

где  $L_{\text{вып}}$  — длина выпускного тракта от поршня до отражателя;  $c$  — скорость звука;  $v_{\text{п}}$  — скорость потока;  $\sigma$  — скачок фазы при отражении;  $\psi_{\text{вып}}$  — фаза выпуска;  $\alpha_0$  — угол поворота коленчатого вала двигателя за период времени от начала открытия выпускного окна до момента достижения максимального давления отработавших газов;  $n$  — частота вращения коленчатого вала двигателя.

Из приведенных на рис. 2, 3 характеристик видно, что протекание кривых эффективной мощности двигателей несколько улучшилось, а максимальная их мощность увеличилась на 3...4 %. Расчетная длина выпускного тракта  $L_{\text{вып}}$ , полученная по формуле (1), не требует дополнительной экспериментальной корректировки и обеспечивает настройку выпускной системы в обоих случаях на необходимый скоростной режим работы. Кроме того, рассмотренный отражатель волны способствует уменьшению уровней звукового давления высокочастотных составляющих спектра шума процесса выпуска до 5...6 дБ.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. К р у г л и к В.М., Р а з у м о в с к и й М.А. Выбор параметров и экспериментальные исследования глушителей шума процесса выпуска легких мотоциклов. — Мотовело-промышленность: Экспресс-инф., М., 1982, № 6, с. 5–9.
2. Р а з у м о в с к и й М.А. Прогнозирование шумовых характеристик поршневых двигателей. — Минск, 1981. — 38 с.
3. К р у г л и к В.М. К вопросу акустической настройки выпускной системы двухтактных мотоциклетных двигателей. — Минск, 1981. 6 с. Рукопись деп. в БелНИИТИ 29.04.81, № 278–81.

УДК 629.114.4

Н.Ф. МЕТЛЮК, д-р техн.наук,  
С.Б. ТРИБУХОВСКИЙ (БПИ)

#### ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА НА ОСНОВЕ МОДЕЛИ С РАСПРЕДЕЛЕННЫМИ ПАРАМЕТРАМИ

Насосно-аккумуляторный гидравлический тормозной привод автомобилей и автопоездов семейства БелАЗ имеет ряд особенностей, определяющих во многом условия работы и протекающие в нем процессы. К ним относятся значительная протяженность магистралей (до 20 м), высокие средние скорости течения жидкости (10...15 м/с), широкий диапазон рабочих давлений (0...12 МПа в колесных тормозных цилиндрах), нелинейные характеристики внешних нагрузок, наличие трения, зон нечувствительности, зазоров и т.д.

Теоретические исследования тормозного гидропривода, упрощенная динамическая схема которого представлена на рис. 1, с учетом отмеченных особенностей могут быть проведены на математических моделях, описывающих неустановившееся движение жидкости, в виде систем с распределенными параметрами. Учитывая, что длина трубопроводов во много раз больше их диаметра, представляется возможным ограничиться рассмотрением движения одномерного потока жидкости, описываемого уравнениями в частных производных вида [1,2]:

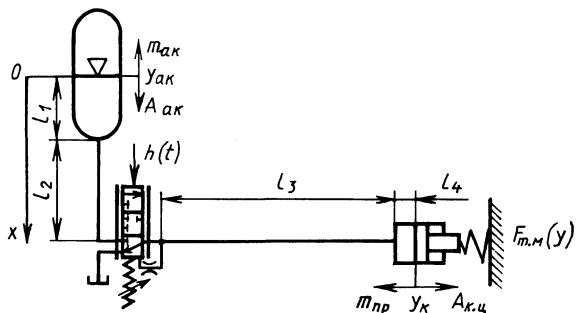


Рис. 1. Расчетная динамическая схема гидроцепи управления тормозными механизмами

$$\frac{\partial p}{\partial x} = -\rho \left( \frac{\partial v}{\partial t} + 2 \xi v \right); \quad (1)$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} = -E_c \frac{\partial v}{\partial x}, \quad (2)$$

где  $p$  и  $v$  — давление и скорость жидкости;  $t$  — время;  $x$  — координата, отсчитываемая вдоль оси магистрали;  $\rho$  и  $E_c$  — соответственно плотность и адиабатический модуль объемной упругости жидкости;  $\xi$  — коэффициент гидравлического сопротивления магистрали.

Начальные условия (при  $t = 0$ ), граничные условия (при  $t > 0$ ), соотношения скоростей и давлений на границах участков гидроцепи, закон перемещения  $h(t)$  впускного клапана секции тормозного крана, изменение расхода жидкости через тормозной кран, силовая характеристика тормозного механизма записываются следующим образом:

$$p_i = \begin{cases} p_{\max} & \text{при } 0 \leq x \leq \sum_{k=1}^2 l_k; \\ p_a & \text{при } \sum_{k=1}^2 l_k \leq x \leq \sum_{k=1}^4 l_k; \end{cases} \quad (3)$$

$$p_i = \begin{cases} p_{\max} & \text{при } 0 \leq x \leq \sum_{k=1}^2 l_k; \\ p_a & \text{при } \sum_{k=1}^2 l_k \leq x \leq \sum_{k=1}^4 l_k; \end{cases} \quad (4)$$

$$v_i = 0 \text{ при } 0 \leq x \leq \sum_{k=1}^4 l_k;$$

$$\dot{v}_{\text{ак}} = ((p_i - p_{\Gamma}) A_{\text{ак}} - k_{\text{в1}} v_{\text{ак}} - F_1 \text{sign } v_{\text{ак}}) / m_{\text{ак}}, \quad i = 1; \quad (5)$$

$$\dot{v}_{\text{к.ц}} = (p_i A_{\text{к.ц}} - k_{\text{в2}} v_{\text{к.ц}} - F_2 \text{sign } v_{\text{к.ц}} - F_{\text{т.м}}(v)) / m_{\text{пр}},$$

$$i = \frac{\sum_{k=1}^4 l_k}{\Delta x}; \quad (6)$$

$$v_{i+1} = \begin{cases} v_{\text{ак}} & \text{при } x = 0; \\ \frac{A_{\text{ак}}}{A_{\text{тр}}} v_i & \text{при } x = l_1; \\ v_i & \text{при } x = \sum_{k=1}^2 l_k; \\ \frac{A_{\text{тр}}}{A_{\text{к.ц}}} v_i & \text{при } x = \sum_{k=1}^3 l_k; \\ v_{\text{к.ц}} & \text{при } x = \sum_{k=1}^4 l_k; \end{cases} \quad (7)$$

$$p_{i+1} = p_i - \Delta p_n \text{ при } \begin{cases} x = l_1, n = 1; \\ x = \sum_{k=1}^2 l_k, n = 2; \\ x = \sum_{k=1}^4 l_k, n = 3; \end{cases} \quad (8)$$

$$h(t) = \begin{cases} h_{\text{max}} (t - t_0) / t_{\text{max}} & \text{при } 0 \leq t \leq t_0; \\ h_{\text{max}} & \text{при } t_0 < t < t_{\text{max}} + t_0; \\ h_{\text{max}} & \text{при } t \geq t_{\text{max}} + t_0; \end{cases} \quad (9)$$

$$f_{\text{кл}} = (d_{\text{ш}} + h(t) \sin \alpha) \cdot 0,5 \pi h(t) \sin(2\alpha); \quad (10)$$

$$Q_{\text{т.к}} = \sqrt{2 |p_i - p_{i+1}| / \rho}; \quad (11)$$

$$E_{\text{ci}} = \frac{a \left( \frac{p_0}{p_i} \right)^{\frac{1}{n}} + (1-a) \sqrt{\frac{E_{\text{a0}} + A_{\text{a}} p_0}{E_{\text{a0}} + A_{\text{a}} p_i}}}{\frac{a}{np_i} \left( \frac{p_0}{p_i} \right)^{\frac{1}{n}} + \frac{1-a}{E_{\text{a0}} + A_{\text{a}} p_i}}; \quad (12)$$

$$p_{\text{Гi}} = p_3 \left( \frac{V_{\text{max}}}{V_{\text{max}} - y_{\text{ак}} A_{\text{ак}}} \right)^n; \quad (13)$$

$$F_{\text{Т.М}}(y) = \begin{cases} c_1 (\delta_{\text{к0}} + y_{\text{к}}) & \text{при } 0 < y_{\text{к}} \leq \delta_{\text{к}}; \\ c_1 (\delta_{\text{к0}} + y_{\text{к}}) + c_2 (y_{\text{к}} - \delta_{\text{к}}) & \text{при } y_{\text{к}} > \delta_{\text{к}}, \end{cases} \quad (14)$$

где  $p_{\text{max}}$  — максимальное давление в пневмогидроаккумуляторе (ПГА);  $p_{\text{a}}$  — атмосферное давление;  $l_{\text{k}}$  — длина  $k$ -го участка магистрали;  $A_{\text{ак}}, A_{\text{к.ц}}, A_{\text{тр}}$  — площадь соответственно поршня ПГА, колесного цилиндра и проходного сечения трубопровода;  $\Delta p_n$  — потери давления в местных сопротивлениях на  $n$ -м участке гидроцепи;  $k_{\text{в1}}, k_{\text{в2}}$  — коэффициенты вязкого трения поршней ПГА и колесных тормозных цилиндров;  $p_{\text{г}}$  — давление в газовой полости ПГА;  $F_1, F_2$  — силы сухого трения поршней ПГА и колесных тормозных цилиндров;  $m_{\text{ак}}, m_{\text{пр}}$  — соответственно масса поршня и приведенная к поршню колесного цилиндра масса подвижных элементов;  $F_{\text{Т.М}}(y)$  — силовая характеристика колесного тормозного механизма;  $t_0$  — момент времени, в который начинается перемещение впускного клапана;  $t_{\text{max}}, h_{\text{max}}$  — соответственно максимальное время перемещения и перемещение впускного клапана;  $d_{\text{ш}}$  — диаметр сферы впускного клапана;  $2\alpha$  — угол посадочного конуса впускного клапана;  $p_i, p_{i+1}$  — давление соответственно на входе и выходе тормозного крана;  $a$  — относительный объем газовой фазы;  $p_0$  и  $p_i$  — соответственно начальное и текущее давление газожидкостной смеси;  $E_{\text{а0}}, A_{\text{a}}$  — параметры, зависящие от типа жидкости и ее температуры;  $n$  — показатель политропы;  $p_3$  — начальное давление газа в ПГА;  $V_{\text{max}}$  — максимальный объем ПГА;  $y_{\text{ак}}$  — текущее значение перемещения поршня ПГА;  $c_1$  и  $c_2$  — приведенная к поршню колесного цилиндра жесткость соответственно стяжных пружин и тормозного механизма;  $\delta_{\text{к0}}$  — предварительная деформация стяжных пружин;  $\delta_{\text{к}}$  — приведенный к оси тормозного цилиндра суммарный зазор между барабаном и колодками;  $y_{\text{к}}$  — текущее перемещение поршня колесного тормозного цилиндра.

Система нелинейных уравнений (11)...(14) в частных производных не имеет аналитического решения даже при однородных краевых условиях. Численными методами можно получить искомые значения величин в некоторых точках области  $(t, x)$  (рис. 2), ограниченной граничными сечениями рассматриваемой гидроцепи ( $x = 0, x = \sum_{k=1}^n l_k$ ). Вместо непрерывной среды, состоянием которой описывается функциями непрерывного аргумента, вводится ее разностный аналог и рассматриваются функции дискретных аргументов  $f_i^j = f_i^j(i \Delta x, j \Delta t)$ , определяемые в узлах сетки  $(i \Delta x, j \Delta t)$  и называемые сеточными функциями ( $\Delta x, \Delta t$  — малые положительные приращения переменных  $x$  и  $t$ ).

В работах [3, 4] показано, насколько важны выбор шага сетки и построение сеточной области, определяющих точность решения задачи. Кроме того, погрешности, вносимые в процессе решения разностных уравнений, не должны приводить к большому искажению результата, т.е. разностные схемы должны

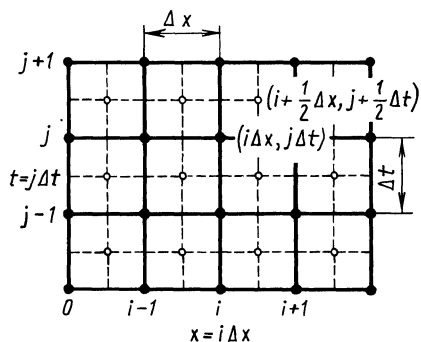


Рис. 2. К определению расчетных величин методом сеток

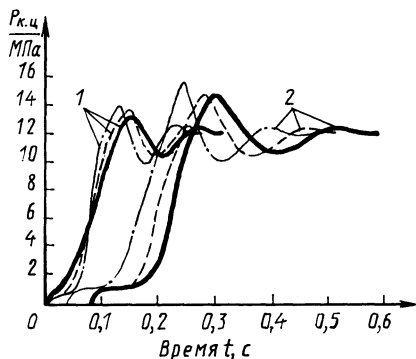


Рис. 3. Динамические характеристики гидроцилиндра управления тормозными механизмами: 1 — при длине трубопровода 5 м; 2 — 20 м; — эксперимент; - - - по модели с распределенными параметрами; — · — по модели с сосредоточенными параметрами

быть устойчивыми. В зависимости от вида формулы для аппроксимации первой производной разностные схемы могут быть явные и неявные. Явная схема устойчива при условии  $\Delta t / \Delta x^2 \leq 0,5$ . Неявная схема всегда устойчива.

Для решения уравнений (1)...(14) приемлемо использовать явную схему с пересчетом типа предиктор—корректор [1,3]:

$$\frac{f_{i+0,5}^{j+0,5} - 0,5 (f_{i+1}^j + f_i^j)}{0,5 \Delta t} + \frac{f_{i+1}^j - f_i^j}{\Delta x} = 0; \quad (15)$$

$$\frac{f_i^{j+1} - f_i^j}{\Delta t} + \frac{f_{i+0,5}^{j+0,5} - f_{i-0,5}^{j+0,5}}{\Delta x} = 0. \quad (16)$$

На  $j$ -м временном слое производится определение значений функций для  $j + 0,5$ -го временного слоя по уравнению (15). Затем используется уравнение (16) и определяются значения функций для  $j + 1$ -го временного слоя.

На основании математической модели с распределенными параметрами и предложенной в работе [2] модели с сосредоточенными параметрами были разработаны программы расчета на ЭВМ динамических характеристик гидроцилиндра управления колесными тормозными механизмами.

Анализ результатов расчета и сравнение их с экспериментальными данными (рис. 3) показывают, что модель с сосредоточенными параметрами дает общую качественную картину низкочастотных колебаний в тормозном приводе. Время срабатывания привода при  $l_{\text{тр}} = 5$  м,  $A_{\text{тр}} = 0,13 \cdot 10^{-3}$  м<sup>2</sup> на 13,3 % меньше, а перерегулирование давления в колесных тормозных цилиндрах на 7,7 % больше соответствующих значений, полученных экспериментально. Для привода с параметрами магистрали  $l_{\text{тр}} = 20$  м,  $A_{\text{тр}} = 0,13 \cdot 10^{-3}$  м<sup>2</sup> время срабатывания на 23 % меньше, а перерегулирование давления на 12 % больше соответствующих экспериментальных значений.

Время срабатывания привода, полученное по модели с распределенными параметрами, отличается от экспериментальных значений на 6,7 % при  $l_{\text{тр}} = 5 \text{ м}$  ( $A_{\text{тр}} = 0,137 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ ) и на 10 % при  $l_{\text{тр}} = 20 \text{ м}$ , перегулирование давления в колесных тормозных цилиндрах – соответственно на 3,8 % при  $l_{\text{тр}} = 5 \text{ м}$  и на 3,4 % при  $l_{\text{тр}} = 20 \text{ м}$ . Кроме того, исследование привода по этой модели позволяет дать количественную оценку как низкочастотных, так и высокочастотных колебаний жидкости в гидроприводе.

Таким образом, предлагаемая методика динамического расчета гидравлического тормозного привода на основе математической модели с распределенными параметрами дает хорошую сходимость с результатами экспериментальных исследований и может применяться при исследовании гидравлических тормозных приводов с длиной магистрали свыше 10 м.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Венгерский Э.В., Морозов В.А., Усов Г.Л. Гидродинамика двухфазных потоков в системах питания энергетических установок. – М., 1982. – 128 с. 2. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. – М., 1980. – 231 с. 3. Самарский А.А., Попов Ю.П. Разностные схемы газовой динамики. – М., 1975. – 352 с. 4. Инженерные расчеты на ЭВМ/Под ред. В.А. Троицкого. – Л., 1979. – 288 с.

УДК 629.113-585-52

О.С. РУКТЕШЕЛЬ, канд. техн. наук (БПИ)

### АВТОМАТИЗАЦИЯ СИНТЕЗА ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ СТРУКТУРЫ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ

Понятие структуры системы автоматического переключения передач (САПП) предполагает частичную упорядоченность ее элементов относительно друг друга как в смысле их размещения по физическим узлам и уровням, так и в смысле решаемых ими функциональных задач процесса управления, т.е. речь может идти как о композиционной, так и о функциональной структуре САПП [1].

Ниже формулируется частная задача синтеза функциональной структуры САПП, решение которой позволяет оценить правильность принимаемых на интуитивном уровне решений об общей структуре САПП, наметить перспективные пути решения общей задачи и выделить область наиболее целесообразных вариантов построения всей САПП.

Функциональная структура САПП определяется ее информационными параметрами [2]. Реализация информационного сигнала в общем случае осуществляется в цепи: чувствительный элемент – датчик – промежуточный преобразователь – канал связи – измеритель – функциональный преобразователь – устройство обработки сигнала – функциональный преобразователь – канал связи – исполнительный блок. Если для увеличения надежности САПП применяются двухканальные (дуплексные) системы, в которых содержатся два идентичных канала и предусматривается сравнение их выходов, или триплекс-