

Н. Ф. Метлюк, В. П. Автушко, М. И. Горбачевич

## ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ЗВЕНЬЕВ ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА АВТОМОБИЛЯ

В работе [1] все дроссели и каналы делятся на три типа: турбулентные, ламинарные и смешанного типа. К турбулентным относятся такие дроссели, которые имеют малые отношения длины к диаметру и в которых эффект дросселирования вызывается местными потерями на входе и потерями на выходе и не сказывается действие сил трения при течении воздуха по каналу дросселя. Турбулентные дроссели предлагается рассчитывать по формуле Сен-Венана — Ванцеля для адиабатического истечения идеального газа через сопло (сужающийся насадок) из резервуара неограниченно большой емкости:

для докритического истечения

$$\frac{dm}{dt} = \varepsilon f \sqrt{2\rho_0 p_0 \frac{k}{k-1} \left[ \left( \frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (1)$$

и для критического истечения

$$\left( \frac{dm}{dt} \right)_{\text{кр}} = \varepsilon f \sqrt{2\rho_0 p_0 \frac{k}{k+1} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}}}, \quad (2)$$

где  $\frac{dm}{dt}$  — массовый мгновенный расход воздуха;  $\varepsilon$  — коэффициент расхода;  $f$  — площадь проходного сечения дросселя;  $p_0$  и  $p_1$  — абсолютные давления воздуха перед дросселем и после него;  $\rho_0$  — плотность воздуха перед дросселем;  $k$  — показатель политропы; при адиабатическом истечении  $k=1,4$ .

К ламинарным относятся дроссели цилиндрической формы с достаточно большим отношением длины  $l$  к диаметру  $d$  (в сотни раз). В них местные сопротивления на входе и на выходе ничтожны.

но малы по сравнению с потерями на трение при течении воздуха по каналу дросселя. Массовый расход воздуха через ламинарный дроссель предлагается рассчитывать по формуле Пуазейля для несжимаемой жидкости и для малых перепадов давления [1]:

$$\frac{dm}{dt} = \frac{\pi d^4 \rho}{128 \mu l} (p_0 - p_1), \quad (3)$$

где  $\mu$  — динамический коэффициент вязкости.

И наконец, дроссели смешанного типа охватывают всю область дросселей от турбулентных до ламинарных, причем турбулентные и ламинарные являются частными случаями дросселей смешанного типа. В дросселях смешанного типа следует учитывать как местные потери на входе и выходе, так и потери на трение в канале. Разнообразные по конструкции элементы тормозного привода относятся в общем случае к дросселям смешанного типа.

Дроссели смешанного типа наименее изучены. Газодинамические функции [1, 2] для таких дросселей не имеют аналитического решения. Эти газодинамические функции, кроме того, не учитывают ряда специфических особенностей тормозного привода, в частности существенно переходной характер его работы при больших диапазонах изменения параметров воздуха, нелинейность характеристик и т. д.

Как показали наши исследования, экспоненциальный закон изменения давления в постоянном объеме  $V$  при наполнении (опорожнении) его через дроссель, согласно формуле (3), совершенно не соответствует реальному характеру изменения давления. Несоответствие формул (1) и (2) действительным динамическим характеристикам пневматических звеньев пытаются в некоторых работах [3] компенсировать введением коэффициента расхода  $\epsilon$ , который определяется экспериментально как частное от деления эмпирического значения массового расхода  $(dm/dt)_{\text{оп}}$  на теоретическое значение  $(dm/dt)_{\text{теор}}$ . Однако экспериментальными исследованиями [4] установлено, что коэффициент расхода для реальных клапанов и дросселей не остается постоянным на всем диапазоне изменения перепада давления, а изменяется в некоторых случаях во много раз. Кроме того, в работах [1, 5, 6] показано, что критическая скорость  $a_{\text{кр}}$ , равная скорости звука в воздухе, а следовательно, и критический массовый расход достигаются в различных реальных устройствах при разных перепадах давления. Чем больше сопротивление потоку на входе и выходе канала и чем больше силы трения, тем при больших значениях перепада давления достигается  $a_{\text{кр}}$ . Например, Т. Ф. Кондратьевой [5] путем продувки промышленных клапанов получено критическое соотношение давлений  $(p_1/p_0)_{\text{кр}} = 0,2-0,3$ . При адиабатическом истечении воздуха через геометрическое сопло без трения, как известно, критический режим достигается при  $(p_1/p_0)_{\text{кр}} = 0,528$ . Во многих реальных звеньях тормозного привода, например при сравнительно длинных трубках, критический режим для имеющих место возможных перепадов дав-

ления не достигается. Так, например, как показали наши экспериментальные исследования, при наполнении постоянных объемов через трубопроводы  $\varnothing 8 \times 1$  и  $\varnothing 10 \times 1$ , длиной 5 м и выше критический режим не наблюдается.

Из вышеизложенного вытекает необходимость разработки методики расчета переходных процессов в звеньях тормозных систем. В наших исследованиях сделана попытка разработать указанную методику расчета и получить формулы для расчета переходных процессов в пневматических звеньях. При выводе уравнения было стремление, с одной стороны, к получению достаточно простых и удобных математических моделей, аппроксимирующих достаточно точно экспериментальные кривые на всем диапазоне изменения давления, и, с другой стороны, к получению единого уравнения для всего процесса наполнения (опоражнивания), даже и в тех случаях, когда на участке имеет место критический режим.

Анализ газодинамических функций [2] показал, что в каналах, через которые протекает воздух, имеется промежуточное сечение  $z$ , в котором скорость потока  $u_z$  прямо пропорциональна перепаду давлений, т. е.

$$u_z = \omega_z(p_0 - p_1). \quad (4)$$

Чем ближе дроссель смешанного типа по своим характеристикам к ламинарному, тем дальше это сечение  $z$  от выхода и ближе к входному сечению канала.

Исходя из равномерного распределения сопротивлений сил трения по длине канала (что во многих случаях подтверждается нашими экспериментами) и учитывая уравнение массового расхода воздуха и выражение (4), получаем

$$\pm \frac{dm}{dt} = \frac{a_{кр} f(1 - \sigma)}{gRT \Delta p_{кр.с}} [p_0 - (1 - \sigma)(p_0 - p_1)](p_0 - p_1), \quad (5)$$

где  $\sigma$  — параметрический коэффициент дросселя, отображающий расположение рассматриваемого дросселя в области дросселей смешанного типа. Чем ближе по динамическим свойствам рассматриваемый дроссель к ламинарному, тем выше  $\sigma$  этого дросселя, и наоборот, при приближении дросселя к соплу  $\sigma$  приближается к нулю. Коэффициент  $\sigma$  определяется опытным путем.

Путем экстремального исследования уравнения (5) и использования затем уравнения состояния газа Клапейрона — Менделеева находим при  $V = \text{const}$  и  $T = \text{const}$  для докритического режима течения

$$\frac{dp_{1,0}}{dt} = \frac{2a_{кр} f(1 - \sigma)}{V p_{0 \max}} [p_0 - (1 - \sigma)(p_0 - p_1)](p_0 - p_1) \quad (6)$$

и для критического режима течения

$$\frac{dp_1}{dt} = a_{кр} f \frac{p_{0 \max}}{2V}. \quad (6a)$$

В целях возможности использования общих методов линейной теории систем управления и упрощения анализа и синтеза сложных тормозных систем оказалось необходимым получение линейных дифференциальных газодинамических функций. Применяя разработанный нами модифицированный метод линеаризации (известные из теории автоматики способы линеаризации в нашем случае оказались неприемлемыми) с последующим введением аппроксимирующих коэффициентов  $\alpha$  и  $\beta$ , получаем следующие выражения газодинамических функций для ДЕ-звеньев [7]: для наполнения постоянного объема

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{a_{кр}f(1-\sigma)}{V(1+\sigma)} (\alpha p_0 - p_1) \quad (7)$$

и для опоражнивания постоянного объема

$$-\frac{dp_0}{dt} = \frac{a_{кр}f(1-\sigma)}{V(1+\sigma)} (p_0 - \beta p_1). \quad (8)$$

Решение этих уравнений для  $p_0 = \text{const}$  в выражении (7) и  $p_1 = \text{const}$  в выражении (8) соответственно имеет вид

$$p_1(t) = \alpha p_0 - (\alpha p_0 - p_{1 \text{ нач}}) e^{-\frac{a_{кр}f(1-\sigma)}{V(1+\sigma)} t}; \quad (9)$$

$$p_0(t) = \beta p_1 + (p_{0 \text{ нач}} - \beta p_1) e^{-\frac{a_{кр}f(1-\sigma)}{V(1+\sigma)} t}. \quad (10)$$

Как показали наши многочисленные опыты, проведенные в экспериментальном цехе Минского автозавода, уравнение (9) достаточно хорошо согласуется с экспериментальными данными на участке от  $p_a/p_{a \text{ max}} = 0,125$  до  $p_a/p_{a \text{ max}} = 0,90$  для наполнения (погрешность в пределах 5%). Формула (10) для опоражнивания постоянного объема аппроксимирует получающиеся при опытах кривые опоражнивания с точностью 15% для дросселей и 10% для трубопроводов (рис. 1 и 2).

В некоторых случаях, когда емкость трубопроводов пренебрежимо мала по сравнению с емкостью камеры, подсоединенной к концу трубопровода, и когда не интересует распределение давлений по длине трубопровода, последний можно рассматривать как сосредоточенное сопротивление (местный дроссель). Наши исследования показали, что длинный трубопровод с подключенной емкостью следует рассматривать как аperiодическое звено второго порядка (рис. 2):

$$A_2 \frac{d^2 p}{dt^2} + A_1 \frac{dp}{dt} + A_0 p = k p_{вх}. \quad (11)$$

Как известно из теории автоматики, дифференциальное уравнение (11) для аperiодического звена второго порядка эквивалентно двум аperiодическим звеньям первого порядка, включенным

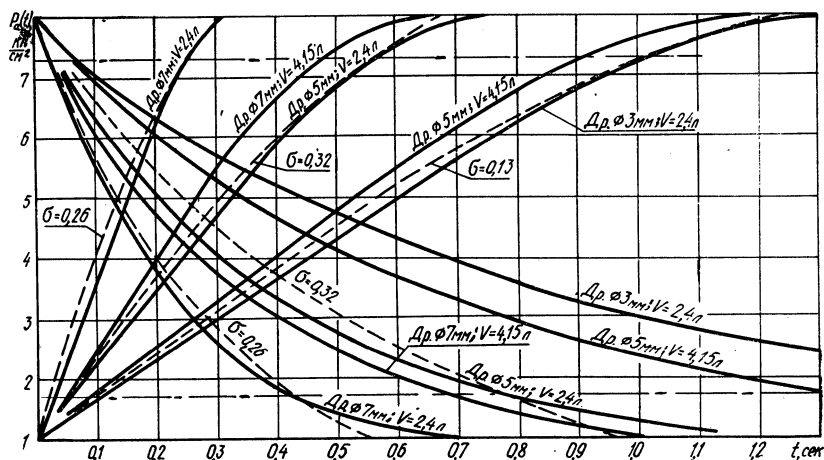


Рис. 1. Динамические характеристики дросселей: сплошная линия — экспериментальные; штриховая — расчетные

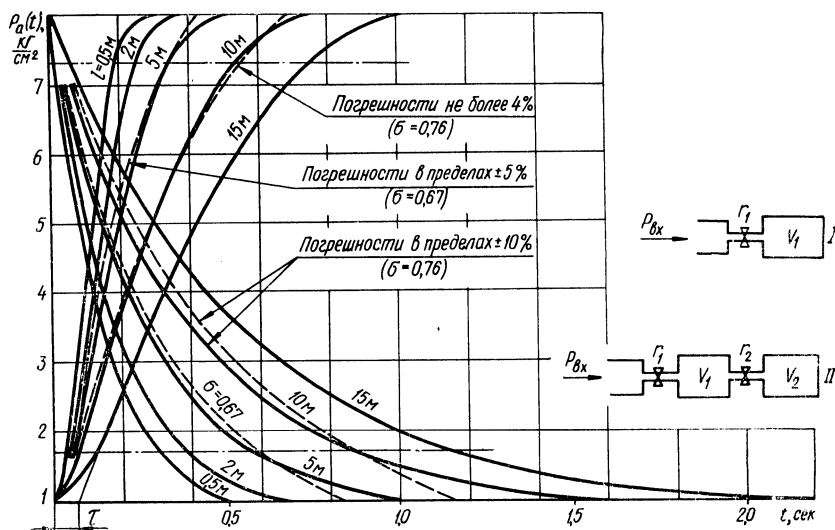


Рис. 2. Кривые наполнения и опораживания постоянного объема 1,25 л через трубопровод  $\varnothing 10 \times 1$  различной длины  $l$ :  
сплошная линия — экспериментальные; штриховая — расчетные;  
I — аperiodическое звено первого порядка (для коротких труб и дросселей);  
II — аperiodическое звено второго порядка (для длинных труб)

последовательно, или может приближенно заменяться дифференциальным уравнением первого порядка с запаздывающим аргументом  $\tau$ , т. е. дифференциально-разностным уравнением. Следовательно, сравнительно длинные воздухопроводы с емкостью на конце  $V_2$  можно рассматривать как две последовательно подключенные емкости  $V_1$  и  $V_2$  через сосредоточенные сопротивления  $r_1$  и  $r_2$  или как

Значение времени наполнения и опораживания

| V, л | ∅8×1           |                |                |                |                |                |                |                | ∅10            |                |                |                |
|------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|
|      | 0,25           |                | 1,25           |                | 2,4            |                | 4,15           |                | 0,25           |                | 1,25           |                |
|      | t <sub>н</sub> | t <sub>о</sub> | t <sub>н</sub> | t <sub>о</sub> | t <sub>н</sub> | t <sub>о</sub> | t <sub>н</sub> | t <sub>о</sub> | t <sub>н</sub> | t <sub>о</sub> | t <sub>н</sub> | t <sub>о</sub> |
| 0,1  | 0,07           | 0,10           | 0,27           | 0,43           | 0,36           | 0,79           | 0,86           | 1,36           | 0,05           | 0,09           | 0,16           | 0,30           |
| 0,25 | —              | —              | —              | —              | —              | —              | —              | —              | —              | —              | —              | —              |
| 0,50 | —              | —              | 0,30           | 0,51           | 0,51           | 0,90           | 0,92           | 1,54           | 0,05           | 0,09           | 0,17           | 0,31           |
| 1,0  | 0,09           | 0,14           | 0,36           | 0,61           | 0,66           | 1,07           | 1,13           | 1,84           | 0,06           | 0,11           | 0,18           | 0,37           |
| 2,0  | 0,10           | 0,16           | 0,55           | 0,87           | —              | —              | 1,61           | 2,50           | 0,07           | 0,13           | 0,22           | 0,39           |
| 5,0  | 0,15           | 0,27           | 0,62           | 1,00           | 1,54           | 2,31           | 1,96           | 2,94           | 0,08           | 0,16           | 0,31           | 0,58           |
| 10,0 | 0,26           | 0,46           | 0,95           | 1,52           | 2,00           | 3,00           | 2,93           | 3,95           | 0,18           | —              | 0,50           | 0,87           |
| 15,0 | —              | —              | —              | —              | —              | —              | —              | —              | 0,26           | 0,51           | 0,69           | 1,13           |
| 20,0 | 0,62           | 0,97           | 1,80           | 2,61           | 3,10           | 4,30           | 4,90           | 6,80           | 0,35           | 0,63           | 0,96           | 1,42           |

одну емкость  $V_1$  с сопротивлением  $r_1$ , но с запаздыванием на время  $\tau$  (рис. 2). Время  $\tau$  следует учитывать при построении динамических характеристик; оно составляет 0,05—0,1 сек для трубопроводов длиной 10—20 м.

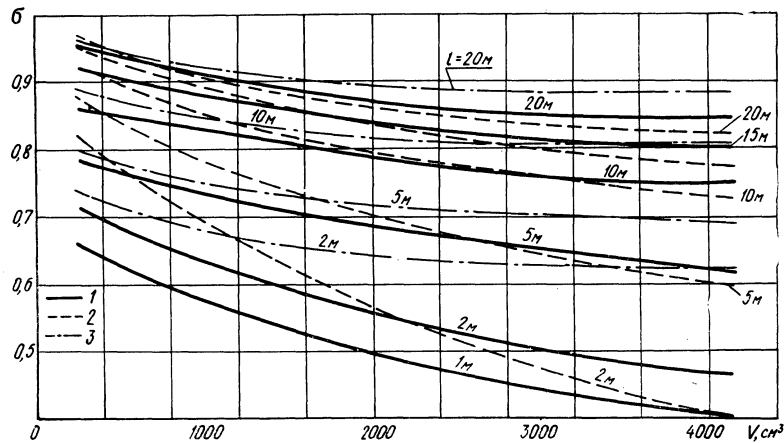


Рис. 3. Диаграмма значений  $\delta$ :  
1 —  $\varnothing = 10 \times 1$ ; 2 —  $\varnothing = 15 \times 1$ ; 3 —  $\varnothing = 8 \times 1$

По полученным экспериментальным данным были рассчитаны на ЭВМ в Вычислительном центре АН БССР значения  $\sigma$  для разных длин и диаметров трубопроводов и разных наполняемых и опораживаемых постоянных объемов. Некоторые результаты этих расчетов показаны на диаграмме (рис. 3). Затем по формулам (9) и (10) и в соответствии с экспериментальными данными были рассчитаны на ЭВМ коэффициенты аппроксимации  $\alpha$  и  $\beta$ . Для большинства дросселей и трубок (с учетом  $\tau$ ) коэффициенты  $\alpha$  и  $\beta$  можно принимать:  $\alpha = 1,5—1,7$ ;  $\beta = -0,2—0,3$ . В табл. 1 приведены

постоянных емкостей через трубопровод

| × 1  | ∅15 × 1        |                |                |                |                |                |                |                |
|------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|
|      | 2,4            |                | 4,15           |                | 0,25           |                | 1,25           |                |
|      | t <sub>н</sub> | t <sub>о</sub> | t <sub>н</sub> | t <sub>о</sub> | t <sub>н</sub> | t <sub>о</sub> | t <sub>н</sub> | t <sub>о</sub> |
| 0,30 | 0,40           | —              | —              | —              | 0,04           | 0,05           | 0,09           | 0,11           |
| —    | —              | —              | —              | —              | —              | —              | —              | —              |
| —    | —              | 0,49           | 0,86           | 0,04           | 0,05           | 0,09           | 0,14           | 0,11           |
| 0,37 | 0,63           | 0,53           | 0,98           | 0,04           | 0,05           | 0,09           | 0,15           | 0,12           |
| 0,41 | 0,67           | 0,63           | 1,08           | 0,04           | 0,06           | 0,10           | 0,16           | 0,14           |
| 0,55 | 0,98           | 0,88           | 1,58           | 0,05           | 0,09           | 0,12           | 0,22           | 0,18           |
| 0,77 | 1,27           | 1,26           | 2,33           | 0,08           | 0,17           | 0,17           | 0,33           | 0,26           |
| —    | —              | 1,65           | 2,77           | 0,12           | 0,28           | 0,26           | 0,51           | 0,36           |
| 1,32 | 2,21           | 2,14           | 3,88           | 0,23           | 0,39           | 0,35           | 0,60           | 0,47           |

численные значения времени наполнения  $t_n$  и времени опораживания  $t_o$  постоянных объемов  $V$  через трубопроводы различной длины  $l$  и разных диаметров  $d$  мм. В табл. 2 указаны величины времени наполнения и опораживания постоянных объемов через дроссели различных диаметров.

Из полученных опытных данных нетрудно заметить, что время опораживания постоянного объема в 1,5—2 раза больше времени наполнения того же объема.

Динамические характеристики пневматических звеньев с переменной емкостью получаются из уравнений массового расхода путем дифференцирования левой части по двум переменным  $p$  и  $V$ . В результате получаем для наполнения

$$\frac{dp_1}{dt} \left( V_0 + 2p_1 \frac{F^2}{C_{np}} \right) = \frac{a_{кр} f (1 - \sigma)}{1 + \sigma} (\alpha p_0 - p_1) \quad (12)$$

и для опораживания

$$-\frac{dp_0}{dt} \left( V_0 + 2p_0 \frac{F^2}{C_{np}} \right) = \frac{a_{кр} f (1 - \sigma)}{1 + \sigma} (p_0 - \beta p_1), \quad (13)$$

Таблица 2

Значение времени наполнения и опораживания постоянных емкостей через дроссельные шайбы

| ∅ мм | Объем, л         |      |                    |      |
|------|------------------|------|--------------------|------|
|      | 2,400            | 4,15 | 2,4                | 4,15 |
|      | наполнение $t_n$ |      | опораживание $t_o$ |      |
| 1,0  | 7,0              | 16,5 | 11,2               | 25,4 |
| 2,0  | 2,4              | 4,7  | 4,5                | 7,5  |
| 3,0  | 1,0              | 1,65 | 1,7                | 2,9  |
| 5,0  | 0,55             | 0,92 | 0,78               | 1,35 |
| 7,0  | 0,25             | 0,48 | 0,44               | 0,69 |

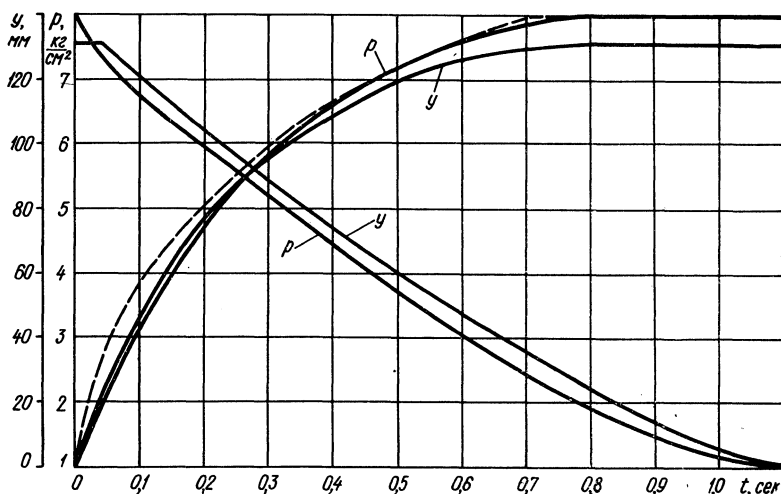


Рис. 4. Динамические характеристики звеньев с переменной емкостью: сплошная линия — экспериментальные данные; штриховая — расчетные данные

где  $V_0$  — начальный объем;  $F$  — площадь подпружиненного поршня;  $C_{пр}$  — жесткость пружин.

На рис. 4 показаны расчетные и экспериментальные кривые изменения давлений при наполнении и опоражнивании переменного объема и величина перемещения поршня  $y$ .

Таким образом, в результате теоретических и экспериментальных исследований разработана методика расчета пневматических звеньев с постоянной и переменной емкостью.

### Л и т е р а т у р а

- [1] Залманзон Л. А. Проточные элементы пневматических приборов контроля и управления. М., 1961. [2] Абрамович Г. Н. Прикладная газовая динамика. М., 1969. [3] Герц Е. В., Крейнин Г. В. Динамика пневматических приводов машин-автоматов. М., 1964. [4] Березовец Г. Т., Дмитриев В. Н. и Наджафов Э. М. О допустимых упрощениях при расчете пневматических регуляторов. — «Приборостроение», 1957, № 4. [5] Кондратьева Т. Ф. Предохранительные клапаны для компрессорных установок. М., 1963. [6] Гинзбург И. П. Прикладная гидрогазодинамика. Л., 1958. [7] Бельский Ю. Б., Дронин М. И., Метлюк Н. Ф. Новое в расчете и конструкции тормозов автомобиля. М., 1965.