

тормозного привода с ПБС в процессе циклического торможения.

Разработанная математическая модель питающей части пневматического тормозного привода позволяет всесторонне исследовать динамику питающей части тормозного привода с ПБС и обоснованно выбрать ее конструктивные параметры.

### Л и т е р а т у р а

1. Метлюк Н.Ф. Динамика и методы улучшения переходных характеристик тормозных приводов автомобилей и автопоездов. Докт. дис. Минск, 1973. 2. Разработка методики расчета питающей части тормозных систем изделий семейства "ОП". Научно-технический отчет БПИ, инв. № Б320589. Минск, 1974. 3. Розанов В.Г., Машенко А.Ф. Взаимосвязь аппаратов питающей части и потребителей пневматического привода тормозов автомобиля. - "Автомобильная промышленность", 1971, № 10. 4. Атоян К.М. и др. Пневматические системы автомобилей. М., 1969. 5. Анализ условий работы трансмиссии автомобиля и разработка требований к режимам переключения передач в системе автоматического управления трансмиссией. Научный отчет по теме ГБ-75-019Р, БПИ. Минск, 1976.

УДК 629.113 - 597.3

В.П. Автушко, канд. техн. наук

### МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПИТАЮЩЕЙ ЧАСТИ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА АВТОМОБИЛЯ

В гидравлических системах управления автомобилей в качестве питающей части широко используются насосы постоянной производительности, работающие совместно с пневмогидравлическими аккумуляторами. Для большинства систем управления характерно эпизодическое потребление рабочей жидкости. Чтобы обеспечить поддержание давления в необходимых пределах, питающая часть гидропривода оборудуется автоматическим устройством регулирования давления рабочей жидкости (автомат разгрузки).

Питающая часть гидропривода совместно с автоматом разгрузки образуют замкнутую систему автоматического регулирования давления. Принципиальная схема одного из вариантов такой системы приведена на рис. 1. Она включает пневмогидроаккумулятор 7 (объект регулирования), автомат разгрузки 3,

который состоит из чувствительного элемента 5 и регулирующего органа 4 (сервоклапана). Кроме того, в систему входят обратный клапан 8, который отключает пневмогидроаккумулятор от напорной магистрали при работе насоса на режиме холостого хода, и предохранительный клапан 1, ограничивающий величину давления в системе в случае отказа автомата разгрузки.

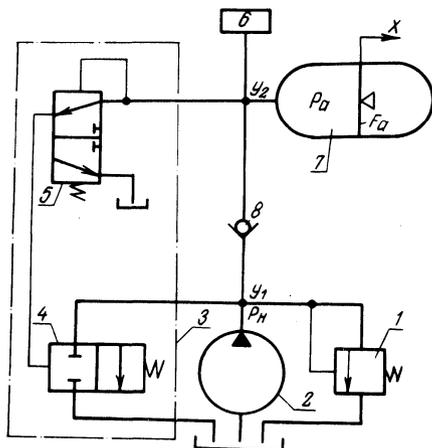


Рис. 1. Принципиальная схема питающей части гидравлического привода автомобиля.

При достижении в системе и пневмогидроаккумуляторе 7 максимального давления жидкости  $p_{\max}$  (верхний предел регулирования), на которое отрегулирована пружина релейного регулятора 5, последний срабатывает, соединяя магистраль, управляющую сервоклапаном 4, со сливом. Вследствие этого сервоклапан под действием пружины перемещается и соединяет напорную магистраль насоса 2 со сливом. Насос при этом начинает работать в холостом режиме.

При падении давления в пневмогидроаккумуляторе ниже значения  $p_{\min}$  (нижний предел регулирования), при котором пружина релейного регулятора может возвратить его клапаны в первоначальное положение, подается давление на сервоклапан, в результате чего он закрывается. Насос начинает подавать жидкость в пневмогидроаккумулятор через обратный клапан 8.

Внешним воздействием на объект регулирования является расход рабочей жидкости, затрачиваемый на управление узлом или агрегатом 6 (нагрузка).

Система автоматического регулирования давления жидкости в пневмогидроаккумуляторе является существенно нелинейной, так как в нее входит релейный регулятор.

При описании переходных процессов в рассматриваемой системе регулирования принимаются следующие допущения: 1) не учитывается изменение температуры, плотности и количества нерастворенного воздуха в жидкости; 2) принимается политропический процесс сжатия газа в пневмогидроаккумуляторе [1]; 3) принимается модель с сосредоточенными параметрами при описании движения жидкости в магистрали, соединяющей насос с пневмогидроаккумулятором.

Уравнение движения поршня без поршневого пневмогидроаккумулятора имеет вид

$$m_a \frac{d^2 x}{dt^2} + k_a \frac{dx}{dt} + c_r x = F_a (p_a - p_3), \quad (1)$$

где  $m_a$  - масса поршня пневмогидроаккумулятора;  $x$  - координата, определяющая положение поршня;  $k_a$  - коэффициент вязкого трения поршня;  $c_r$  - жесткость рабочего тела в газовой полости;  $F_a$  - площадь поршня;  $p_a$  - абсолютное текущее давление жидкости и газа в пневмогидроаккумуляторе;  $p_3$  - начальное давление зарядки пневмогидроаккумулятора.

При сжатии газа по политропе имеем

$$c_r = \frac{n F_a^2 p_a}{V_{\max}}, \quad (2)$$

где  $V_{\max}$  - конструктивная вместимость (полный объем) пневмогидроаккумулятора;  $n$  - показатель политропы.

При длительности процесса зарядки или разрядки, равной или меньше 0,5 мин, принимается [1] адиабатический процесс ( $n = 1,4$ ), а при длительности этих процессов не менее 3 мин - изотермический ( $n = 1,0$ ). Обычно на практике принимается в среднем  $n = 1,3$  [1].

Уравнение (1) с учетом (2) принимает вид

$$m_a \frac{d^2 x}{dt^2} + k_a \frac{dx}{dt} + \frac{n F_a^2}{V_{\max}} x p_a = F_a (p_a - p_3). \quad (3)$$

Уравнение баланса мгновенных объемных расходов для узла  $У_2$  без учета расхода, затрачиваемого на управление сервоклапаном, в общем случае можно записать

$$Q_n - Q_a - Q_{сж} - Q_{пот}(t) = 0, \quad (4)$$

где  $Q_n$  - объемная производительность насоса;  $Q_a$  - расход жидкости, потребляемый пневмогидроаккумулятором при пере-

мещении его поршня;  $Q_{сж}$  - расход жидкости, обусловленный ее сжимаемостью, деформацией трубопровода и корпуса пневмогидроцилиндра;  $Q_{пот}(t)$  - расход жидкости, затрачиваемый на перемещение исполнительных органов гидросистем управления.

Уравнение для объемной производительности насоса с учетом действия релейного регулятора можно представить в виде

$$Q_H = \left. \begin{cases} q\omega(1 - b p_H) & \text{при } p_a < p_{max} \\ 0 & \text{при } p_a \geq p_{max} \\ 0 & \text{при } p_a > p_{min} \\ q\omega(1 - b p_H) & \text{при } p_a \leq p_{min} \end{cases} \right\} \begin{cases} \text{при } \frac{dp_a}{dt} > 0 \\ \text{при } \frac{dp_a}{dt} < 0, \end{cases} \quad (5)$$

где  $p_{max}$  и  $p_{min}$  - соответственно верхний и нижний пределы регулирования давления регулятором.

Расход жидкости, потребляемый пневмогидроаккумулятором, представляется в виде

$$Q_a = F_a \frac{dx}{dt}. \quad (6)$$

В общем случае расход  $Q_{сж}$ , обусловленный деформацией всех элементов рассматриваемой системы, можно представить как сумму расхода, связанного с деформацией рабочей жидкости  $Q_{ж}$  в магистрали и пневмогидроцилиндре, и расхода  $Q_{цт}$ , обусловленного деформацией цилиндра и трубопровода. Расход  $Q_{ж}$  можно представить в виде

$$Q_{ж} = \psi (V_{ц} + lf) \frac{dp_a}{dt}, \quad (7)$$

где  $\psi$  - коэффициент податливости рабочей жидкости (гидро-воздушной смеси);  $V_{ц}$  - объем жидкости в пневмогидроцилиндре;  $l$  и  $f$  - соответственно длина и площадь проходного сечения магистрали, соединяющей насос с пневмогидроаккумулятором.

Расход на деформацию цилиндра и трубопровода  $Q_{цт}$  с учетом радиальной и осевой деформации корпуса пневмогидроцилиндра можно записать в виде

$$Q_{цт} = \left( \frac{1,5 D_{ц}}{\delta_{ц} E_{ц}} V_{ц} + \frac{D_{т}}{\delta_{т} E_{т}} lf \right) \frac{dp_a}{dt}, \quad (8)$$

где  $D$  и  $\delta$  - соответственно диаметр и толщина стенки цилиндра;  $D_T$  и  $\delta_T$  - соответственно диаметр и толщина стенки трубопровода;  $E_{\text{ц}}$  и  $E_T$  - модуль упругости материала цилиндра и трубопровода.

Тогда с учетом выражений (6), (7) и  $V = F_a x$  расход, обусловленный деформацией основных элементов рассматриваемой системы, определяется

$$Q_{\text{сж}} = \left[ \left( \psi + \frac{1,5 D_{\text{ц}}}{\delta_{\text{ц}} E_{\text{ц}}} \right) F_a x + \left( \psi + \frac{D_T}{\delta_T E_T} \right) l f \right] \frac{dp_a}{dt}. \quad (9)$$

Расход жидкости  $Q_{\text{пот}}(t)$ , затрачиваемый на перемещение исполнительных органов гидросистем управления, находится из системы уравнений, описывающих динамику каждого конкретного гидропривода. Закон изменения по времени этого расхода определяется конструктивными параметрами и требуемым законом перемещения исполнительных органов системы управления, а также частоты ее работы. Так, если питающая часть является источником давления для тормозной системы, необходимый закон изменения расхода  $Q_{\text{пот}}(t)$  определяется на основании математической модели гидравлического тормозного привода, описывающей его динамику. Если же в тормозном приводе применяется противоблокировочное устройство, то закон изменения  $Q_{\text{пот}}(t)$  необходимо определять для циклического режима работы тормозной системы на основании соответствующей математической модели. При этом давление в пневмогидроаккумуляторе необходимо считать переменной величиной, равной  $p_a$ .

Таким образом, уравнение (4) с учетом выражений (6), (8) и (9) принимает вид

$$F_a \frac{dx}{dt} + \left[ \left( \psi + \frac{1,5 D_{\text{ц}}}{\delta_{\text{ц}} E_{\text{ц}}} \right) F_a x + \left( \psi + \frac{D_T}{\delta_T E_T} \right) l f \right] \frac{dp_a}{dt} + Q_{\text{пот}}(t) - Q_n = 0. \quad (10)$$

В общем случае уравнение движения жидкости на участке магистрали  $Y_1 - Y_2$  с учетом инерционных и гидравлических (по длине и местных) потерь давления записывается в виде

$$\rho l \frac{d^2 x_1}{dt^2} + 27,5 \frac{\rho l \nu}{f} \frac{dx_1}{dt} + (0,443 \frac{k_E \rho l}{\sqrt{f}} +$$

$$+ 0,5 \xi, \rho) \left( \frac{dx_1}{dt} \right)^2 + p_a = p_H, \quad (11)$$

где  $\rho$  и  $\nu$  - плотность и вязкость жидкости;  $x_1$  - координата перемещения жидкости в сечении  $Y_1$ ;  $k_\epsilon$  - коэффициент аппроксимации;  $\xi$  - коэффициент местных сопротивлений данного участка.

При постоянной угловой скорости насоса ( $\omega = \text{const}$ ) скорость изменения расхода  $Q_H$  незначительна, а следовательно, инерционными потерями давления в магистрали можно пренебречь, считая их малой величиной по сравнению с гидравлическими потерями. Тогда, учитывая соотношение  $dx_1/dt = Q_H/f$ , уравнение (11) примет вид

$$27,5 \frac{\rho \nu l}{f^2} Q_H + (0,443 \frac{k_\epsilon \rho l}{\sqrt{f}} + 0,5 \xi, \rho) \left( \frac{Q_H}{f} \right)^2 - p_H + p_a = 0. \quad (12)$$

В случае, когда  $\omega \neq \text{const}$ , необходимо учитывать инерционные потери давления в магистрали, но при этом должен быть задан закон изменения угловой скорости вала насоса  $\omega(t)$ .

Таким образом, при указанных допущениях переходные процессы в питающей части гидравлического привода описываются системой нелинейных уравнений, включающей выражения (3), (5), (10) и (12). Данная система уравнений позволяет с помощью ЭВМ производить выбор оптимальных конструктивных параметров питающей части, в частности, производительности насоса, объема пневмогидроаккумулятора, пределов переключения регулятора. Используя приведенные уравнения и систему уравнений, описывающих все фазы работы в циклическом режиме тормозного привода с противоблокировочным устройством, можно исследовать динамику и произвести выбор оптимальных параметров всей системы управления.

В случае применения диафрагменного пневмогидроаккумулятора в уравнении (3) можно принять  $m_a = 0$  и  $k_a = 0$ ; в результате из этого уравнения получаем

$$x = \frac{V_{\max}}{F_a} \left[ 1 - \left( \frac{p_3}{p_a} \right)^{1/n} \right]. \quad (13)$$

Дифференцируя выражение (13), получаем

$$\frac{dx}{dt} = \frac{V_{\max}}{n F_a p_a} \left( \frac{p_a}{p_a} \right)^{1/n} \frac{dp_a}{dt} \quad (14)$$

Решая совместно уравнения (10), (13) и (14), после преобразований получаем

$$\left\{ \frac{1}{n p_a} \left( \frac{p_a}{p_a} \right)^{1/n} + \left( \psi + \frac{1,5 D_{\text{ц}}}{\delta_{\text{ц}} E_{\text{ц}}} \right) \left[ 1 - \left( \frac{p_a}{p_a} \right)^{1/n} \right] + \frac{1f}{F_a} \left( \psi + \frac{D_{\text{т}}}{\delta_{\text{т}} E_{\text{т}}} \right) \right\} V_{\max} \frac{dp_a}{dt} + Q_{\text{пот}}(t) - Q_{\text{н}} = 0 \quad (15)$$

Если не учитывать расход, обусловленный деформацией основных элементов питающей части ( $\psi = 0$ ,  $E_{\text{ц}} = E_{\text{т}} = \infty$ ), то из уравнения (15) следует

$$\frac{V_{\max}}{n p_a} \left( \frac{p_a}{p_a} \right)^{1/n} \frac{dp_a}{dt} + Q_{\text{пот}}(t) - Q_{\text{н}} = 0 \quad (16)$$

Данное уравнение решается совместно с уравнениями (5) и (12) и позволяет исследовать переходные процессы в питающей части при указанных выше допущениях.

#### Л и т е р а т у р а

1. Башта Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. М., 1971.

УДК 629.113.042.2.001.2

А.И. Гришкевич, докт. техн. наук,  
Д.М. Ломако, канд. техн. наук,  
В.М. Беляев, канд. техн. наук,  
Н.Н. Веремеев

#### ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ ПОДРЕССОРИВАНИЯ СИДЕНИЯ НА КОЛЕБАНИЯ ВОДИТЕЛЯ

На водителя воздействует целый комплекс неблагоприятных факторов, которые приводят к снижению его функциональных возможностей по управлению автомобилем и тем самым способствуют снижению производительности труда, возникновению