

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.

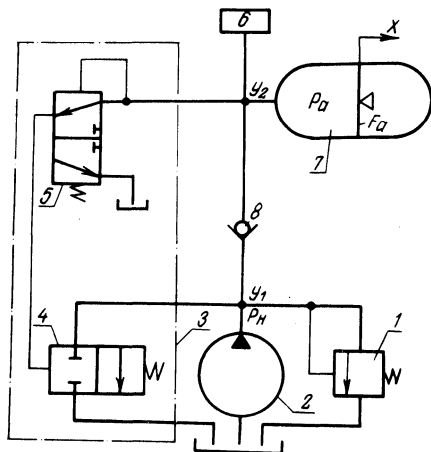


Рис. 1. Принципиальная схема питающей части гидравлического привода автомобиля.

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 вернуть 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

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

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 ψ - коэффициент податливости рабочей жидкости (гидровоздушной 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 δ - соответственно диаметр и толщина стенки цилиндра; D_T и δ_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 ρ и ν - плотность и вязкость жидкости; x_1 - координата перемещения жидкости в сечении Y_1 ; k_ϵ - коэффициент аппроксимации; ξ - 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