

В процессе решения были найдены следующие значения оптимизируемых параметров модулятора  $c = 7,0925 \cdot 10^5$  Н/м;  $m = 0,15$  Н;  $x = 0,002$  м;  $d = 0,01614$  м, обеспечивающие снижение времени переходного процесса при наполнении до  $T_{п1} = 0,129$  и при сливе  $T_{п2} = 0,12$ , что позволило также уменьшить время перемещения исполнительного элемента (период инерционной задержки) (см. рис. 2) при наполнении соответственно с 0,095 до 0,029 с и оставить неизменной аналогичную составляющую при сливе (0,02 с).

По результатам расчета был разработан [6] и изготовлен модулятор, испытания которого подтвердили возможность функционирования его исполнительных элементов в требуемом диапазоне частот.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Ч у е в Ю.В., С п е х о в а Г.П. Технические задания исследования операций. — М.: Сов. радио, 1971. — 244 с.
2. Б о я р и н о в А.И., К а ф а р о в В.В. Методы оптимизации в химической технологии. — М.: Химия, 1969. — 575 с.
3. П е р в ы ш и н Н.Н. К вопросу о динамическом моделировании электрогидравлического распределителя. Рукопись деп. в БелНИИТИ 22.06.82, № 437—82. Деп. — 9 с.
4. Ф у р у н ж и е в Р.И., В а р а в к о В.В. Диалоговая система оптимизации и идентификации динамических систем. Рукопись деп. в БелНИИТИ 22.04.81, № 259—81. Деп. — 20 с.
5. Х и м м е л ь б л а у Д. Прикладное нелинейное программирование. — М.: Мир, 1975. — 532 с.
6. А.с. 927600 (СССР). Модулятор давления для противоблокировочной тормозной системы транспортного средства/Н.Н. П е р в ы ш и н, В.В. К а п у с т и н, Н.Ф. М е т л ю к, П.Р. Б а р т о ш. — Оpubл. в Б.И., 1982, № 18.
7. Das Antiblockiersystem von Bosch: Elektronik kooperiert mit Hydraulik. — Kfz-Werkstatte, 1981, N 6, S. 34—36.

УДК 629.114.42—592

П.Н. КИШКЕВИЧ, канд.техн.наук (БПИ)

### ОСНОВНЫЕ НЕЛИНЕЙНОСТИ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА

Пневматический тормозной привод автомобилей имеет ряд нелинейностей: насыщение характеристики вследствие ограничения давления; переменный объем тормозных камер; переменная площадь диафрагмы; нелинейность и гистерезис силовой характеристики тормозных механизмов. Рассмотрим эти основные нелинейности.

Переменная площадь диафрагмы (мембраны) тормозной камеры. На быстродействие и качество переходных процессов пневматического тормозного привода существенное влияние оказывает переменный объем тормозной камеры. В общем случае текущее значение переменного объема является функцией площади мембра-

ны  $F$  и ее перемещения  $Z$ , т.е.  $V = f(F, Z)$ . В работе [1] при расчете динамики пневматического тормозного привода эффективная площадь мембраны тормозной камеры принимается постоянной. Для определения этой площади обычно пользуются следующей формулой [2]:

$$F_3 = \frac{\pi}{12} (D_1^2 + D_1 D_2 + D_2^2), \quad (1)$$

где  $D_1$  -- диаметр мембраны, м;  $D_2$  -- диаметр металлического центра, м.

Согласно формуле (1), эффективная площадь  $F_3$  является функцией неизменных конструктивных параметров мембраны. Поэтому расчет показывает постоянное рабочее усилие на штоке, что не соответствует действительности. В ряде случаев, особенно для мембран пневматических тормозных камер с относительно большим прогибом, должно быть учтено влияние прогиба мембраны на ее эффективную площадь.

Определив эффективную площадь мембраны по формуле И. Ликтана, которая в работе [2] преобразована к наиболее удобному для практического использования виду, получим значение рабочего усилия на штоке в функции прогиба. Применять формулу И. Ликтана при расчете  $F_3$  можно только в том случае, если известно значение  $X_{ст}$  (свободного прогиба центра мембраны под действием данного давления  $p$ ), но для определения значения  $X_{ст}$  необходимо провести эксперимент или взять это значение из статической характеристики мембраны. В работе Е.В. Герц и Г.В. Крейнина [2] приведена формула для расчета эффективной площади мембраны, которая не требует предварительного эксперимента для определения исходных параметров, но при этом необходимо знать физические константы материала мембраны: модуль упругости  $E$  и коэффициент Пуассона  $\mu$ , угол, характеризующий начальное положение мембраны, давление  $p$  подаваемого сжатого воздуха.

Формулы для приближенных расчетов рабочего усилия  $P_p$  мембранного привода, а следовательно, и эффективной площади мембраны даны также в работах [3, 4].

Анализ известных формул для аналитического определения эффективной площади мембраны показал, что они или не учитывают изменения эффективной площади мембраны в зависимости от величины прогиба, как формула (1), или требуют проведения предварительного эксперимента, как формулы в работах [2, 3], или являются сложными для практического применения, как формулы, приведенные в работах [2, 4]. Поэтому для определения эффективной площади мембраны задних тормозных камер автомобиля МАЗ-5335 снята экспериментальная силовая характеристика мембраны в зависимости от давления сжатого воздуха  $p$  и перемещения штока  $Z$  тормозной камеры. Эффективная площадь исследуемой мембраны зависит в основном от перемещения штока  $Z$  тормозной камеры и незначительно изменяется от давления  $p$ . За-

зависимость  $F = f(Z)$  выражается линейным уравнением регрессии  $F = a + bZ$ . Корреляционный анализ показал, что функция  $F(Z)$  достаточно точно описывается линейным уравнением регрессии с коэффициентами  $a = 183,4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$  и  $b = -6,75 \cdot 10^{-2} \text{ м}$ , определенными по методу наименьших квадратов.

Нелинейная силовая характеристика тормозного механизма представляет собой зависимость перемещения штока тормозной камеры  $Z$  от давления в тормозной камере  $p$  или от усилия на штоке тормозной камеры.

Экспериментально в режиме торможения и оттормаживания получена петля гистерезиса зависимости  $Z = f(p)$ . Как показали исследования [5], экспериментальную характеристику колесного тормозного механизма  $Z = f(p)$  можно аппроксимировать кусочно-линейной функцией или степенной функцией различного порядка. При этом аппроксимация может выполняться либо с учетом приведенного к штоку камеры зазора между фрикционными парами колесного тормозного механизма, либо в виде одной зависимости  $Z = f(p)$ . Полученная экспериментальная зависимость  $Z = f(p)$  может быть описана эмпирическими уравнениями: при торможении — квадратной параболой на всем диапазоне изменения перемещения мембраны (штока) тормозной камеры и при оттормаживании — кубической параболой, имеющей соответственно вид:

$$Z = Z_{\max} \left( \frac{p_T - p_I}{p_{\max} - p_I} \right)^{1/2}; \quad (2)$$

$$Z = Z_{\max} \left( \frac{p_{\text{от}} - p_I}{p_{\max} - p_I} \right)^{1/3}, \quad (3)$$

где  $Z_{\max}$  — максимальный ход штока тормозной камеры, соответствующий максимальному давлению  $p_{\max}$  в камере, м;  $p_T$ ,  $p_{\text{от}}$  — текущее значение давления в тормозной камере при торможении и оттормаживании, Па;  $p_I$  — давление предварительного сжатия пружины тормозной камеры, Па.

Нелинейная характеристика изменения тормозного момента от давления в тормозной камере. Исследованию тормозного механизма, в частности пары трения тормозная колодка — барабан, посвящен ряд работ [6, 7, 8]. Однако аналитической зависимости, которая бы наиболее полно учитывала все факторы, влияющие на характеристику  $M_T = f(p)$ , в этих работах не получено. Это объясняется сложностью термодинамических процессов, происходящих на контактирующей поверхности пары трения [8]. В работе [9] отмечается значительная нестабильность тормозного момента, что объясняется изменением коэффициента трения и величиной эффекта самоусиления колодок [6]. Кроме того, на тормозной момент и его устойчивость влияет жесткость тормозного барабана и коло-

док. При недостаточной жесткости барабана и колодок возникают релаксационные колебания, частота и амплитуда которых в основном определяют характер изменения тормозного момента. Поэтому при определении зависимости  $M_T = f(p)$  принимается ряд допущений и упрощений. В работе [9] формула  $M_T = f(p)$  принимается линейной и характеризуется коэффициентом нарастания тормозного момента от давления. В работе [7] функция  $M(p)$  имеет линейную характеристику насыщения в режиме торможения. По этой причине при оттормаживании во всем диапазоне изменения давления  $p$  образуется область, в которой тормозной момент изменяется незначительно, т.е. петля гистерезиса. В зависимости от типа и конструкции тормозного механизма гистерезис  $(\Delta p/p_{\max}) \cdot 100\%$  может изменяться в широких пределах (от 15 до 50 %). Большее значение гистерезиса относится к тормозным механизмам с захватывающей и отжимной колодками (симплексного типа), в которых разжимной кулак опирается на колодку и имеет значительное сухое трение.

Гистерезис тормозного механизма задних колес автомобиля МАЗ-5335 в режиме циклического торможения достигает 15–20 %.

Зависимость  $M_T(p)$  задних тормозных механизмов автомобиля МАЗ выражается нелинейным уравнением параболической регрессии вида

$$M_T = A_0 + A_1 p + A_2 p^2 + \dots + A_n p^n. \quad (4)$$

Корреляционный анализ показал, что выражение  $M_T(p)$  достаточно точно описывается при фазах торможения — оттормаживания полиномом 2-й степени с различными соответствующими коэффициентами  $A_i$ .

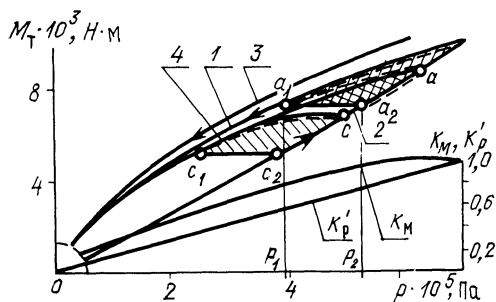


Рис. 1. Характеристика функций  $M(p)$  в режиме торможения — оттормаживания: — эксперимент; — расчет.

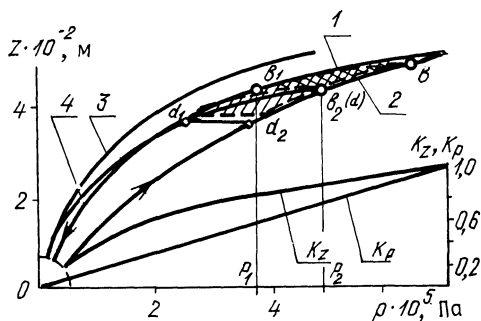
В зависимости от частоты циклического режима торможения и оттормаживания петля гистерезиса характеристик  $Z(p)$  и  $M_T(p)$  тормозного механизма "деформируется" (рис. 1.2) подобно изменению гистерезиса намагничивания в электрических цепях. В механических системах гистерезис восстанавливающей силы описывается уравнением эллипса, что дает возможность рассматривать установившиеся процессы в пределах теории линейных колебаний.

Если форма петли гистерезиса отлична от эллипса, то проводится линейная аппроксимация по участкам или линеаризация подобных зависимостей.

Как показали эксперименты, характеристики  $Z(p)$  и  $M_T(p)$  для частичных торможений постоянны (см. рис. 1.2) и поэтому могут быть описаны эмпирическими зависимостями с постоянными коэффициентами. При фазах частичного оттормаживания каждый

Рис. 2. Характеристики перемещения  $Z(p)$  штока тормозной камеры:

--- эксперимент; — расчет.



раз имеем новые кривые, начинающиеся с конечной точки предшествующей фазы торможения и подобные внешним характеристикам  $Z_{\max}(p)$  и  $M_{\max}(p)$ . Поэтому в расчетах удобно применять безразмерные масштабные коэффициенты параметров функций  $Z(p)$  и  $M_T(p)$ , используя следующие зависимости:

$$k_M = M_{T,ч} / M_{от,маx} ; k_p' = p'_{T,ч} / p'_{от,маx} ; k_z = Z_{T,ч} / Z_{от,маx} ;$$

$$k_p = p_{T,ч} / p_{от,маx} ,$$

где  $M_{T,ч}$ ,  $p'_{T,ч}$ ,  $Z_{T,ч}$ ,  $p_{T,ч}$  — соответственно тормозной момент, избыточное давление в тормозной камере, перемещение штока тормозной камеры в конце фазы частичного торможения и абсолютное давление в тормозной камере;  $M_{от,маx}$ ,  $p'_{от,маx}$ ,  $Z_{от,маx}$ ,  $p_{от,маx}$  — соответственно максимальное значение тех же параметров внешних характеристик  $M(p)$  (рис.1) и  $Z(p)$  (рис. 2) фазы оттормаживания.

Как отмечалось выше, начало оттормаживания определяется давлением конца фазы частичного торможения  $p_{T,ч}$  (рис. 1). Используя основные свойства вращения векторного поля и масштабные коэффициенты  $k_p'$  и  $k_M$ , внешнюю кривую 1 заменим подобной ей кривой 4. Аргумент внешней характеристики  $0 < p \leq p'_{маx}$  выразим через давление фазы частичного оттормаживания  $0 < p'_{от} \leq p'_{T,ч}$  и значение масштабного коэффициента  $k_p'$ .

$$p = \frac{p'_{от} p'_{от,маx}}{p'_{T,ч}} = \frac{p'_{от}}{k_p'}$$

Подставив значение  $p$  в выражение (4), получим уравнение кривой 3:

$$M = A_0' + A_1' \frac{p_{от}'}{k_p'} + A_2' \left( \frac{p_{от}'}{k_p'} \right)^2 . \quad (5)$$

Для того чтобы привести кривую 3 к подобной ей кривой 4, необходимо выполнить в уравнении (5) аналогичные преобразования и для функции  $M$ .

Значение функции  $M$  фазы оттормаживания определяем, используя ее внешнюю характеристику  $M_{от}$  и масштабный коэффициент  $k_M$ :

$$M = \frac{M_{от} M_{от.макс}}{M_{т.ч}} = \frac{M_{от}}{k_M} . \quad (6)$$

Решив совместно уравнение (5) и (6), получим зависимость  $M_{от} = f(p)$  для частичного оттормаживания:

$$M_{от} = \frac{k_M}{k_p} \left( A_0' k_p' + A_1' p_{от}' + A_2' \left( \frac{p_{от}'}{k_p'} \right)^2 \right) . \quad (7)$$

В момент перехода от частичного оттормаживания (кривая  $aa_1$ ) (см. рис. 1) к фазе повторного торможения  $a_1 a_2$  тормозной момент в пределах изменения давления  $p_1 \leq p \leq p_2$  имеет зону нечувствительности  $a_1 a_2$ , т.е.  $M_t = M_{от}$ . При увеличении давления  $p > p_2$  тормозной момент нарастает по кривой 2 и на этом участке описывается уравнением (4). Таким образом, используя зависимости (4) и (7), можно рассчитать значение тормозного момента и с другими параметрами частоты цикла торможения и оттормаживания (например,  $ss_1 c_2$ ).

Перемещение штока тормозной камеры в фазе частичного оттормаживания с применением масштабных коэффициентов аргумента  $k_p$  и функции  $k_z$  приводится к кривой 4, подобной кривой 1. Для того чтобы от кривой 1 перейти к кривой 4 аналогично зависимости  $M_t = f(p)$ , выразим аргумент внешней характеристики  $10 < p \leq p_{макс}$  через давление фазы частичного оттормаживания  $0 < p_{от} \leq p_{т.ч}$  и значение масштабного коэффициента  $k_p$ :

$$p = \frac{p_{от} p_{от.макс}}{p_{т.ч}} = \frac{p_{от}}{k_p} . \quad (8)$$

Совместно решая уравнения (3) и (8), получаем уравнение кривой 3:

$$Z = Z_{макс} \left( \frac{p_{от} - k_p p_I}{(p_{макс} - p_I) k_p} \right)^{1/3} . \quad (9)$$

Чтобы привести кривую 3 к подобной ей кривой 4, необходимо выполнить в уравнении (9) аналогичные преобразования для функции  $Z$ . Значение функции  $Z$  фазы оттормаживания определяем, используя ее внешнюю характеристику  $Z_{от}$  и масштабный коэффициент  $k_z$ :

$$Z = \frac{Z_{от} Z_{от.max}}{Z_{т.ч}} = \frac{Z_{от}}{k_z}.$$

Подставив значение  $Z$  в уравнение (9), получим зависимость  $Z_{от}(p)$  при частичном оттормаживании в виде

$$Z_{от} = k_z Z_{max} \left[ \frac{p_{от} - k_p p_I}{(p_{max} - p_I) k_p} \right]^{1/3}. \quad (10)$$

В момент перехода от частичного оттормаживания (кривая  $bb_1$ ) (см. рис. 2) к фазе повторного торможения  $b_1 b_2 b$  шток тормозной камеры при перемещении в пределах изменения давления  $p_1 < p < p_2$  имеет зону нечувствительности  $b_1 b_2$ , т.е.  $Z_T = Z_{от}$ . Иными словами, объем тормозной камеры в зоне нечувствительности  $b_1 b_2$  остается постоянным. При увеличении давления  $p$  ( $p > p_2$ ) перемещение штока тормозной камеры происходит по кривой 2 и на этом участке описывается уравнением (2). Таким образом, используя зависимости (2) и (10), можно рассчитать значение перемещения штока  $Z$  также и с другими параметрами частоты цикла торможения и оттормаживания (например,  $dd_1 d_2$ ).

Полученные эмпирические зависимости используются при разработке математических моделей пневматического тормозного привода.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. М е т л ю к Н.Ф. Динамика и методы улучшения переходных характеристик тормозных приводов автомобилей и автопоездов: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. — Минск: БПИ, 1973. — 48 с.
2. Г е р ц Е.В., К р е й н и н Г.В. Теория и расчет силовых пневматических устройств. — М.: Изд-во АН СССР, 1960. — 178 с.
3. Они же. Расчет пневмоприводов: Справочное пособие. — М.: Машиностроение, 1975. — 272 с.
4. М а р к о в О.Ф., Ш а д р и ч е в В.А., Е р ч е н к о в И.А. Определение усилия, развиваемого резинотканевыми тарельчатыми диафрагмами силовых узлов автомобиля. — Автомоб. пром-сть, 1975, № 9, с. 27—28.
5. А в т у ш к о В.П. Исследование динамики пневмогидравлического тормозного привода автомобилей и автопоездов: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. — Минск: БПИ, 1972. — 28 с.
6. Вопросы динамики торможения и рабочих процессов тормозных систем автомобилей/Под ред. Б.Б. Генбома. — Львов: Вища шк., 1974. — 234 с.
7. К р а г е л ь с к и й И.В. Трение и износ. — М.: Машиностроение, 1968. — 480 с.
8. Ч и ч и н а д з е А.В. Расчет и исследование внешнего трения при торможении. — М.: Наука, 1967. — 231 с.
9. П е т р о в М.А. Работа автомобильного колеса в тормозном режиме. — Омск: Зап.-сибир. изд-во, 1973. — 224 с.