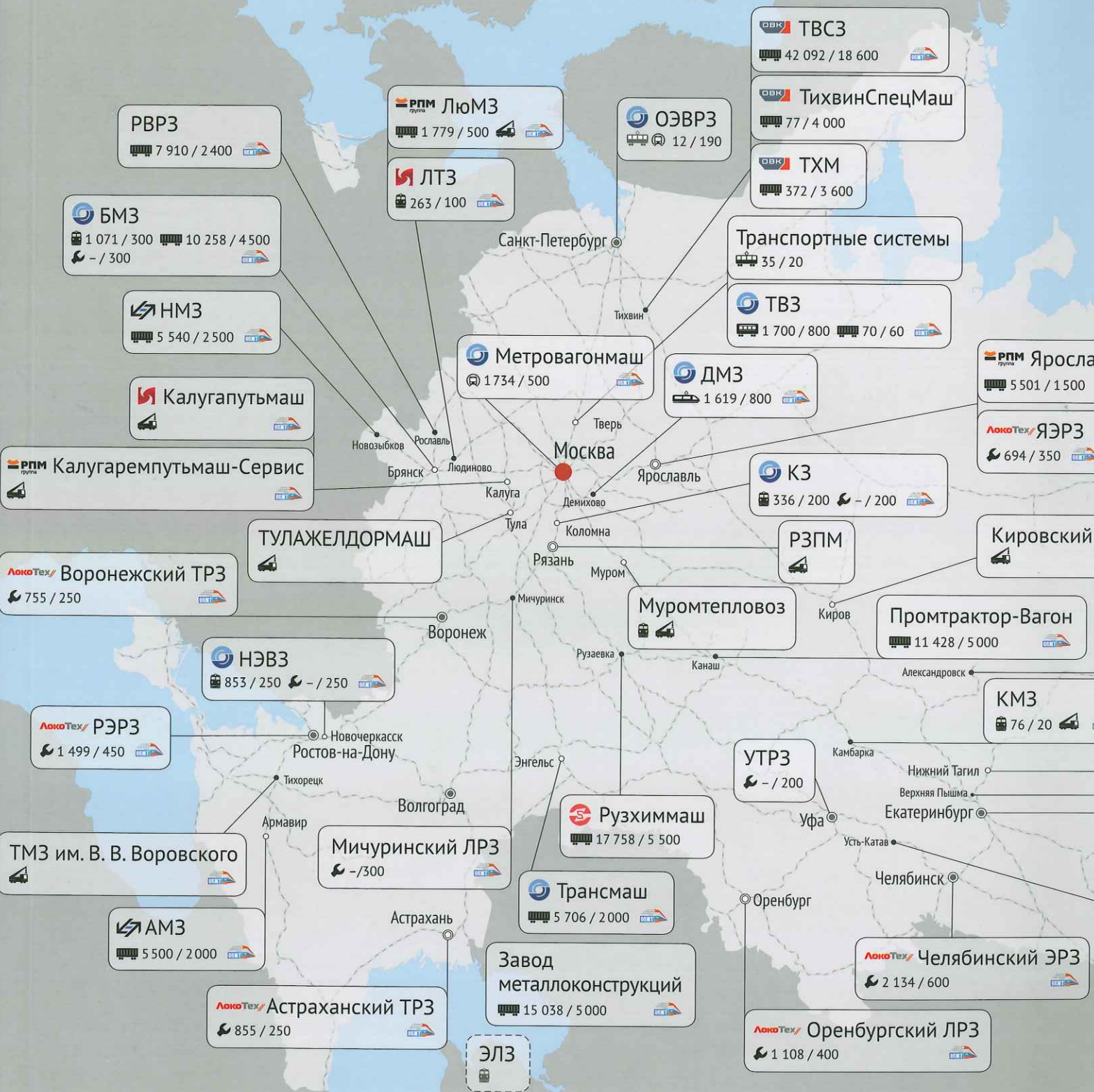


# ТЕХНИКА®

## ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ

№ 1 (37) февраль 2017

8126-9661 NSSI





# Уменьшение продольных силовых возмущений при распределенном управлении торможением поезда (РУТП)



**В. А. Карпычев,**  
д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Машиноведение, проектирование, стандартизация и сертификация» Московского государственного университета путей сообщения Императора Николая II (МИИТ)



**С. Г. Чуев,**  
к.т.н., генеральный конструктор ОАО МТЗ ТРАНСМАШ, заслуженный конструктор РФ

Увеличение провозной способности железных дорог страны является одной из важнейших народно-хозяйственных задач по повышению эффективности использования железнодорожного транспорта. ОАО «РЖД» в последние годы этому уделяет большое внимание, особенно на железных дорогах, расположенных в азиатской части страны, где увеличивается поток народно-хозяйственных грузов, идущих с востока на запад.

## Предпосылки создания РУТП

В связи с экономическим ростом Китая и Японии грузооборот на Дальневосточном отделении железной дороги непрерывно растет, а в летнее время необходимо успеть произвести ремонтные работы пути – это все требует оптимизации в процессе перевозки. Чтобы увеличить пропускную способность Дальневосточного отделения железной дороги, поезда теперь курсируют и по Байкало-Амурской магистрали. Кроме того, в последние годы ОАО «РЖД» уделяет огромное внимание созданию систем, позволяющих водить поезда повышенного веса (9 000 т, в перспективе – 18 000 т) и длины (более 100 вагонов).

Одним из важнейших показателей при вождении длинносоставных тяжеловесных поездов, влияющим на безопасность, является динамика отдельных движущихся единиц и поезда в целом, особенно в про-

цессе торможения. Это позволяет сохранять подвижной состав, увеличивать срок службы вагонов и, как следствие, снижать стоимость перевозок. При этом основным параметром, влияющим на эти процессы, является скорость распространения тормозной волны.

Уже не одно десятилетие многими организациями и институтами в нашей стране и за рубежом делаются попытки создания электропневматического тормоза (ЭПТ) для грузовых вагонов. И надо отметить, что они неоднократно приводили к решению такой задачи, однако их стоимость составляла миллионы долларов. Также состав, оборудованный электропневматическим тормозом, должен всегда состоять только из вагонов, оснащенных ЭПТ, и при попадании вагонов, не содержащих ЭПТ, делает невозможным его использование.

## Постановка задачи и ее реализация

В 2011 году перед специалистами ОАО МТЗ ТРАНСМАШ была поставлена задача по созданию системы, позволяющей водить длинносоставные (1 500-2 000 м и более)

тяжеловесные поезда, при этом их динамика должна быть приближена к динамике грузовых поездов, оборудованных электропневматическим тормозом, а цена – минимальной [1].



В 2012 году были успешно проведены поездные испытания системы РУТП.230 на электровозе ВЛ10 № 269, оборудованном краном машиниста 230Д, приписанного к депо Московка (Омск).

В 2013 году завершена разработка конструкторской документации, проведены предварительные заводские испытания систем распределенного управления торможением поезда РУТП.230, РУТП.130 и РУТП.395 для локомотивов, оснащенных кранами машиниста любого типа, в том числе с дистанционным управлением 230Д и 130, а также 395.

В 2013 году системой РУТП.130 были оборудованы электровозы 2ЭС6 и 2ЭС10

для проведения испытаний, которые прошли успешно.

В декабре 2014 года на участке ст. Рыбное – ст. Орехово-Зуево проведен опытный поезд 9 000 т магистральным газотурбовозом ГТ1h-002, оснащенный системой РУТП.130, которая показала свою работоспособность в составе газотурбовоза.

В мае 2015 года на участке ст. Иртышское – ст. Балезино в опытную эксплуатацию была запущена демонстрировавшая свою стабильную работоспособность система РУТП.130, установленная на локомотивах 2ЭС6 и 2ЭС10 и эксплуатирующаяся по настоящее время. Интенсивность движения поездов с системой РУТП.130 составляет от 2 до 3 поездов/сут.

## Система распределенного управления тормозами поезда

На рисунке 1 (патент RU 144186 U1) показаны схемы формирования длинносоставного грузового поезда с установленными в различных местах блоками хвостового вагона (БХВ)<sup>1</sup>:

- без БХВ в поезде (торможение только от локомотива);
- с одним БХВ в хвосте поезда (разрядка тормозной магистрали локомотивом и с хвоста поезда);
- с двумя БХВ в середине и хвосте поезда (разрядка тормозной магистрали локомотивом и в местах установки БХВ);
- с тремя БХВ между вагонами, как показано на схеме.

Такое расположение БХВ позволяет разрядить тормозную магистраль в различных ее точках по длине поезда, а сигнал управления, передаваемый по радиоканалу от локомотива, – управлять БХВ как одновременно всеми установленными вдоль состава, так и выборочно конкретным БХВ.

В течение трех лет ОАО МТЗ ТРАНСМАШ и МИИТ совместно вели научно-исследовательские работы, направленные на выработку практических рекомендаций по определению места установки и количества БХВ вдоль состава, при этом динамика торможения поезда должна соответствовать динамике торможения грузового поезда, оснащенного электропневматическим тормозом, а загруз-

ка отдельных вагонов (грузевый, порожний) не должна влиять на динамику торможения. Суть способа состоит в разрядке магистрали грузового поезда не только с головы состава, как принято по классической схеме, но и в других точках магистрали, например в хвосте. Комплекс спроектированного оборудования позволяет производить разрядку в любой точке магистрали грузового поезда. Однако такой подход актуализирует задачу обоснования рационального количества точек разрядки магистрали и мест их расположения для составов, имеющих различные геометрическо-массовые характеристики.

Данная задача решалась из условия минимизации максимальных продольных силовых

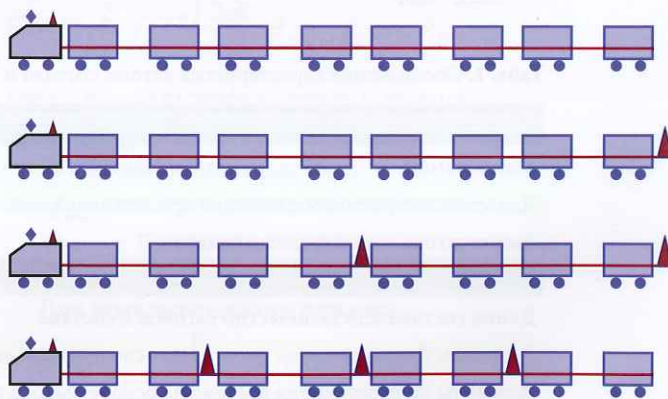


Рис. 1. Варианты размещения блоков хвостового вагона (БХВ) по длине поезда

<sup>1</sup> Блок хвостового вагона (БХВ) – устройство, управление которым производится по радиоканалу от локомотива и которое позволяет разрядить тормозную магистраль в точке его установки по длине поезда и присоединения к тормозной магистрали.



возмущений в составе, имеющих место при торможении. В качестве источника силовых возмущений рассматривалось неравенство тормозных усилий вдоль состава, а именно удельных действительных тормозных сил вагонов. При этом очевидно, что если удельные действительные тормозные силы вагонов равны между собой, то и силовые возмущения от этих сил в вагонных соединениях равны нулю.

В качестве переменных величин в задаче минимизации максимальных удельных действительных нажатий принимались следующие характеристики вагона, состава и схемы разрядки магистрали (табл. 1).

Варьирование величинами осуществлялось с учетом наличия или отсутствия взаимосвязей.

Основы алгоритма определения минимума максимальных удельных действительных тормозных сил состава заключались в следующем:

1. В заданный момент времени торможения определялась удельная действительная тормозная сила вагона в составе с учетом времени прохождения тормозной волны и фаз работы тормозного цилиндра –  $b_j$ , где  $j$  – индекс текущего номера вагона в составе. Для фаз, когда прижатие колодки к колесу отсутствует, –  $b_j = 0$ .  
На основе найденных значений формировался массив  $b(1, N)$ , где  $N$  – количество вагонов в составе.
2. В тот же момент времени в найденном массиве значений  $b(1, N)$  осуществлялся поиск наибольшей и наименьшей удельной действительной тормозной силы в составе –  $b_{max}, b_{min}$ .

3. Для того же момента времени определялась разница между найденными наибольшим и наименьшим значениями модульной тормозной силы в составе –  $\Delta b = b_{max} - b_{min}$ .  
На основе  $\Delta b$ , найденных за время торможения, формировался массив  $\Delta b(1, i)$ , где  $i$  – индекс, характеризующий время окончания процесса торможения.

4. Для найденного массива значений  $\Delta b(1, i)$  за время торможения определялось максимальное значение –  $max(\Delta b)_T$ , где  $T$  – индекс, характеризующий диапазон времени торможения для рассматриваемого состава.

5. Величина  $max(\Delta b)_T$  в дальнейшем подвергалась исследованию по оценке влияния на нее характеристик состава, количества точек разрядки, расстояний между точками и схемы их расположения с целью обоснования рациональных схемных решений в области распределенной разрядки тормозной магистрали из условия минимизации найденных максимумов  $min(max(\Delta b)_T)$ .

Таким образом, в общем случае:

$$min(max(\Delta b)_T) = f(M_{ваг}, P_{тц}, L_{шт}, N_{сост}, \Phi_m, \Phi_{шт}, k_p, l_p, C_x).$$

Определение удельной действительной тормозной силы вагона после прижатия колодок к колесу осуществлялось на основе известной методики расчета тормозной силы [2, 3]:

$$b_j = \frac{\sum_{k=1}^m (\Phi_{K(k)} \cdot K_{\partial(k)})}{M_j},$$

где  $b_j$  – удельная тормозная сила вагона;  
 $\Phi_{K(k)}$  – коэффициент трения между  $k$ -ой колодкой и колесом, который зависит от скорости и действительного нажатия;

Табл. 1. Обозначение характеристик вагона, состава и схемы разрядки магистрали

Характеристики вагона	
Масса вагона	$M_{ваг}$
Давление в тормозном цилиндре при композиционных колодках	$P_{тц}$
Выход штока тормозного цилиндра	$L_{шт}$
Характеристики состава	
Длина состава или количество вагонов в составе	$L_{сост}, N_{сост}$
Варианты формирования состава на основе массы вагона	$\Phi_m$
Варианты формирования состава на основе выхода штока тормозного цилиндра	$\Phi_{шт}$
Характеристики схем разрядки магистрали	
Количество точек разрядки	$k_p$
Расстояние между точками разрядки	$l_p$
Схемы расстановки точек разрядки	$C_x$



$M_j$  – масса вагона, определяемая в зависимости от тары и загрузки;

$m$  – количество колодок в тормозной системе вагона;

$K_{\partial(k)}$  – действительное нажатие  $k$ -ой колодки на колесо, определялось в заданный момент времени и в зависимости от давления в тормозном цилиндре, передаточного числа и других величин.

В общем случае действительное нажатие колодки на колесо для одноцилиндровой тормозной системы определяется как:

$$K_{\partial} = \frac{1}{1000 \cdot m} \left( \frac{\pi \cdot d_{тц}^2}{4} \cdot P_{тц} \cdot \eta_{тц} - F_1 - F_2 \right) \cdot n \cdot \eta_{трп},$$

где  $m$  – число тормозных колодок вагона, на которое действует усилие от одного тормозного цилиндра (ТЦ);

$d_{тц}$  – диаметр поршня ТЦ;

$P_{тц}$  – текущее давление в ТЦ;

$\eta_{тц}$  – коэффициент полезного действия ТЦ;

$F_1$  – усилие сжатия отпусковой пружины ТЦ;

$F_2$  – усилие пружины авторегулятора тормозной рычажной передачи (ТРП), приведенное к штоку ТЦ;

$n$  – передаточное число ТРП;

$\eta_{трп}$  – коэффициент полезного действия ТРП.

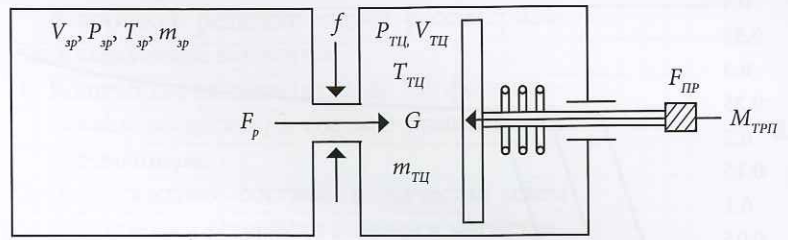
Величина действительного нажатия колодки на колесо определялась исходя из фаз работы тормозного цилиндра:

Фаза 1 – наполнение вредного объема ТЦ ( $K_{\partial} = 0$ ).

Фаза 2 – наполнение при движении поршня до упора колодки в колесо ( $K_{\partial} = 0$ ).

Фаза 3 – наполнение постоянного объема при прижатых колодках.

Процесс начала наполнения определялся на основе прохождения тормозной волны, скорость которой задавалась с учетом характеристик воздухораспределителя. Моделирование пневматической части тормоза вагона выполнялось на основе методики расчета динамических процессов в пневматическом приводе [4], который имеет, с одной стороны, ограниченный постоянный объем запасного резервуара, а с другой – тормозной цилиндр, представленный постоянно-переменным объемом в зависимости от фазы



зр относится к запасному резервуару;

ТЦ – к тормозному цилиндру;

$P_{зр}$  – давление в запасном резервуаре;

$V_{зр}$  – объем;

$T_{зр}$  – температура;

$m_{зр}$  – масса воздуха;

$F_p$  – усилие на поршень от давления воздуха;

$F_{пр}$  – усилие на поршень со стороны пружины;

$M_{трп}$  – масса элементов рычажной передачи, сосредоточенная на поршне ТЦ с учетом массы самого поршня.

Рис. 2. Расчетная схема процессов наполнения тормозного цилиндра

его работы. Поршень тормозного цилиндра имеет возвратную пружину. В расчетах учитывалась масса от присоединенных частей рычажной передачи, приведенная к штоку [5]. Соединение объемов осуществляется через короткий патрубок, имеющий эффективное сечение, выбираемое с учетом потерь расхода в воздухораспределителе. Расчетная схема представлена на рисунке 2.

Расчет массового расхода воздуха осуществлялся с учетом режимов истечения газа – надкритический или подкритический. Режимы определялись исходя из соотношения давления на выходе и на входе [2].

Так, для надкритического режима

$$\left( \text{при } \sigma_{(i-1)} = \frac{P_{тц(i-1)}}{P_{зр(i-1)}} > 0,528 \right)$$

текущий массовый расход равен:

$$G_i = f \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{2gk}{k+1}} P_{зр(i-1)} \rho_{зр(i-1)} \rho_{зр(i-1)}$$

где  $f$  – площадь эффективного сечения;

$f = \mu f_{омв}$ ;

$\mu$  – коэффициент расхода;

$f_{омв}$  – площадь выходного сечения;

$\rho_{зр(i-1)}$  – плотность воздуха.

Для подкритического режима

$$\left( \text{при } \sigma_{(i-1)} = \frac{P_{тц(i-1)}}{P_{зр(i-1)}} \leq 0,528 \right)$$

имеем:

$$G_i = f \sqrt{\frac{2gk}{k-1}} P_{зр(i-1)} \rho_{зр(i-1)} \left[ \sigma_{(i-1)}^{2/k} - \sigma_{(i-1)}^{\frac{k+1}{1}} \right],$$

где  $k$  – коэффициент адиабаты.



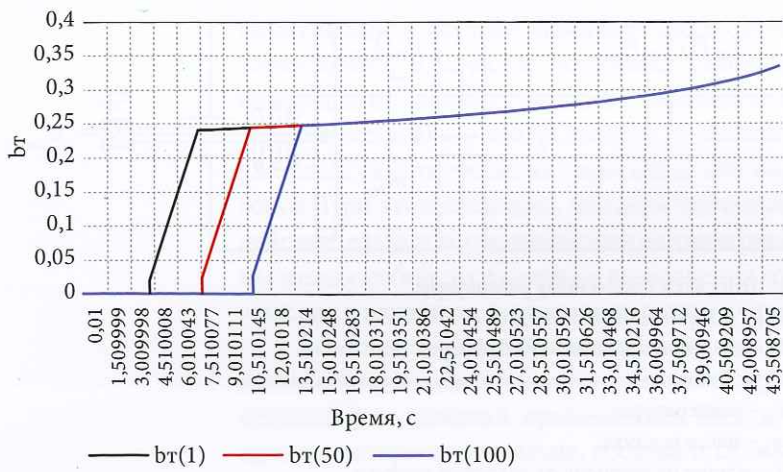


Рис. 3. Изменение действительной удельной тормозной силы при торможении для поезда из 100 вагонов

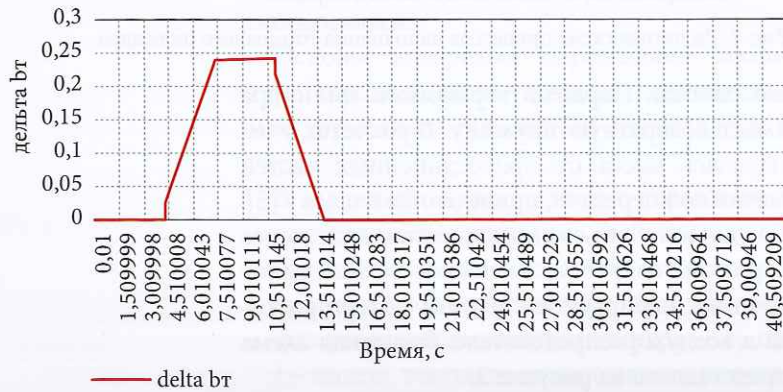


Рис. 4. Зависимость показателя неравномерности удельной тормозной силы поезда из 100 вагонов от времени торможения

Движение поршня принималось как равноускоренное на шаге численного интегрирования. Для определения текущих газодинамических параметров использовался адиабатический режим изменения давления, так как процесс наполнения тормозного цилиндра происходит за сравнительно короткое время.

На рисунке 3 представлен пример расчета изменения удельных действительных тормозных сил в составе из 100 вагонов с начальной скоростью движения 100 км/ч. Поезд состоял из 4-осных порожних вагонов, тормозные системы которых представляют собой типовую пневматическую и механическую части с тормозным цилиндром 14' и выходом штока 100 мм. Разрядка производилась с головы.

Изменение показателя неравномерности удельной тормозной силы по времени торможения представлено на графике рисунка 4, на котором видно существование максимума, что актуализирует решение поставленных задач.



Рис. 5. Симметричная схема разрядки магистрали (схема 1)

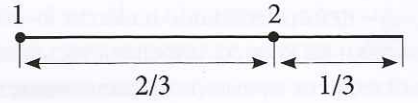


Рис. 6. Несимметричная схема разрядки магистрали для двух источников (схема 2)

Варьирование длиной состава и количеством точек разрядки потребовало решить задачу определения места расположения точек разрядки для различной длины состава.

При решении данной задачи рассматривались следующие схемы:

- **симметричная схема** (схема 1), которая характеризуется основными источниками разрядки с головного (1) и с хвостового (2) вагона (рис. 5).

Для этой схемы характерным является то, что дополнительные источники разрядки магистрали устанавливаются таким образом, что расстояния между соседними источниками равны и длина состава разбивается на равные отрезки;

- **несимметричная схема** (схема 2), которая характеризуется основным источником разрядки с головы (1) состава (локомотив) и точкой 2 разрядки, устанавливаемой на некотором расстоянии от хвоста. Так, для двух источников по схеме 2 получаем разрядку в голове и на расстоянии 1/3 длины состава от хвостового вагона (рис. 6).

Особенностью второй схемы является тот факт, что расстояние от точки 1 до точки 2 – 2/3, а от точки 2 до хвоста – 1/3. Однако на участке 1–2 разрядка осуществляется с двух сторон, поэтому расстояние, проходимое волной от точки 1 и от точки 2 до их взаимной встречи, равно 1/3. То есть на расстоянии 1/3 между точками 1 и 2 волны встречаются. Расстояние, проходимое волной от точки 2 до хвоста, также равно 1/3. Получаем, что с точки зрения расстояний, проходимых волнами, длина состава разбивается на равные (одинаковые) участки. Данное условие назовем условием одинаковых волновых участков. Для схемы 2 имеют место некоторые модификации относительно условий расположения точки разрядки 2. Первая модификация основывается на неизменности расстояния установки точки 2, равном 1/3 длины со-



става при дополнении источников разрядки. Вторая модификация предусматривает перемное расположение точки 2. Показано, что первая модификация отражает частные случаи схемы 1 и 2, поэтому она исключена из рассмотрения.

Для схемы 1 и 2 получены зависимости расстояний между соседними источниками и их полурасстояний.

Так, для схемы 1 расстояние между соседними источниками:

$$\ell = L/(n - 1).$$

Длина одинаковых участков:

$$P\ell = L/[2(n - 1)].$$

Для схемы 2 расстояние между соседними источниками:

$$\ell = 2L/(2n - 1).$$

Длина одинаковых участков (полурасстояния):

$$P\ell = L/(2n - 1),$$

где  $n$  – количество источников разрядки магистрали;

$L$  – длина подвижного состава.

Получение зависимостей позволило автоматизировать процесс расстановки источников разрядки в алгоритме оценки продольных силовых возмущений.

В процессе решения задачи рассматривались следующие варианты:

1. Количество вагонов (от 10 до 100 формированием по десять) в составе принималось переменным.
2. Для каждого состава в качестве схем расстановки устройств разрядки магистрали использовалась симметричная (схема 1) и несимметричная (схема 2) схемы расстановки источников разрядки магистрали вдоль состава.
3. Для заданного количества вагонов в составе рассматривались различные варианты его формирования:
  - 3.1 – однородный: порожний, груженный с одинаковым выходом штока у всех вагонов (минимально и максимально допускаемые в эксплуатации);
  - 3.2 – неоднородный:
    - вагон с противоположными характеристиками перемещался вдоль состава;
    - количество вагонов с противоположными характеристиками постепенно наращивалось с головы состава до хвоста и с хвоста до головы при постоянной длине поезда.

## Результаты исследований и рекомендации

В процессе проведенных исследований получены следующие результаты и рекомендации.

Во-первых, введено понятие приведенной длины<sup>2</sup>.

Во-вторых, величина максимальной неравномерности удельных действительных тормозных сил за время торможения имеет значения для поезда с одноточечной разрядкой магистрали такие же, как и для поезда равной приведенной длины.

В-третьих, для поездов свыше 50 вагонов и поездов с соответствующей приведенной длиной для многоточечной разрядки имеет место постоянное максимальное значение неравномерности удельных действительных тормозных сил за время торможения.

В-четвертых, в качестве максимальной приведенной длины рекомендуется 30 вагонов, что требует для 100 вагонного поезда трех источников разрядки по симметричной схеме их установки и двух источников разрядки по несимметричной схеме их установки.

В-пятых, наибольшие значения максимальной неравномерности удельных действительных тормозных сил за время торможения наблюдаются для порожнего состава. Величина неравномерности для груженого состава снижается на 44-50%. Это вызвано большим временем наполнения тормозных цилиндров для среднего режима наполнения, что снижает неравномерность удельных тормозных сил для груженого состава.

<sup>2</sup> Приведенная длина – длина поезда схемы с одноточечной разрядкой магистрали, равной половине расстояния между смежными точками разрядки, распределенными по длине схемы с многоточечной разрядкой магистрали.



В-шестых, для рекомендуемых вариантов многоточечной разрядки магистрали наибольший эффект достигается для однородных поездов как по загрузке, так и по выходу штока. Имеется также эффект и для неоднородных поездов.

В-седьмых, рассмотренные варианты в-рирования выходом штока показали незначительное влияние на изменение величины максимальной неравномерности, в отличие от влияния загрузки вагонов.

## Порядок определения мест установки БХВ в длинносоставном поезде

На основе представленных рекомендаций и использования величины «эквивалентное число вагонов» разработана упрощенная методика по определению мест установки БХВ (рис. 7).

эквивалентное число вагонов  $20 < G < 40$ , рекомендуемое количество зависит от разнородности состава, то есть от степени загрузки вагонов.

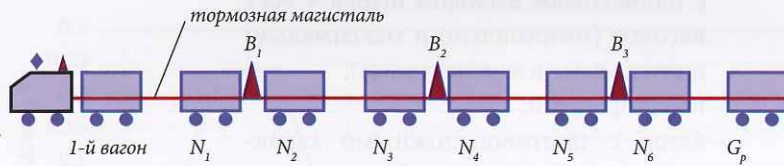


Рис. 7. Схема поезда и пример расположения БХВ в поезде

Созданное и представленное тормозное оборудование на основе совместных исследований специалистами ОАО МТЗ ТРАНСМАШ и МИИТ впервые в отечественном тормозостроении позволило практически решить задачу создания системы, аналогичной электропневматическому тормозу для грузового поезда. Важным является то, что стоимость данной системы на два порядка ниже стоимости систем электропневматического тормоза грузового поезда, разрабатываемых различными фирмами, а ее использование не требует переоборудования тормозных систем вагонного парка. В настоящее время система распределенного управления торможением поезда активно используется на участке ст. Иртышское – ст. Балезино.

$N_n$  – номер вагона в поезде от головы (локомотива) поезда;

$B_n$  – номер БХВ от головы (локомотива) поезда;

$G_p$  – количество вагонов в поезде (номер последнего вагона в поезде);

$G$  – эквивалентное число вагонов (число вагонов эквивалентного поезда).

Смотреть «Рекомендуемые значения»\*

Коэффициент приведения количества вагонов  $G_p/G = Kg$ ;

$Kg^1$  – округленное значение  $Kg$  (округляется до целого числа в большую сторону);

Расчетное эквивалентное число вагонов

$Gp/Kg^1 = G^1$ ;

$G^{11}$  – округленное значение  $G^1$ ; (округление по математическим правилам);

Место установки 1-го БХВ ( $B_1$ )

$$N_1 = 2G^{11};$$

$$N_2 = 2G^{11} + 1 = N_1 + 1;$$

Место установки 2-го БХВ ( $B_2$ )

$$N_3 = N_2 + N_p;$$

$$N_4 = N_3 + 1;$$

Место установки 3-го БХВ ( $B_3$ )

$$N_5 = N_4 + N_p;$$

$$N_6 = N_5 + 1;$$

Место установки 4-го БХВ ( $B_4$ ) (на рис. 7 не показан)

$$N_7 = N_6 + N_p;$$

$$N_8 = N_7 + 1;$$

\*Рекомендуемые значения:

количество вагонов в поезде  $70 < G_p < 200$ ;

### Список использованной литературы

1. Чуев С.Г., Карпычев В.А. Управление динамикой длинносоставных поездов с помощью распределенного управления торможением поезда (РУТП) / С.Г. Чуев, В.А. Карпычев // Транспорт. – 2015. – № 5. – С. 68–71.
2. Анисимов П.С., Юдин В.А., Шамаков А.Н., Коржин С.Н. Расчет и проектирование пневматической и механической частей тормозов вагонов: Учеб. пособие для вузов ж.д. транспорта. – М.: Маршрут, 2005. – 248 с.
3. Иноземцев В.Г., Казаринов В.М., Ясенцев В.Ф. Автоматические тормоза. – М.: Транспорт, 1981. – 464 с.
4. Герц Е.В. Динамика пневматических систем машин. – М.: Машиностроение, 1985. – 256 с.
5. Фролов К.В., Попов С.А., Мусатов А.К. и др. Теория механизмов и машин: Учеб. для вузов. – М.: Высшая школа, 1987. – 496 с.