

В.П.Автушко, канд. техн. наук,  
 П.Н.Кишкевич, канд. техн. наук,  
 Н.Ф.Метлюк, д-р техн. наук (БПИ)

## ДИНАМИКА КОНТУРА ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА С ПРОТИВОДАВЛЕНИЕМ ДЛЯ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Пневматический привод автоматической противоблокировочной тормозной системы (ПБС) грузовых автомобилей работает в циклическом режиме. Вследствие этого значительно возрастает расход воздуха из ресиверов автомобиля по сравнению с обычным торможением. Применение пневматических тормозных приводов, работающих с противодавлением, позволяет при правильном выборе параметров уменьшить расход воздуха и, следовательно, улучшить энергетические показатели питающей части тормозной системы.

Контур пневматического тормозного привода с модулятором ПБС, работающей с противодавлением, включает компрессор с регулятором давления и обратным клапаном, ресивер с предохранительным клапаном, секцию тормозного крана, модулятор (один или два), тормозные камеры и ускорительный клапан. Динамическая схема рассматриваемого контура с двумя модуляторами показана на рис. 1, а и с одним модулятором - на рис. 1, б. На ней обозначены:  $Y_j$  - узлы пневмоцепей;  $z_j(p_{эi})$  - перемещение штока  $i$ -й тормозной камеры;  $p_i$  и  $p_{ши}$  - давление воздуха соответственно в бесштоковой и штоковой полостях  $i$ -й тормозной камеры;  $V_p$ ,  $V_k$ ,  $V_c$ ,  $V_B$  и  $V_M$  - объемы соответственно ресивера, полостей тормозного крана, ускорительного клапана и модулятора;  $p_{Mi}$  и  $p_{Vi}$  - давление воздуха соответственно во впускной и выпускной полостях  $i$ -го модулятора;  $(\mu f)_j$  - пропускная способность  $j$ -го участка пневмоцепи;  $\mu f$  - пропускная способность участков пневмоцепи (индексы означают:  $m_i$  - впускной клапан  $i$ -го модулятора;  $v_i$  - выпускной клапан  $i$ -го модулятора;  $p_i$  - перепускной клапан  $i$ -го модулятора;  $ши$  - магистраль, соединяющая штоковую полость  $i$ -й тормозной камеры с  $i$ -м модулятором);  $(\mu f)_{эм}$  эквивалентная пропускная способность  $m$ -го участка пневмоцепи, учитывающая пропускные способности соот-

ветствующих магистралей и клапанов, определяется по рекомендациям [1];  $p_y$  – давление в узле разветвления (полость объема  $V_y$ );  $F$  – площадь диафрагмы.

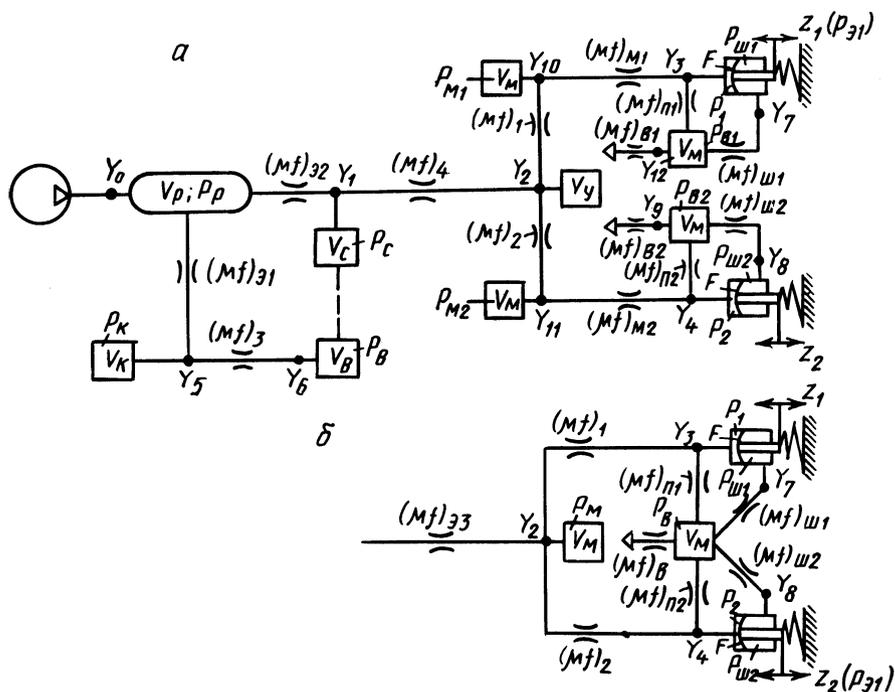


Рис. 1. Динамические схемы пневматического контура с противодавлением с двумя модуляторами на мост (а) и с одним модулятором на мост (б).

При составлении дифференциальных уравнений, описывающих динамику исследуемого контура, использовались уравнения баланса мгновенных массовых расходов в узлах  $Y_j$  и гиперболическая функция мгновенного массового расхода через дроссель [2], а также учитывались нелинейные характеристики привода [3]. При описании не рассматривалась начальная фаза торможения, осуществляемая водителем, так как в данной работе исследуется лишь циклический режим работы привода, представляющий собой определенное чередование фаз отгормаживания, выдержек и торможения. Периодические законы изменения сигналов  $u_{1i}$  и  $u_{2i}$  управления соленоидами  $i$ -го модулятора и законы перемещения клапанов  $i$ -го модулятора  $x_{Mi}$ ,  $x_{Bi}$  и  $x_{Pi}$  (или соответствующих им величин пропускной способности клапанов  $(\mu f)_{Mi}$ ,  $(\mu f)_{Bi}$ ,  $(\mu f)_{Pi}$ ) определяются по выражениям, приведенным в работе [3].

Процесс изменения давлений  $p_p$ ,  $p_K$ ,  $p_B$  и производитель-

ность компрессора  $Q_K(\omega, p_p)$  в циклическом режиме описываются такими же уравнениями, как и в работе [3]. Остальные уравнения для схемы с двумя модуляторами имеют вид:

$$\frac{dp_c}{dt} = \frac{N}{V_c} [(\mu f)_{\text{э}2} p_p \frac{p_p - p_c}{B p_p - p_c} - (\mu f)_4 p_c \frac{p_c - p_y}{B p_c - p_y}]; \quad (1)$$

$$\frac{dp_y}{dt} = \frac{N}{V_y} \left\{ (\mu f)_4 p_c \frac{p_c - p_y}{B p_c - p_y} - p_y \sum_{i=1}^2 [(\mu f)_i \frac{p_y - p_{Mi}}{B p_y - p_{Mi}}] \right\}; \quad (2)$$

$$\frac{dp_{Mi}}{dt} = \frac{N}{V_M} [(\mu f)_i p_y \frac{p_y - p_{Mi}}{B p_y - p_{Mi}} - \frac{(\mu f)_{Mi}^2 p_{Mi}}{(\mu f)_{M \max}} \frac{p_{Mi} - p_i}{B p_{Mi} - p_i}]; \quad (3)$$

$$V_i \frac{dp_i}{dt} + k p_i \frac{dV_i}{dt} = N \left[ \frac{(\mu f)_{Mi}^2 p_{Mi}}{(\mu f)_{M \max}} \frac{p_{Mi} - p_i}{B p_{Mi} - p_i} - \frac{(\mu f)_{\Pi i}^2 p_i}{(\mu f)_{\Pi \max}} \frac{p_i - p_{Bi}}{B p_i - p_{Bi}} \right]; \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \frac{dp_{Bi}}{dt} = \frac{N}{V_M} & \left[ \frac{(\mu f)_{\Pi i}^2 p_i}{(\mu f)_{\Pi \max}} \frac{p_i - p_{Bi}}{B p_i - p_{Bi}} - \frac{(\mu f)_{Bi}^2 p_{Bi}}{(\mu f)_{B \max}} \frac{p_{Bi} - p_a}{B p_{Bi} - p_a} + \right. \\ & + \frac{(\mu f)_{\text{ш}i} p_{\text{ш}i}}{(\mu f)_{B \max}} (\mu f)_{Bi} \frac{p_{\text{ш}i} - p_{Bi}}{B p_{\text{ш}i} - p_{Bi}} - \frac{(\mu f)_{\text{ш}i} p_{Bi}}{(\mu f)_{\Pi \max}} (\mu f)_{\Pi i} \times \\ & \left. \times \frac{p_{Bi} - p_{\text{ш}i}}{B p_{Bi} - p_{\text{ш}i}} \right]; \quad (5) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} V_{\text{ш}i} \frac{dp_{\text{ш}i}}{dt} + k p_{\text{ш}i} \frac{dV_{\text{ш}i}}{dt} = N & \left[ \frac{(\mu f)_{\text{ш}i} p_{Bi}}{(\mu f)_{\Pi \max}} (\mu f)_{\Pi i} \frac{p_{Bi} - p_{\text{ш}i}}{B p_{Bi} - p_{\text{ш}i}} - \right. \\ & \left. - \frac{(\mu f)_{\text{ш}i} p_{\text{ш}i}}{(\mu f)_{B \max}} (\mu f)_{Bi} \frac{p_{\text{ш}i} - p_{Bi}}{B p_{\text{ш}i} - p_{Bi}} \right]; \quad (6) \end{aligned}$$

$$V_i = V_{Oi} + b_0 z_i(p_{\text{э}i}) + b_1 [z_i(p_{\text{э}i})]^2;$$

$$V_{\text{ш}i} = V_{\text{ш}i \max} - b_0 z_i(p_{\text{э}i}) - b_1 [z_i(p_{\text{э}i})]^2;$$

$$z_i(p_{\text{э}i}) = \begin{cases} 0 & \text{при } 0 \leq p_{\text{э}i} \leq p_0 \\ \sqrt{c_0(p_{\text{э}i} - p_0)} & \text{при } p_{\text{э}i} > p_0 \\ 0 & \text{при } p'_0 \leq p_{\text{э}i} < (p_{\text{max}} - 1) \\ \sqrt{c_1(p_{\text{э}i} - k_p p'_0)} & \text{при } p_{\text{э}i} < p'_0 \end{cases} \left. \begin{array}{l} \\ \\ \\ \end{array} \right\} \begin{array}{l} \frac{dp_{\text{э}i}}{dt} > 0; \\ \\ \\ \frac{dp_{\text{э}i}}{dt} < 0; \end{array}$$

$$M_{Ti}(p_{\text{э}i}) = \begin{cases} A_0 + A_1 p_{\text{э}i} + A_2 p_{\text{э}i}^2 & \text{при } \frac{dp_{\text{э}i}}{dt} > 0; \\ \frac{k_M}{k_p} [B_0 k_p + B_1 p_{\text{э}i} + \frac{B_2}{k_p} p_{\text{э}i}^2] & \text{при } \frac{dp_{\text{э}i}}{dt} < 0, \end{cases}$$

где  $N = kv_{\text{кр}} A$  - коэффициент;  $k$  - показатель адиабаты;  $v_{\text{кр}}$  - критическая скорость течения воздуха;  $A$  и  $B$  - коэффициенты аппроксимации газодинамической функции расхода;  $(\mu f)_{\text{Mmax}}$ ,  $(\mu f)_{\text{Bmax}}$ ,  $(\mu f)_{\text{пmax}}$  - максимальная пропускная способность соответствующих впускного, выпускного и перепускного клапанов модуляторов;  $V_i$  и  $V_{\text{ши}i}$  - текущий объем соответственно бесштоковой и штоковой полостей  $i$ -й тормозной камеры;  $p_{\text{э}} = p_i - p_{\text{ши}i}$  - эффективное давление в  $i$ -й тормозной камере;  $b_0$ ,  $b_1$ ,  $b'_0$  и  $b'_1$  - коэффициенты аппроксимации зависимости  $F(z_i)$ ;  $c_0$  и  $c_1$  - коэффициенты аппроксимации зависимости  $z_i(p_{\text{э}i})$ ;  $p_0$  и  $p'_0$  - начальные зоны нечувствительности зависимости  $z_i(p_{\text{э}i})$ ;  $p_{\text{max}}$  - максимальное давление в ресивере;  $M_{Ti}(p_{\text{э}i})$  - значение тормозного момента, развиваемого  $i$ -м тормозным механизмом;  $A_i$  и  $B_i$  - коэффициенты аппроксимации зависимости  $M_{Ti}(p_{\text{э}i})$ ;  $k_p$  и  $k_M$  - масштабные коэффициенты для зависимостей  $M_{Ti}(p_{\text{э}i})$  и  $z_i(p_{\text{э}i})$  в фазе оттормаживания.

При установке одного модулятора в узле разветвления на два колеса моста (рис. 1, б) вместо уравнений (2) - (4) записываются уравнения:

$$\frac{dp_M}{dt} = \frac{N}{V_M} \left\{ (\mu f)_{\text{э}3} p_c \frac{p_c - p_M}{B p_c - p_M} - p_M \frac{(\mu f)_M}{(\mu f)_{\text{Mmax}}} \sum_{i=1}^2 [(\mu f)_i \times \frac{p_M - p_i}{B p_M - p_i}] \right\};$$

$$V_i \frac{dp_i}{dt} + k p_i \frac{dV_i}{dt} = N \left[ \frac{(\mu f)_M^2}{(\mu f)_{\text{Mmax}}} p_M (\mu f)_i \frac{p_M - p_i}{B p_M - p_i} - \frac{(\mu f)_{\text{п}i}^2 p_i}{(\mu f)_{\text{пmax}}} \frac{p_i - p_B}{B p_i - p_B} \right].$$

При этом следует учитывать, что в уравнении (1) вместо  $p_y$  и  $(\mu f)_4$  нужно подставлять соответственно  $p_M$  и  $(\mu f)_{\text{э}3}$ , а в

уравнениях (5) и (6) вместо  $p_{Vi}$  и  $(\mu f)_{Vi}$  - соответственно  $p_B$  и  $(\mu f)_B$ .

Полученные уравнения представляют собой математическую модель пневматического тормозного привода с противодавлением в циклическом режиме работы. Эта модель позволяет исследовать двухфазовое и трехфазовое регулирование давления в тормозных камерах и тормозного момента, развиваемого тормозными механизмами, при установке одного или двух модуляторов на мост.

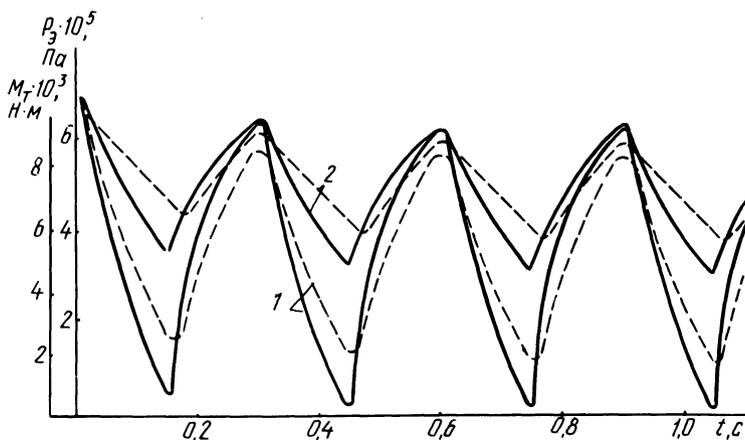


Рис. 2. Расчетные динамические характеристики контура пневматического тормозного привода с противодавлением.

На рис. 2 в качестве примера показаны расчетные динамические характеристики исследуемого контура с противодавлением (кривые 1), полученные на ЭВМ "Минск-22" по приведенной выше математической модели. Здесь же для сравнения показаны расчетные характеристики контура без противодавления (кривые 2), полученные по математической модели [3]. Сплошные линии показывают изменение эффективного давления воздуха в тормозных камерах  $p_3$ , а пунктирные - изменение тормозного момента  $M_T$ . При расчете в обоих случаях приняты параметры контура управления тормозами заднего моста автомобиля МАЗ-5336, двухфазовый режим работы модуляторов, скважность сигнала регулирования  $\tau = 0,5$ , частота работы модуляторов  $f = 3,3$  Гц, количество модуляторов на мост - два. Как видно из приведенных характеристик, при работе тормозного привода с противодавлением эффективное давление в тормозных камерах и тормозной момент в фазе автоматического оттормаживания изменяются до-

статочно интенсивно, что позволяет проходить зону нечувствительности тормозного момента за короткий промежуток времени. Как показали расчеты, при трехфазовом режиме работы модулятора в пневмоприводе с противодавлением средний тормозной момент за цикл увеличивается, так как в фазе выдержки эффективное давление в тормозных камерах возрастает, а следовательно, повышается эффективность торможения автомобиля. Кроме того, как показали исследования, при работе пневматического привода с противодавлением существенно снижается расход сжатого воздуха (до 20%), что позволяет улучшить энергетические показатели питающей части тормозной системы.

### Л и т е р а т у р а

1. Герц Е.В., Крейнин Г.В. Расчет пневмоприводов: Справочное пособие. - М., 1975. - 272 с. 2. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. - М., 1980. - 232 с. 3. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П., Кишкевич П.Н. Исследование циклического режима работы контура пневматического тормозного привода автомобиля. - В сб.: Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин. Минск, 1980, вып. 15, с. 69-76.

УДК 629.113 - 585

М.М.Белоус, А.И.Гришкевич, д-р техн. наук (БПИ)

### УНИФИЦИРОВАННАЯ СИСТЕМА ПОЛУАВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ТРАНСМИССИЯМИ

Созданию систем автоматического управления ступенчатыми механическими трансмиссиями придается весьма важное значение. Эта проблема связана с разработкой таких алгоритмов, блоков и систем управления, которые были бы пригодны для использования на трансмиссиях, отличающихся числом передач и значениями передаточных чисел.

Данное требование учитывалось при разработке системы центральной синхронизации ступенчатой механической трансмиссии, в которой функции синхронизатора выполняет двигатель автомобиля [1]. В результате была изготовлена и испытана система управления, удовлетворяющая упомянутым требованиям [2].

Достигнуто это благодаря построению системы управления на элементах цифровой техники, что дало возможность все настроечные параметры, константы задавать в виде чисел и хранить в памяти устройства. Поэтому системы управления, установленные