

Ю. Б. Беленький, Н. Ф. Метлюк, В. П. Автушко

ИССЛЕДОВАНИЕ БЫСТРОДЕЙСТВИЯ ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА ТОРМОЗОВ АВТОМОБИЛЯ

В последнее время на автомобилях и автопоездах большой грузоподъемности находит все более широкое применение пневмогидравлический привод тормозов, который сочетает в себе преимущества пневматического и гидравлического приводов. Дальнейшее изучение переходных процессов, разработка научно обоснованной инженерной методики динамического расчета сложных быстродействующих тормозных систем, исследование способов повышения быстродействия приводов и, наконец, синтез оптимальных по быстродействию тормозных систем являются одними из актуальных вопросов улучшения эксплуатационных свойств современных и перспективных транспортных средств.

Экспериментальные исследования и практика показывают, что пневмогидравлический привод тормозов является существенно нелинейным. Нелинейные элементы в нем — перемещаемая пневматическая емкость, причем изменение давления воздуха в этой емкости имеет характер насыщения; нелинейная зависимость жесткости гидравлического контура от давления жидкости, а также нелинейность силы колесных тормозных механизмов по перемещению. Кроме того, для гидравлического контура характерны значительная масса рабочей жидкости, приведенная к поршню главного цилиндра или к поршню гидроцилиндра тормозного механизма, потери давления по длине трубопровода и на преодоление местных сопротивлений.

В связи с этим динамические процессы в пневмогидравлическом приводе описываются системой нелинейных дифференциальных уравнений, точного аналитического решения которой получить не представляется возможным. Решение указанной системы уравнений можно выполнить приближенными методами с применением вычислительной техники.

На рис. 1 представлена расчетная схема пневмогидравлического контура тормозной системы. Этот контур включает в себя тормозную педаль 1, подпедальный цилиндр 2, тормозной кран 3, ре-

сивер 4, главный тормозной цилиндр (пневмогидроцилиндр) 5, четыре колесных цилиндра 6, пневматический трубопровод 7 и соединительные гидравлические трубопроводы 8.

Дифференциальное уравнение, описывающее процесс наполнения переменной емкости пневмогидроцилиндра 5 с учетом дросселирования потока воздуха в тормозном кране 3, записывается в виде

$$D_1 \frac{dp_1}{dt} + D_2 y \frac{dp_1}{dt} + D_2 p_1 \frac{dy}{dt} + D_3 p_1 - D_4 p_4 = 0, \quad (1)$$

где D_1 ; D_2 ; D_3 и D_4 — коэффициенты, равные:

$$D_1 = V_0 \cdot 10^{-3}; \quad D_3 = 10^{-3} \kappa; \quad D_4 = 1,5 \kappa \cdot 10^{-3};$$

$$D_2 = \begin{cases} 0 & \text{при } 0 < p_1 \leq p_0, \\ F_1 & \text{при } p_1 > p_0; \end{cases}$$

V_0 — начальный объем пневматической полости пневмогидроцилиндра, л; y — текущее перемещение поршня пневмогидроцилиндра, м; κ — удельная проходимость дросселя, эквивалентного трубопроводу 7, л/сек; $p_{\max}$ — абсолютное давление воздуха в ресивере, н/м; p_0 — абсолютное давление воздуха в полости пневмогидроцилиндра, соответствующее началу перемещения поршня, н/м; p_4 — текущее абсолютное давление воздуха в полости тормозного крана, определяемое по уравнению

$$\frac{dp_4}{dt} + \frac{\kappa}{V_{\text{кр}}} (p_4 - p_1) + \frac{\kappa_{\text{кр}}}{V_{\text{кр}} h_1} p_4 h - \frac{1,5 p_{\max} \kappa_{\text{кр}}}{V_{\text{кр}} h_1} h = 0, \quad (2)$$

где $V_{\text{кр}}$ — объем полости тормозного крана, л; $\kappa_{\text{кр}}$ — максимальная удельная проходимость тормозного крана, л/сек; h_1 — открытие клапана тормозного крана, соответствующее $\kappa_{\text{кр}}$, м; h — текущее значение величины открытия клапана тормозного крана, определяемое по уравнению:

$$h = A_1(t^* - \tau) - h_0 - \frac{F_{\text{кр}}}{c_{\text{пр}}} p_4, \quad (3)$$

где

$$A_3 = \begin{cases} 0 & \text{при } 0 < t \leq \tau, \\ y_{1 \max} & \\ t_{\max} & \text{при } t > \tau; \end{cases}$$

h_0 — зазор между штоком и клапаном крана, м; $c_{\text{пр}}$ — жесткость пружины следящего действия, н/м; $F_{\text{кр}}$ — площадь поршня следящего действия крана, м²; τ — время запаздывания перемещения штока крана от начала перемещения тормозной педали, вызванное

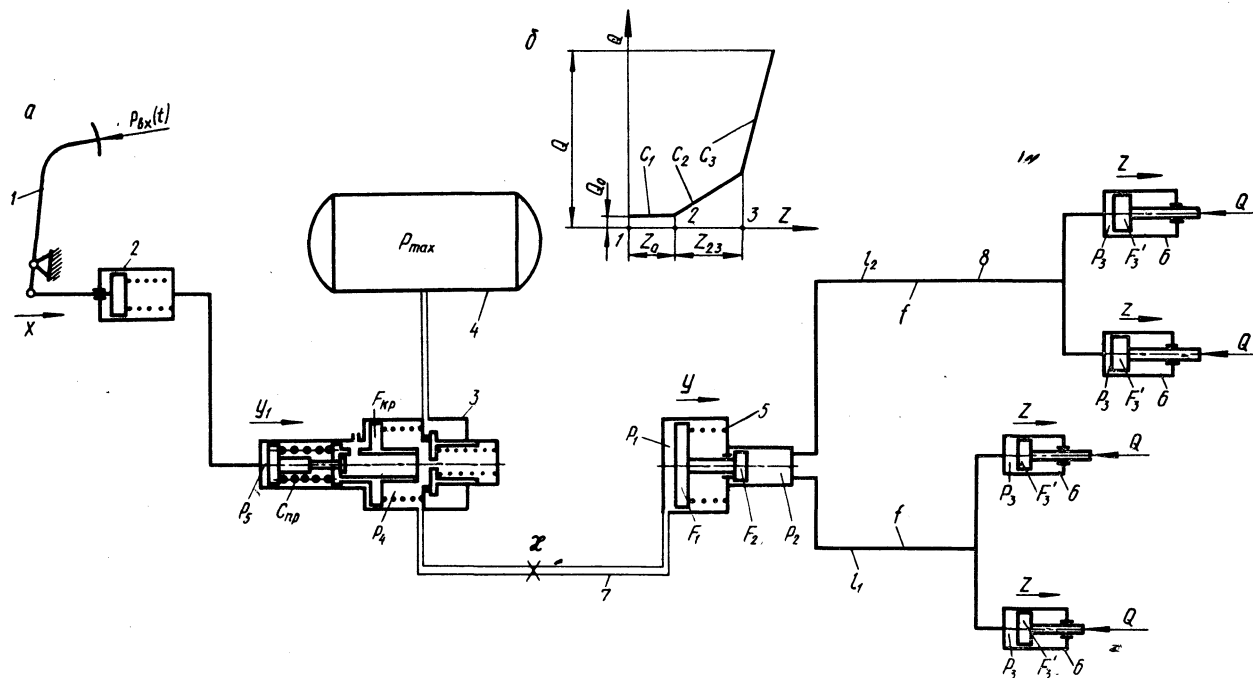


Рис. 1. Расчетная схема пневмогидравлического контура тормозной системы (а) и аппроксимированная характеристика колесного механизма (б)

кинематическими зазорами в этой цепи; $y_{1\max}$ — максимальное перемещение штока крана, m ; t^* — время, за которое шток крана перемещается от 0 до $y_{1\max}$, оно ограничивается значениями

$$\tau < t^* \leq t_{\max} + \tau.$$

Значение h , определяемое по уравнению (3), должно находиться в пределах $0 < h \leq h_1$.

Значение h_1 зависит от конструктивных особенностей крана, и, как правило, это значение, а также и величина удельной проходимости $\kappa_{кр}$ определяются для каждого тормозного крана экспериментальным путем. В лаборатории тормозов МАЗ был постав-

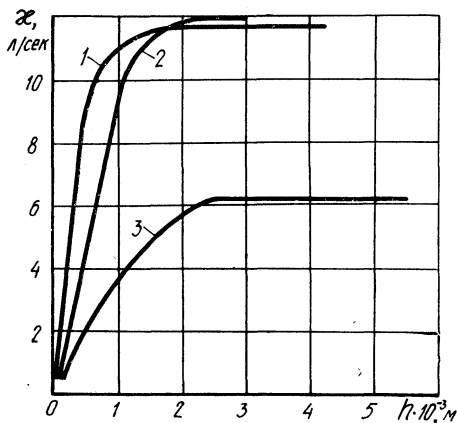


Рис. 2. Зависимость проходимости клапанов тормозных кранов от величин открытия

лен эксперимент по снятию дроссельных характеристик тормозных кранов различных конструкций. На рис. 2 показаны зависимости удельной проходимости клапанов опытных тормозных кранов от величины их открытия h : 1 — для плоского клапана, 2 — для конического клапана, 3 — для крана Полтавского агрегатного завода. Во всех случаях производилось наполнение тарированной емкости объемом 4,2 л. Анализ полученных зависимостей показывает, что характеристики кранов имеют при определенных значениях $h = h_1$ насыщение, т. е. при дальнейшем увеличении открытия клапана $\kappa_{кр}$ удельная проходимость его не изменяется. Указанное обстоятельство должно учитываться при динамическом расчете тормозного привода автомобилей.

Давление p_1 и p_4 , определенные по уравнениям (1) и (2), должны быть ограничены значениями

$$0 < p_1 \leq p_4; \quad 0 < p_4 \leq p_{\max}.$$

Динамические процессы в гидравлическом контуре тормозного привода описываются уравнением сил, приведенных к одному из поршней контура, уравнением расхода рабочей жидкости в контуре и уравнениями связи [1, 2]. Дифференциальное уравнение дви-

жения поршня главного тормозного цилиндра с учетом инерционности столба рабочей жидкости, потерь давления на трение по длине трубопроводов, местных потерь давления, переменной силы полезного сопротивления колесных тормозных механизмов Q , приведенных к поршню главного цилиндра, и силы давления воздуха в пневматической полости цилиндра, записывается в виде

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} + \Delta p_1 F_2 + \Delta p_2 F_2 + \frac{Q n F_2}{F_3} - F_1 p_1 = 0, \quad (4)$$

где m — масса рабочей жидкости в соединительных трубопроводах, приведенная к поршню главного тормозного цилиндра; y — перемещение поршня; Δp_1 — потери давления на трение по длине трубопровода; Δp_2 — суммарные местные потери давления; F_2 — площадь гидравлического поршня главного цилиндра; F_3 — суммарная площадь поршней колесных цилиндров; n — число колесных цилиндров.

Для тормозных систем автомобилей сила Q обычно определяется согласно рис. 1, б, как

$$Q = \begin{cases} Q_0 + c_1 z & \text{при } 0 < z \leq z_0; \\ Q_0 + (c_1 - c_2)z_0 + c_2 z & \text{при } z_0 < z \leq (z_0 + z_{23}); \\ Q_0 + (c_1 - c_3)z_0 + (c_2 - c_3)z_{23} + c_3 z & \text{при } z > (z_0 + z_{23}), \end{cases} \quad (5)$$

где c_1, c_2, c_3 — жесткости колесного тормозного механизма на участках; z_0 — зазор между барабаном и колодками, приведенный к оси колесного цилиндра; z_{23} — длина участка, имеющего жесткость c_2 ; Q_0 — сила предварительного натяжения стяжных пружин.

Значения c_1, c_2, c_3 и z_{23} определялись методами статистической обработки испытания колесных механизмов. Приведенная масса жидкости m определяется уравнением

$$m = \frac{\gamma F_2^2 l_3}{g f i}, \quad (6)$$

где γ — удельный вес жидкости; f — площадь поперечного сечения трубопровода; i — число гидравлических ветвей; l_3 — эквивалентная длина одной ветви:

$$l_3 = \frac{\sum l_i}{i}.$$

Потери по длине трубопровода можно определить по полученным выражениям:

для ламинарного режима течения жидкости

$$\Delta p_1 = 8 \pi \eta l_3 \frac{F_2}{i f^2} \cdot \frac{dy}{dt}; \quad (7)$$

для турбулентного режима

$$\Delta p_1 = 0,445 \frac{\gamma \lambda_m l_3}{g \sqrt{f}} \left(\frac{F_2}{if} \right)^2 \left(\frac{dy}{dt} \right)^2, \quad (8)$$

где η — динамический коэффициент вязкости жидкости; λ_m — коэффициент сопротивления трения. Местные потери давления учитываются выражением

$$\Delta p_2 = \frac{\xi \gamma}{2g} \left(\frac{F_2}{if} \right)^2 \left(\frac{dy}{dt} \right)^2, \quad (9)$$

где ξ — суммарный коэффициент местных сопротивлений.

С учетом выражений (5) — (9) уравнение (4) принимает вид:
для ламинарного режима (при $0 < \frac{dy}{dt} \leq N$)

$$B_1 \frac{d^2 y}{dt^2} + B_{21} \frac{dy}{dt} + B_3 \left(\frac{dy}{dt} \right)^2 + B_4 z + B_5 - D_2 (p_1 - p_0) = 0; \quad (10)$$

для турбулентного режима (при $\frac{dy}{dt} > N$)

$$B_1 \frac{d^2 y}{dt^2} + (B_{22} + B_3) \left(\frac{dy}{dt} \right)^2 + B_4 z + B_5 - D_2 (p_1 - p_0) = 0; \quad (11)$$

$$B_1 = \frac{\gamma l_3 F_2^2}{g f i}; \quad B_{21} = 8 \pi \eta l_3 \frac{1}{i} \left(\frac{F}{f} \right)^2;$$

$$B_{22} = 0,445 \frac{\gamma \lambda_m l_3 F_2}{g \sqrt{f}} \left(\frac{F_2}{if} \right)^2; \quad B_3 = \frac{\xi \gamma F_2}{2g} \left(\frac{F_2}{if} \right)^2;$$

$$B_4 = \begin{cases} c_1 n \frac{F_2}{F_3} & \text{при } 0 < z \leq z_0; \\ c_2 n \frac{F_2}{F_3} & \text{при } z_0 < z \leq (z_0 + z_{23}); \\ c_3 n \frac{F_2}{F_3} & \text{при } z > (z_0 + z_{23}), \end{cases}$$

$$N = \frac{2050 \gamma}{g F_2} i \eta \sqrt{f};$$

$$B_5 = \begin{cases} Q_0 n \frac{F_2}{F_3} & \text{при } 0 < z \leq z_0; \\ [Q_0 + (c_1 - c_2)z_0]n \frac{F_2}{F_3} & \text{при } z_0 < z \leq (z_0 + z_{23}); \\ [Q_0 + (c_1 - c_3)z_0 + (c_2 - c_3)z_{23}]n \frac{F_2}{F_3} & \text{при } z > (z_0 + z_{23}). \end{cases}$$

Уравнение расходов с учетом сжимаемости рабочей жидкости, содержащей нерастворенный воздух, записываем в виде

$$F_2 \frac{dy}{dt} = F_3 \frac{dz}{dt} + V_{\text{ж}} \psi(p_1) \frac{dp_1}{dt}, \quad (12)$$

где $\psi(p_1)$ — коэффициент податливости, характеризующий суммарную деформацию единичных объемов жидкости и элементов гидравлического контура при изменении давления на 1 н/м [3]; $V_{\text{ж}}$ — объем рабочей жидкости, определяемый как

$$V_{\text{ж}} = F_2 y_{\text{max}} + l_3 f i.$$

Податливость контура нужно учитывать при изучении быстрого действия привода тормозов. В пневмогидравлических приводах за счет податливости элементов привода и рабочей жидкости увеличивается объем пневматической полости главного цилиндра, что в свою очередь в значительной мере влияет на время срабатывания привода в целом.

В настоящее время в литературе имеется несколько зависимостей для определения податливости рабочей жидкости, содержащей нерастворенный воздух [3, 4]. Однако эти зависимости для реальных систем могут быть применены только лишь в первом приближении, так как чтобы полнее учесть все факторы, влияющие на податливость гидравлического контура, необходимо для расчета иметь коэффициент податливости $\psi(p_1)$, полученный в результате эксперимента.

Коэффициент податливости гидравлического контура с учетом сжимаемости рабочей жидкости и элементов контура определяется по полученной нами эмпирической зависимости

$$\psi(p_1) = 0,51 \left[\frac{1}{E} + \frac{a}{(p_{\text{max}} - p_0) \frac{F_1}{F_2} + 1} \right] (p_{\text{max}} - p_0) e^{-0,51(p_1 - p_0)}, \quad (13)$$

где E — модуль упругости жидкости; a — доля объема, которую занял бы при атмосферном давлении присутствующий в объеме $V_{\text{ж}}$ нерастворенный воздух.

Давление жидкости в колесном цилиндре можно определить как

$$p_3 = \frac{Qn}{F_3}. \quad (14)$$

Решив совместно уравнения (5) и (14), получим

$$p_3 = (B_4 z + B_5) \frac{1}{F_2}. \quad (15)$$

Таким образом, динамические процессы в пневмогидравлическом контуре привода тормозов описываются системой нелинейных дифференциальных и алгебраических уравнений, включающей выражения (1), (2), (3), (10), (11), (12), (13), (14). Аналитическое исследование данной модели проводилось на ЭВМ М-220 в Институте математики АН БССР. Для проверки расчетных данных в лаборатории тормозов МАЗ было проведено экспериментальное исследование динамики данного пневмогидравлического контура.

При экспериментальном исследовании производилась запись следующих процессов: перемещение тормозной педали x ; перемещение поршней пневмогидроцилиндра y ; суммарное перемещение поршней колесного тормозного цилиндра z ; давление воздуха в пневмогидроцилиндре p_1 и на выходе из тормозного крана p_4 ; давление жидкости в пневмогидроцилиндре p_2 ; в колесном цилиндре p_3 и в рабочем цилиндре тормозного крана p_5 .

На рис. 3 показаны сплошной линией — динамическая характеристика тормозного привода, полученная при расчете по математической модели, а пунктирными линиями — соответствующие экспериментальные данные. Эти данные показывают хорошее совпадение результатов аналитического исследования с экспериментальными данными в качественном и количественном отношении. Расхождение в начальный момент составляет до 25%, а при приближении процессов к установившимся — 5—10%.

В результате теоретического и экспериментального исследований получено семейство графиков, дающих зависимости быстродействия привода от конструктивных параметров привода. На рис. 4 приведен один из графиков для параметров $i=2$; $n=4$; $F_3=132,8 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; $F_2=33,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; $F_1=830 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$.

Полученные графики необходимы для оценки быстродействия пневмогидравлических приводов и для выбора рациональных параметров при проектировании тормозных приводов.

Следует отметить, что исключение при математическом описании динамики привода вышеуказанных существующих нелинейностей, как показали наши исследования, приводит к значительным погрешностям при анализе систем.

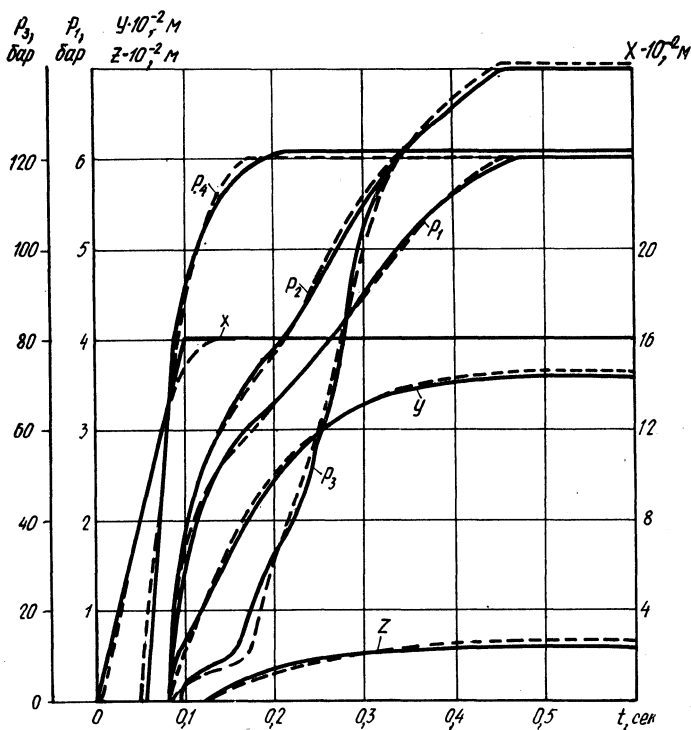


Рис. 3. Динамическая характеристика пневмогидравлического привода для параметров $F_1=830 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; $F_2=33,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; $F_3=132,8 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; $f=0,28 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; $n=4$; $i=2$; $l_3=5,0 \text{ м}$

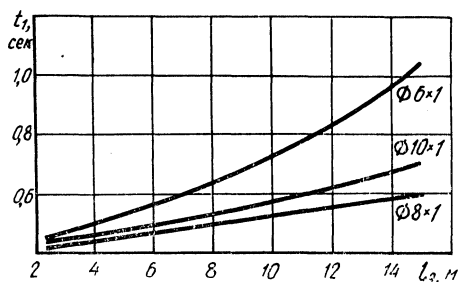


Рис. 4. Зависимость времени срабатывания пневмогидравлического привода от параметров гидравлических трубопроводов для $i=2$: $n=4$; $F_1=830 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; $F_2=33,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; $F_3=132,8 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$

Л и т е р а т у р а

- [1] Гамынин Н. С. и др. Гидравлический следящий привод. М., 1968. [2] Гийон М. Исследование и расчет гидравлических систем. М., 1964. [3] Немировский И. А. Графоаналитический метод расчета гидроприводов. М., 1968. [4] Цуханова Е. А. Об уравнениях движения гидроприводов с учетом сжимаемости рабочей среды. — «Машиноведение», 1966, № 6.