

Н.Ф.Метлюк, В.П.Автушко, П.Н.Кишкевич

ИССЛЕДОВАНИЕ ЦИКЛИЧЕСКОГО РЕЖИМА РАБОТЫ  
КОНТУРА ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА  
АВТОМОБИЛЯ

При разработке автоматических противоблокировочных тормозных систем большое значение придается исследованию динамических характеристик привода в циклическом режиме работы. Оно позволяет обосновать рабочий диапазон частот и оценить влияние основных параметров привода на его динамику.

Контур пневматического привода тормозов задней оси автомобиля (рис. 1,а) включает ресивер 1, секцию тормозного крана 2, модулятор 3 (один или два), тормозные камеры 4 и 5, ускорительный клапан 6, регулятор давления 7 и компрессор 8. Динамическая схема контура с учетом сосредоточенных параметров показана на рис. 1,б. На ней обозначены:  $Y_i$  - узлы пневмоцепей;  $z_i$  - перемещение штока  $i$ -й тормозной камеры;  $p_i$  - давление воздуха в  $i$ -й тормозной камере;  $V_r$ ,  $V_k$ ,  $V_c$ ,  $V_B$  и  $V_M$  - объемы соответственно ресивера, полостей тормозного крана, ускорительного клапана и модулятора;  $p_r$ ,  $p_k$ ,  $p_c$ ,  $p_B$  и  $p_M$  - давления воздуха в указанных полостях;  $(\mu f)_k^j$  - пропускная способность  $j$ -го участка пневмоцепи;  $(\mu f)_c^j$  - пропускная способность выпускного клапана модулятора;  $(\mu f)_M^j$  - эквивалентная пропускная способность участка цепи, равная

$$(\mu f)_{\varepsilon 1} = \frac{(\mu f)_5 (\mu f)_k}{\sqrt{(\mu f)_5^2 + (\mu f)_k^2}}; \quad (\mu f)_{\varepsilon 2} = \frac{(\mu f)_6 (\mu f)_y}{\sqrt{(\mu f)_6^2 + (\mu f)_y^2}};$$

$$(\mu f)_{\varepsilon 3} = \frac{(\mu f)_4 (\mu f)_y}{\sqrt{(\mu f)_4^2 + (\mu f)_y^2}};$$

где  $(\mu f)_k$ ,  $(\mu f)_y$  и  $(\mu f)_M$  - пропускная способность магистралей соответственно длиной  $l_4$ ,  $l_5$ ,  $l_6$  и площадью проходного сечения  $f_4$ ,  $f_5$ ,  $f_6$ ;  $(\mu f)_k$ ,  $(\mu f)_y$  и  $(\mu f)_M$  - соответственно пропускная способность выпускного клапана тормозного крана, ускорительного клапана и впускного клапана модулятора.

Особенностью динамической схемы является синхронное изменение давления в тормозных камерах при наличии двух модуляторов.

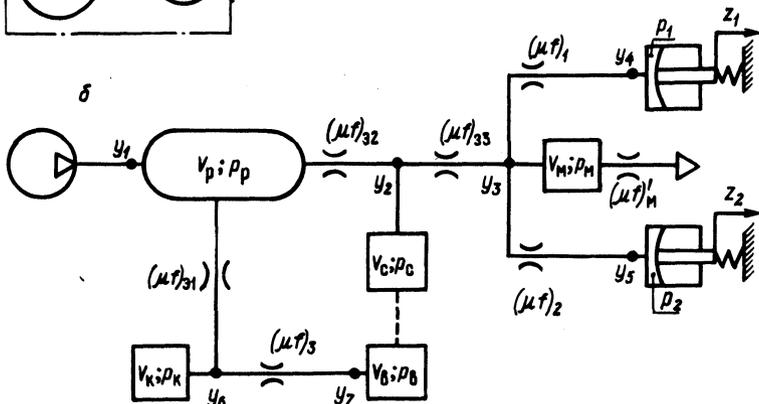
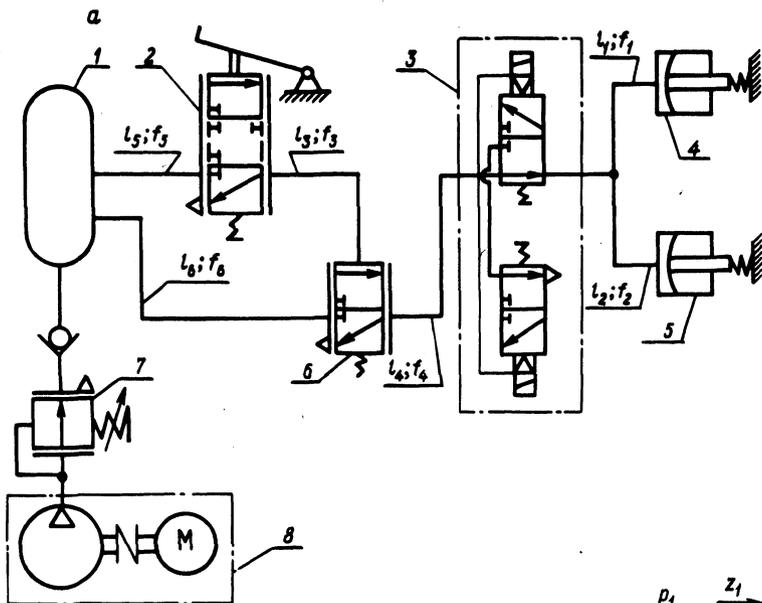


Рис. 1. Контур пневматического привода задних тормозов автомобиля:

а) принципиальная схема; б) динамическая схема.



Рис. 2. Динамические характеристики тормозного привода в циклическом режиме работы.

При составлении дифференциальных уравнений, описывающих динамику рассматриваемого контура, используется уравнение баланса мгновенных массовых расходов в узлах  $Y_j$  и гиперболическая функция мгновенного массового расхода через дроссель [1]. При этом учитывается нелинейная зависимость площади диафрагмы  $F(z_i)$  от перемещения штока, нелинейные гистерезисные характеристики перемещения  $z_i(p_i)$  штока тормозной камеры и тормозного момента  $M_{Ti}(p_i)$ , развиваемого тормозным механизмом, от давления воздуха в камерах, нелинейная характеристика объемной производительности  $Q_k(\omega, p_p)$  компрессора. При описании не рассматривается начальная фаза торможения водителем, так как в работе исследуется лишь циклический режим.

Динамика привода в фазе оттормаживания  $\Phi_0$  описывается уравнениями:

$$\frac{dp_p}{dt} = \frac{k p_p Q_k(\omega, p_p)}{V_p} - \frac{N p_p}{V_p} \left[ (\mu f)_{\exists 1} \frac{p_p - p_k}{B p_p - p_k} + (\mu f)_{\exists 2} \frac{p_p - p_c}{B p_p - p_c} \right]; \quad (1)$$

$$\frac{dp_k}{dt} = \frac{N}{V_k} \left[ (\mu f)_{\exists 1} p_p \frac{p_p - p_k}{B p_p - p_k} - (\mu f)_{\exists 3} p_k \frac{p_k - p_b}{B p_k - p_b} \right]; \quad (2)$$

$$\frac{dp_b}{dt} = (\mu f)_{\exists 3} \frac{N p_k}{V_b} \frac{p_k - p_b}{B p_k - p_b}; \quad (3)$$

$$\frac{dp_c}{dt} = \frac{N}{V_c} \left[ (\mu f)_{\exists 2} p_p \frac{p_p - p_c}{B p_p - p_c} - \frac{p_c (\mu f)_{\exists 3}}{x'_{M \max}} \frac{p_c - p_m}{B p_c - p_m} x'_M \right]; \quad (4)$$

$$\frac{dp_m}{dt} = \frac{N}{n_M V_M} \left\{ \sum_{i=1}^{n_k} [(\mu f)_i p_i \frac{p_i - p_m}{B p_i - p_m}] - (\mu f)'_M p_M \frac{p_M - p_a}{B p_M - p_a} \right\}; \quad (5)$$

$$V_i \frac{dp_i}{dt} + kp_i \frac{dV_i}{dt} = - (\mu f)_i N p_i \frac{p_i - p_M}{B p_i - p_M}; \quad (6)$$

$$V_i = V_0 + b_0 z_i(p_i) + b_1 [z_i(p_i)]^2; \quad (7)$$

$$Q_k(\omega, p_p) = \begin{cases} V_{pk}(a_0 + a_1 p_p)(a_2 + a_3 \theta) & \text{при } p_p < \\ 0 & \text{при } p_p \geq \\ 0 & \text{при } p_p > \\ V_{pk}(a_0 + a_1 p_p)(a_2 + a_3 \theta) & \text{при } p_p \leq \end{cases}$$

$$\left. \begin{array}{l} < p_{\max} \\ \geq p_{\max} \\ > p_{\min} \\ \leq p_{\min} \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{при } \frac{dp_p}{dt} > 0, \\ \text{при } \frac{dp_p}{dt} < 0; \end{array} \quad (8)$$

$$z_i(p_i) = \begin{cases} 0 & \text{при } 1 \leq \\ \sqrt{c_0(p_i - p_0)} & \text{при } p_i > \\ \sqrt[3]{c_1(p_i - k_p p_0)} & \text{при } p_0 \leq \\ 0 & \text{при } p_i < \end{cases}$$

$$\left. \begin{array}{l} \leq p_i \leq p_0 \\ > p_0 \end{array} \right\} \text{при } \frac{dp_i}{dt} > 0;$$

$$\left. \begin{array}{l} \leq p_i \leq p_{\max} \\ < p_0 \end{array} \right\} \text{при } \frac{dp_i}{dt} < 0; \quad (9)$$

$$M_{Ti}(p_i) = \begin{cases} A_0 + A_1 p_i + A_2 p_i^2 & \text{при } \frac{dp_i}{dt} > 0, \\ \frac{K_M}{K_p} (B_0 K_p + B_1 p_i + B_2 \frac{p_i^2}{K_p}) & \text{при } \frac{dp_i}{dt} < 0; \end{cases} \quad (10)$$

где  $k$  - показатель адиабаты;  $\omega$  - угловая скорость вращения вала компрессора;  $V_0$  и  $V_i$  - начальный и текущий объемы  $i$ -й тормозной камеры;  $N = k V_{кр} A$ ;  $A$  и  $B$  - коэффициенты аппроксимации газодинамической функции расхода,

$V_{кр}$  – критическая скорость течения воздуха;  $n$  и  $n_M$  – число тормозных камер и модуляторов;  $V_{рк}$  – рабочий объем цилиндров компрессора;  $a_0 \dots a_3$  – коэффициенты аппроксимации зависимости  $Q_k(\omega, p_p)$ ;  $b_0$  и  $b_1$  – коэффициенты аппроксимации зависимости  $F(z_i)$ ;  $c_0$  и  $c_1$  – коэффициенты аппроксимации зависимости  $z_i(p_i)$ ;  $p_0$  – начальная зона нечувствительности для зависимости  $z_i(p_i)$ ;  $p_{max}$  и  $p_{min}$  – верхний и нижний пределы регулирования давления в ресивере;  $A_i$  и  $B_i$  – коэффициенты аппроксимации зависимости  $M_{Ti}(p_i)$ ;  $K$  и  $K_M$  – масштабные коэффициенты для зависимостей  $M_{Ti}^p(p_i)$  и  $z_i(p_i)$  в фазе оттормаживания;  $\theta$  – время работы компрессора.

Динамика привода в фазе выдержки  $\Phi_B$  описывается уравнениями (1)–(4) и (8). Динамика привода в фазе торможения  $\Phi_T$  описывается уравнениями (1)–(4), (8)–(10) и дополнительно уравнениями:

$$\frac{dp_M}{dt} = \frac{N}{n V_M} \left\{ (\mu f)_{эз} p_c \frac{p_c - p_M}{V p_c - p_M} - p_M \sum_{i=1}^{n_k} x \right. \\ \left. x \left[ (\mu f)_i \frac{p_M - p_i}{V p_M - p_i} \right] \right\}; \quad (11)$$

$$V_i \frac{dp_i}{dt} + k p_i \frac{dV_i}{dt} = (\mu f)_i N p_M \frac{p_M - p_i}{V p_M - p_i}. \quad (12)$$

Периодические электрические сигналы  $U_1$  и  $U_2$  управления соленоидами модулятора (сигналы регулирования), поступающие от электронно-решающего блока, можно представить в виде прямоугольных импульсов с различной частотой  $f$  и скважностью  $\tau = t_0/T$

$$U_1 = \begin{cases} 1 & \text{при } nT < t \leq (n + \tau + \tau_B) T, \\ 0 & \text{при } (n + \tau + \tau_B) T < t \leq (n+1) T; \end{cases} \quad (13)$$

$$U_2 = \begin{cases} 1 & \text{при } (n + \tau) T < t \leq (n + \tau + \tau_B) T, \\ 0 & \text{при } (n + \tau + \tau_B) T < t \leq (n+1) T. \end{cases} \quad (14)$$

где  $t_0$  и  $t$  – продолжительность соответственно фазы оттормаживания  $\Phi_0$  и выдержки  $\Phi_B$ ;  $\tau_B = t_B/T$  – относительная продолжительность фазы  $\Phi_B$ ;  $T$  – период импульса;  $n$  – порядковый номер импульса ( $n = 0; 1; 2; \dots$ ).

Вследствие наличия времени намагничивания соленоидов электромагнитного преобразователя и времени срабатывания пневматического каскада усиления клапаны модулятора открываются с некоторым запаздыванием  $\Delta t_1$  и  $\Delta t_2$ , а закрываются - с запаздыванием  $\Delta t_3$  и  $\Delta t_4$  по отношению к сигналам  $U_1$  и  $U_2$ . Тогда, принимая перемещение клапанов скачкообразным, периодический закон перемещения  $x'_M$  и  $x_M$  клапанов модулятора представляется в виде:

$$x'_M = \begin{cases} x_{M\max} & \text{при } nT + \Delta t_1 < t \leq (n + \tau)T + \Delta t_2, \\ 0 & \text{при } (n + \tau)T + \Delta t_2 < t \leq (n + 1)T + \Delta t_1; \end{cases} \quad (15)$$

$$x_M = \begin{cases} 0 & \text{при } nT + \Delta t_4 < t \leq (n + \tau + \tau_B)T + \Delta t_3, \\ x_{M\max} & \text{при } (n + \tau + \tau_B)T + \Delta t_3 < t \leq (n + 1)T + \Delta t_4. \end{cases} \quad (16)$$

Площади проходного сечения клапанов модуляторов равны  $f'_M = \pi d_{c1} x'_{M\max}$  и  $f_M = \pi d_{c2} x_{M\max}$  ( $d_{c1}$  и  $d_{c2}$  - диаметры седел клапанов).

Таким образом, уравнения (1)-(16) представляют собой математическую модель пневматического тормозного привода в циклическом режиме работы. Эта модель позволяет исследовать двухфазовое и трехфазовое регулирование давления в исполнительных элементах привода при установке одного или двух модуляторов на мост.

Расчетные (пунктирные линии) и экспериментальные (сплошные линии) динамические характеристики контура тормозного привода с двумя модуляторами на ось, работающего в двухфазовом (кривые 1) и трехфазовом (кривые 2) режимах при частоте  $f = 3,3$  Гц и скважности  $\tau = 0,5$ , показаны на рис. 2. Как видно из приведенных данных, математическая модель с достаточной точностью описывает реальные динамические процессы, происходящие в приводе.

Результаты расчета динамики пневматического контура управления тормозами задней оси автомобиля МАЗ-5336 по приведенной математической модели на ЭВМ "Минск-22М" позволили получить частотные характеристики изменения амплитуды давления  $A$  в тормозных камерах и амплитуды тормозного момента  $A_M^P$  при установке одного (рис. 3,а) и двух (рис. 3,б) модуляторов на ось. Здесь же показано изменение средних значений давления  $p_{ср}$  и тормозного момента  $M_{тср}$ . Приведенные

частотные характеристики получены при двухфазовом режиме работы модулятора с различной скважностью  $\tau$  сигнала регулирования. Анализ полученных результатов показывает, что применение двух модуляторов на ось позволяет увеличить амплитуды  $A_p$  и  $A_M$  при постоянных значениях частоты  $f$  и скважности  $\tau$  сигнала регулирования. В результате исследований установлено, что регулировать изменение амплитуд  $A_p$  и  $A_M$ , а также значений  $p_{ср}$  и  $M_{тср}$  можно путем изменения параметров тормозного привода и режима работы модулятора (частоты и скважности сигналов управления).

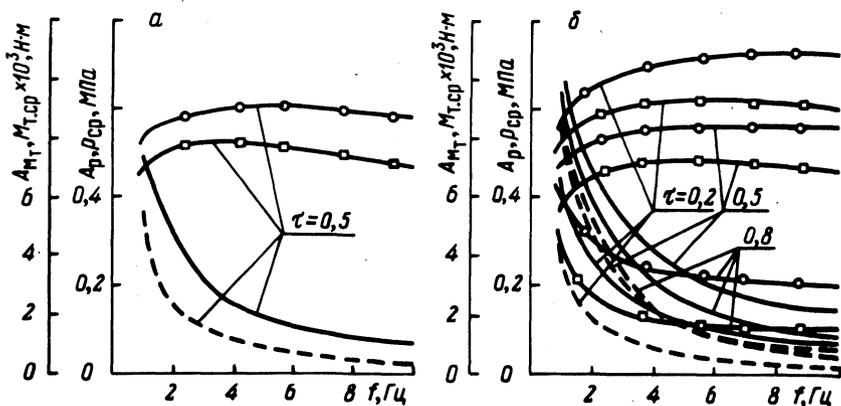


Рис. 3. Частотные характеристики изменения величины давления в тормозных камерах и тормозного момента: а — один модулятор на ось; б — два модулятора на ось; — — — амплитуда изменения давления в тормозных камерах; - - - - - амплитуда изменения тормозного момента; — о — среднее значение давления в тормозных камерах; — □ — среднее значение тормозного момента.

Теоретическими и экспериментальными исследованиями показано, что для прохождения зоны нечувствительности характеристики  $M_T(p)$  тормозного механизма автомобиля МАЗ-5336 необходимо обеспечить перепад давления в тормозных камерах, равный 0,15 МПа. При таком перепаде давлений, согласно амплитудно-частотным характеристикам (рис. 3), находим, что при установке двух модуляторов на ось рабочий диапазон частот (при  $\tau = 0,5$ ) пневматического тормозного привода автомобиля МАЗ-5336 в циклическом режиме работы составляет 1,0–8,0 Гц, а при установке одного модулятора — 1,0–4,5 Гц.

Таким образом, теоретические и экспериментальные исследования динамики контура пневмопривода задних тормозов автомобиля в циклическом режиме работы позволили оценить влияние параметров привода, режима работы и сигналов регулирования (частоты  $f$  и скважности  $\tau$ ) на быстродействие и качество переходных процессов регулирования тормозного момента, установить диапазон рабочих частот привода, место установки и количество модуляторов в схеме привода, а также определить требования по выбору параметров модулятора.

#### Л и т е р а т у р а

1. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамика пневмогидравлических систем управления автомобилей. - Мн., 1977, 68 с. (Ротапринт БПИ).

УДК 629.113.001.6

Д.В.Степанов, О.С.Руктешель

#### К ВОПРОСУ О МЕТОДЕ МОДЕЛИРОВАНИЯ ДВИЖЕНИЯ БОЛЬШЕГРУЗНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ НА СТЕНДЕ ПРИ ПОНИЖЕННЫХ МОЩНОСТЯХ

Специфика стендовых испытаний систем автоматического управления (САУ) трансмиссией заключается в необходимости имитации на стенде эксплуатационных режимов движения автомобиля. Такие испытания целесообразно проводить на инерционном стенде, включающем в себя двигатель, испытываемую трансмиссию, инерционную массу и тормозную установку. Стендовые испытания САУ трансмиссией большегрузных автомобилей, связаны со значительными трудностями. Большой вес автомобилей, снабженных мощными дизельными двигателями, и значительные моменты сопротивления, возникающие при движении, затрудняют и даже делают невозможными испытания их трансмиссий на стенде с имитацией реальных режимов движения. Увеличение грузоподъемности автомобилей и мощности их двигателей еще более затрудняют такие испытания. Одно из направлений преодоления трудностей заключается в создании новых методов испытаний с применением элементов теории подобия и моделирования.

Рассмотрим возможность проведения испытаний САУ трансмиссией на стенде при пониженных мощностях. Из условия подобия сложных систем [1] известно, что если к модели при-