

УДК 629.42.62.-592.527

Э. И. ГАЛАЙ, доктор технических наук, Е. Э. ГАЛАЙ, кандидат технических наук, Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель

ОСОБЕННОСТИ СИЛОВОГО ПРИВОДА ЭЛЕКТРОПНЕВМАТИЧЕСКОГО ТОРМОЗА ПРИ ТОРМОЖЕНИИ БЕЗ РАЗРЯДКИ ТОРМОЗНОЙ МАГИСТРАЛИ

Реальные процессы, протекающие при торможении без разрядки тормозной магистрали при наполнении из запасного резервуара рабочей камеры и тормозного цилиндра и последующей его подпитке, являются весьма сложными, потому с допустимыми погрешностями смоделированы более простыми процессами. Представленный газодинамический расчет состоит в идентификации временных зависимостей изменения давления в рабочей камере и тормозном цилиндре.

Перетекание сжатого воздуха из тормозной магистрали в управляющие объемы и силовые приводы тормозов характеризуется неустановившимся движением воздушной струи через пневматические сопротивления в трубопроводах и каналах тормозных приборов. Указанный процесс имеет место и в случае торможения с разрядкой тормозной магистрали и в случае торможения только электровоздухораспределителями (ЭВР) без разрядки.

Работы И. В. Максimea [1] и В. Е. Попова [2], посвященные имитационному моделированию, позволяют проводить исследование тормозных систем одиночных вагонов или их групп в реальном сочетании.

Аналитические решения газодинамических процессов в пневматических системах с распределенными параметрами характеризуются сложностью и громоздкостью расчетных формул и не гарантируют точности получаемых результатов, поскольку в них нивелируются процессы, протекающие с явно выраженной стохастичностью конструктивных характеристик и входных параметров.

При электрическом управлении давление в тормозных цилиндрах (ТЦ) зависит от времени возбуждения катушек тормозного и отпускного вентилей.

В процессе торможения без разрядки тормозной магистрали (ТМ) давление в тормозном цилиндре $p_{ц}$ равно давлению в РК, куда сжатый воздух поступает из запасного резервуара (ЗР).

Расходные характеристики процесса зависят от конструктивных параметров пневматической части тормоза, которые могут изменяться в пределах, допускаемых Нормативами [3] и носят вероятностный характер.

При пневматическом торможении без разрядки тормозной магистрали I , которое может происходить при действии ЭВР 4 (ЭВР № 305), а также при действии тормозов электро- и дизель-поездов с воздухораспределителями системы КЕТ различных модификаций, происходит пополнение питающего (запасного) резервуара 2 через воздухораспределитель 3 (рассматривается работа тормоза с воздухораспределителем № 242 (292)). В этом случае можно предположить, что имеет место истечение из неограниченного объема при постоянном зарядном давлении в ТМ p_m (рисунок 1).

Процесс открытия дросселирующего клапана 5, представляющего собой жиклер с заслонкой и управляемого электропневматическим устройством, достаточно быстротечен ($t_{отк} = 0,05...0,08$ с). Эксперименты, проведенные на тормозной станции БелГУТа [4], показыва-

ют, что время наполнения управляющего резервуара 7 (рабочей камеры (РК)) до максимального давления не превышает 4–5 с в зависимости от величины зарядного давления в тормозной магистрали p_m и характеристик ЭВР 4, определяемых коэффициентом расхода воздуха через калиброванное отверстие μ и сечением жиклера f в дросселе 5.

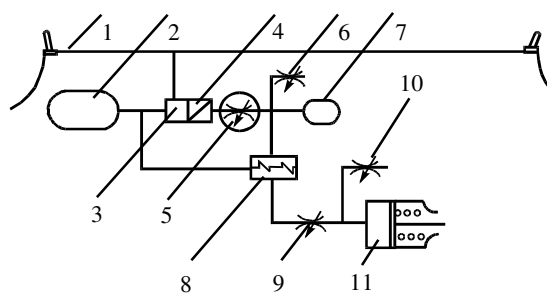


Рисунок 1 – Схема пневматической части электропневматического тормоза

Наполнение ТЦ 11 протекает с некоторым запаздыванием относительно переключения электрических цепей ЭВР 4, вызванного инерционностью его пневматического реле 8. В частности, время запаздывания t_3 для команды «торможение» составляет примерно 0,3 с, а для команды «перекрыша» – 0,4 с. Указанные задержки определены как средние значения по результатам нескольких опытов.

Время t_3 определялось опытным путем, но может быть определено по результатам расчета времени повышения давления в РК 7 до значения, при котором происходит переключение клапана в дросселе 5.

Отпускной клапан 6 ЭВР 4 обеспечивает разрядку в атмосферу рабочей камеры 7 объемом 1,5 л и полости над диафрагмой через калиброванное отверстие диаметром 2 мм в атмосферу за 3,5–4,5 с, а выпускной клапан 10 пневматического реле сообщает с атмосферой тормозные цилиндры.

Можно предположить, что при торможении без разрядки тормозной магистрали имеет место истечение газа из неограниченного объема, поскольку работа компрессора обеспечивает пополнение тормозной магистрали и запасных резервуаров и поддержание в них постоянного давления $p_{зр} \approx p_m$.

В процессе торможения без разрядки ТМ давление в тормозном цилиндре $p_{ц}$ равно давлению в рабочей ка-

мере РК, куда сжатый воздух поступает из запасного резервуара ЗР.

Величина давления в главных резервуарах локомотива, из которых идет подпитка ТМ, является случайной величиной с нормальным распределением между нижним $p_{гр}^{\min}$ и верхним $p_{гр}^{\max}$ пределами, которые больше p_m , поэтому изменение p_m мало зависит от работы компрессоров.

Процесс повышения давления в РК при торможении сопровождается изменением температуры воздуха на входе в нее. Однако, как показывают исследования, при расчетах процессов изменения давления $p_{рк}(t)$, которые протекают достаточно быстро, можно пренебречь теплообменом воздуха с окружающей средой, стенками каналов трубопровода и камеры РК и трением внутри воздушного потока, и реальные процессы, протекающие при движении вагона во время наполнения тормозного цилиндра, с допустимыми погрешностями можно рассматривать в более простых вариантах, поскольку речь идет о процессах в составе поезда с тормозными приборами, настроенными с определенными допусками как по величине давления, так и по времени срабатывания.

Поскольку наполнение РК идет из объема постоянного давления ТМ и связанного с ней ЗР, можно также пренебречь снижением температуры в ТМ и рабочих объемах.

Если в запасном резервуаре 2 поддерживаются постоянные давление $p_{зр} = \text{const}$ и температура в нем $T_0 = \text{const}$, тогда расчет зависимости $p_{рк} = f(t, p_{зр})$ при наполнении управляющего резервуара 7 из области постоянного давления ТМ ведется по уравнениям для расчета расхода воздуха G из неограниченного объема.

Для надкритического истечения при $\beta_i = \frac{p_{рки}}{p_{зр}} \leq 0,528$

$$G = \mu f \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} p_{зр} \sqrt{\frac{2k}{(k+1)RT}}, \quad (1)$$

для подкритического истечения при $\beta_i = \frac{p_{рки}}{p_{зр}} > 0,528$

$$G = \mu f p_{зр} \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT} \left(\frac{2}{\beta_i^k} - \beta_i^k \right)}. \quad (2)$$

где $p_{рки}$ – давление в наполняемом объеме рабочей камеры тормозного цилиндра в i -й момент времени; $p_{зр}$ – давление в запасном резервуаре; G – массовый расход воздуха в единицу времени; μ – коэффициент расхода через калиброванное отверстие; f – площадь поперечного сечения канала; k – показатель адиабаты; R – газовая постоянная; T – абсолютная температура воздуха в тормозной магистрали.

Коэффициент расхода μ , учитывающий потери на трение между воздухом и стенками каналов, который представляет собой отношение действительного расхода воздуха к расчетному и может быть определен экспериментально или расчетом для жиклера с экранированным входом:

$$\mu = \frac{0,65}{\sqrt{1 + \xi_{\text{вых}}}},$$

где $\xi_{\text{вых}}$ – коэффициент сопротивления, зависящий от условий входа (выхода) воздушного потока в жиклер; для седла тормозного вентиля $\xi_{\text{вых}} = 0,57$.

Величина μ может изменяться от 0,5 до 0,6, так как давления и допуски по диаметру отверстий могут быть различны.

Таким образом, анализ динамики силового привода ЭПТ производится при следующих допущениях, касающихся термодинамического состояния воздуха в пневматической системе «тормозная магистраль – питательный клапан 9 электровоздухораспределителя – тормозной цилиндр».

1 Процесс изменения давления в ТМ и ТЦ с истечением из объема постоянного давления ТМ принимаем изотермическим.

2 Атмосферное давление p_0 , коэффициент расхода μ и показатель адиабаты k принимаются постоянными.

Подставляя известные значения для воздуха ($R = 287,14$ Дж/кг·К и $k = 1,403$), формулы (1) и (2) можно упростить при условии $p_m = p_{зр}$:

$$G = 0,0404 \mu f p_m \frac{1}{\sqrt{T}} \text{ при } \beta_i \leq 0,528; \quad (3)$$

$$G = 0,1557 \mu f p_m \frac{1}{\sqrt{T}} \sqrt{\beta_i^{1,426} - \beta_i^{1,713}} \text{ при } \beta_i > 0,528. \quad (4)$$

Рассматриваемые аналитические зависимости, показывающие величину расхода воздуха в единицу времени, время истечения воздуха и давление в рабочей камере $p_{рк}$ и тормозном цилиндре $p_{ц}$ при наполнении рабочих объемов, получены при различных допущениях, упрощающих реальные газодинамические процессы.

Рабочий ход поршня ТЦ происходит с изменением наполняемого объема $V_{тц}$. Может рассматриваться пневматическая схема с несколькими цилиндрами. Изменение объема $V_{тц}$ пропорционально перемещению поршня или выходу штока $l_{ш}$. Зависимость $l_{ш}(t)$ может быть получена из уравнения изменения состояния воздуха в наполняемом объеме $V_{тц}$:

$$M = \frac{p_{ц}}{RT} (V_{мп} + l_{ш} F_{ц}), \quad (5)$$

где M – масса воздуха, поступившего в ТЦ; T – температура воздуха в объеме тормозной магистрали, как правило, это температура окружающей среды; $V_{мп}$ – объем вредного пространства перед поршнем, м³; $F_{ц}$ – площадь поршня, м.

Продифференцировав уравнение (5) по времени, получим

$$\frac{dM}{dT} = \frac{1}{RT} \left(\frac{dp_{ц}}{dt} \left(V_{мп} + l_{ш} F_{ц} + p_{ц} F_{ц} \frac{dl_{ш}}{dt} \right) \right). \quad (6)$$

Массовый расход воздуха в камеру ТЦ определяется по уравнениям (3) и (4), где $G = \frac{dM}{dT}$. Начальное поло-

жение поршня определяются при $l_{ш} = 0$. Для учета объема $V_{мп}$ введем условную начальную координату $l_{ш0} = \frac{V_{мп}}{F_{ц}}$.

Тогда уравнение (6) примет вид

$$\frac{GRT}{F_{ц}} = \frac{dp_{ц}}{dt} \left(l_{ш0} + l_{ш} + p_{ц} \frac{dl_{ш}}{dt} \right). \quad (7)$$

Поскольку рассматривается газодинамический процесс при постоянном давлении и температуре в ТМ и при отсутствии теплообмена с окружающей средой, то в итоге получается уравнение

$$kGRTdt = V_{тц} dp_{ц} + kp_{ц} dV_{тц}. \quad (8)$$

Давление в тормозном цилиндре $p_{ц}$, кроме того, зависит от давления в рабочей камере и параметров ЭВР

$$p_{ц} = \frac{p_{рк} S_{д} - p_{зр} (S_{пк} - S_{ш}) - p_0 S_{ш} - P_{пр}}{S_{д} - S_{ш}}, \quad (9)$$

где $p_{рк}, p_{зр}, p_0$ – абсолютные давления в РК, ЗР и атмосферное; $S_{д}, S_{пк}, S_{ш}$ – площади диафрагмы, седла питательного клапана и поперечного сечения штока; $P_{пр}$ – усилие пружины питательного клапана.

Расчет давления в тормозных цилиндрах при действии электровоздухораспределителей при торможении без разрядки тормозной магистрали показал, что давле-

ние зависит от конструктивных параметров воздухораспределителей и мало зависит от термодинамического состояния воздуха в пневматической системе поезда.

В расчете не учтен вес деталей ЭВР и силы трения между ними, поскольку они несущественно влияют на результат.

Во многих случаях применение упрощенных расчетных формул следует признать целесообразным, поскольку позволяет сравнительно просто произвести оценку величины давления в системе и выбрать размеры воздухопроводных каналов или оценить существующие приборы.

Список литературы

- 1 **Максимей, И. В.** Имитационное моделирование на ЭВМ / И. В. Максимей. – М. : Радио и связь, 1988. – 232 с.
- 2 **Попов, В. Е.** Исследование газодинамических процессов в автотормозах методом математического моделирования / В. Е. Попов // Эксплуатация автотормозов подвижного состава : сб. науч. тр. / ВНИИЖТ. – М., 1989. – С. 51–55.
- 3 Общее руководство по ремонту тормозного оборудования вагонов 732-ЦВ- ЦЛ. – М. : Техинформ, 2011. – 197 с.
- 4 **Галай, Э. И.** Расчет давлений в тормозных цилиндрах при действии электровоздухораспределителя / Э. И. Галай, Э. А. Лисичкин, Е. Э. Рыжик (Галай) // Совершенствование технического обслуживания, ремонта и конструкции вагонов : межвуз. сб. науч. тр. / БелИИЖТ. – Гомель, 1991. – С. 52–56.

Получено 07.03.2019

Е. I. Halai, E. E. Halai. Features of power drive of electric pneumatic brake when braking without brake pressure reduction.

The real processes occurring during braking without discharging the brake line when filling from the spare reservoir of the working chamber and the brake cylinder and its subsequent recharge are very complex. Therefore, with permissible errors, they can be modeled by simpler processes, and the task of gas-dynamic calculation is to identify the time dependencies of pressure changes in the working chamber and the brake cylinder on time.