

Таким образом, при движении в составе транспортного потока легковые автомобили реализуют половину (40...60 %) мощности своего двигателя, а грузовые работают на высоких нагрузочных режимах на промежуточных передачах КП. При этом легковые автомобили при средних интенсивностях потока ($N = 400...500$ авт/ч) 70...80 % общего пробега движутся в составе потока, 20...25 % приходится на обгоны. У грузовых автомобилей и автобусов на движение в составе потока приходится 85...90 %, а на обгоны — 10...15 %.

При движении автомобиля в транспортном потоке должны оптимально совмещаться два противоречивых требования: максимальная топливная экономичность при движении в составе транспортного потока и высокие скоростные свойства при свободном движении, совершении обгонов и преодолении повышенного сопротивления движению.

Интенсивность и состав транспортных потоков оказывают существенное влияние на основные технико-экономические показатели автомобиля и нагруженность его двигателя и трансмиссии. Поэтому выбор параметров, определяющих тягово-скоростные и топливно-экономические свойства автомобиля, должен производиться с учетом особенностей его движения в транспортном потоке.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. С и л ь я н о в В.В. Теория транспортных потоков в проектировании дорог и организация движения. М., 1977.

УДК 629.114.6-592-82

Ф.Л. ПЕКЕР, канд. техн. наук,
Л.Г. КЛЕНИЦКАЯ, В.Г. ГРИНЕВИЧ (БПИ)

ДИНАМИКА ПИТАЮЩЕЙ ЧАСТИ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА АНТИБЛОКИРОВОЧНОЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ

Обеспечение эффективной работы антиблокировочной тормозной системы (АБС) легкового автомобиля во всем диапазоне эксплуатационных условий зависит от рационального выбора параметров узлов питающей части АБС — гидронасоса с приводом от электродвигателя и аккумулятора. На рис. 1 приведена принципиальная схема гидропривода с АБС, который может применяться в тормозной системе легкового автомобиля (показан только один контур привода).

Для математического описания динамических процессов в питающей части рассматриваемого тормозного привода были приняты следующие допущения [1]: пренебрегается влияние волновых процессов, происходящих в гидравлических магистралях; плотность, вязкость, температура и объем нерастворенного воздуха в рабочей жидкости в течение переходного процесса не изменяются.

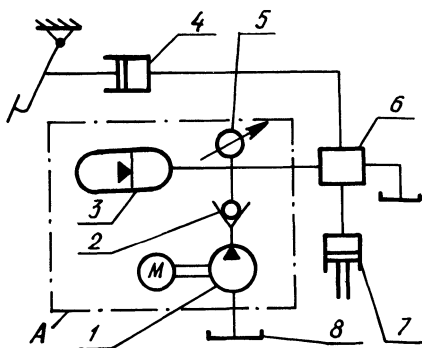


Рис. 1. Принципиальная схема гидропривода с АБС:

1 — гидронасос с электроприводом от двигателя; 2 — обратный клапан; 3 — гидроаккумулятор; 4 — главный тормозной цилиндр; 5 — датчик давления; 6 — модулятор; 7 — колесный гидроцилиндр; 8 — гидробак; А — питающая часть гидропривода

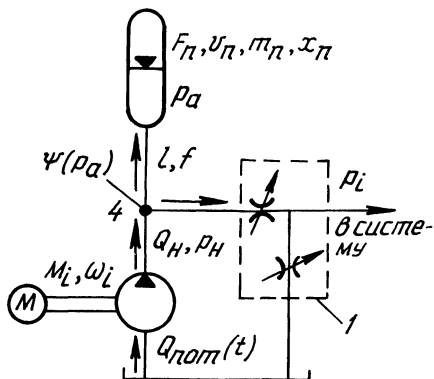


Рис. 2. Расчетная схема для анализа динамических процессов в питающей части гидропривода с АБС:

1 — модулятор

На рис. 2 приведена расчетная схема для анализа динамических процессов в питающей части гидропривода с АБС.

На основании принятых допущений и приведенной расчетной схемы была составлена математическая модель питающей части [1]:

$$\begin{cases} \dot{v}_n = F_n / m_n \{ p_a - [V_{\max} / (V_{\max} - F_n X_n)]^n p_{\text{зар}} \} - K_n V_n ; \\ \dot{x}_n = v_n ; \\ \dot{p}_a = [Q_n - Q_{\text{ак}} - Q_{\text{пот}}(t)] / \psi(p_a) (F_n X_n + V_0 + fl) ; \\ \dot{\omega}_n = (M - qp_n) / I_n . \end{cases} \quad (1)$$

Величины, входящие в систему (1), определяются следующим образом: расход жидкости, потребляемой гидроаккумулятором,

$$Q_{\text{ак}} = F_n V_n ; \quad (2)$$

момент на электродвигателе привода насоса

$$M = \begin{cases} M_0 + \omega (M_1 - M_0) / \omega_1 & \text{при } \omega < \omega_1 ; \\ M_1 + (\omega - \omega_1) (M_2 - M_1) / (\omega_2 - \omega_1) & \text{при } \omega_1 \leq \omega < \omega_2 ; \\ M_2 + (\omega - \omega_2) (M_3 - M_2) / (\omega_3 - \omega_2) & \text{при } \omega_2 \leq \omega < \omega_3 ; \\ M_3 & \text{при } \omega \geq \omega_3 ; \end{cases} \quad (3)$$

расход жидкости, потребляемой системой,

$$Q = \begin{cases} Q_{\text{пот}}^{\min} & \text{при } \tau < \Delta t_1; \\ Q_{\text{пот}}^{\min} + (\tau - \Delta t_1)(Q_{\text{пот}}^{\max} - Q_{\text{пот}}^{\min})/\Delta t_2 & \text{при } \Delta t_1 \leq \tau < \sum_{i=1}^2 \Delta t_i; \\ Q_{\text{пот}}^{\max} & \text{при } \sum_{i=1}^2 \Delta t_i \leq \tau < \sum_{i=1}^3 \Delta t_i; \end{cases} \quad (4)$$

податливость системы в точке 4 (рис. 2)

$$\psi(p_a) = 1/(E_0 + E_v p_a) + a p_{\text{атм}} / (p_{\text{атм}} + p_a)^2; \quad (5)$$

давление, развиваемое насосом,

$$p_n = p_a + 27,5 \rho \nu l Q_n / f v_0^2 + (0,443 k_e \rho l / \sqrt{f} + 0,5 \rho \xi) Q_n^2 / f^2; \quad (6)$$

подача насоса

$$Q_n = q \omega (1 - b p_n); \quad (7)$$

мощность, потребляемая электродвигателем,

$$P = M \omega / \eta. \quad (8)$$

В приведенных формулах F_n, m_n, X_n, v_n, K_n — соответственно площадь, масса, перемещение, скорость и коэффициент вязкого трения поршня аккумулятора; $M_0 - M_3$ — пороговые значения момента электродвигателя; $\omega_1 - \omega_3$ — значения угловой скорости, соответствующие пороговым значениям момента электродвигателя; ω — угловая скорость вала электродвигателя; $Q_{\text{пот}}^{\min}$ и $Q_{\text{пот}}^{\max}$ — минимальный и максимальный расход жидкости, потребляемой системой; $p_a, p_{\text{зар}}, p_{\text{атм}}$ — давление в аккумуляторе, зарядки аккумулятора и атмосферное; V_{max} — максимальный объем аккумулятора; τ — время с начала цикла потребления рабочей жидкости; $\Delta t_1 - \Delta t_4$ — интервалы времени; $\psi(p_a)$ — податливость системы в точке 4; E_0, E_v, a — коэффициенты для вычисления податливости [1]; l, f — площадь поперечного сечения и длина гидрوليнии между насосом и аккумулятором; q — подача насоса за один радиан поворота вала; ρ, ν — плотность и вязкость рабочей жидкости; k_e, ξ, b, η — коэффициенты относительной шероховатости, местных сопротивлений, утечек в насосе и полезного действия насоса с электродвигателем.

Уравнения (1)–(8) представляют собой математическую модель питающей части гидравлического тормозного привода с АБС легкового автомобиля. Их решение позволяет моделировать динамические процессы привода и определять зависимость его динамических характеристик от конструктивных параметров питающей части АБС.

На основании предложенной математической модели было разработано программное обеспечение на алгоритмическом языке ПАСКАЛЬ в операционной системе IBM PC-DOS3.30. Численное моделирование динамических процессов в питающей части АБС было проведено при следующих параметрах: $M_0 = 10 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $M_1 = 6 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $M_2 = 3 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $M_3 = 0,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $\omega_1 = 50 \text{ об/с}$, $\omega_2 =$

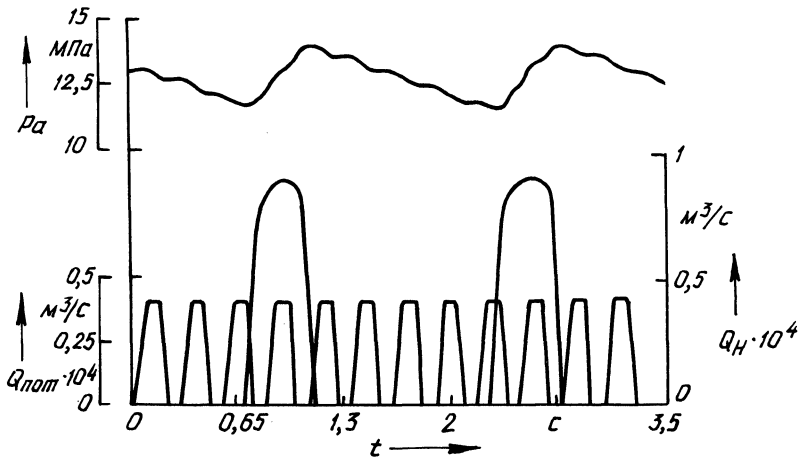


Рис. 3. Пример расчета динамических процессов в питающей части гидропривода с АБС при циклическом потреблении рабочего тела и равновесных начальных условиях

$= 150 \text{ об/с}$, $\omega_3 = 500 \text{ об/с}$; $F_{\text{п}} = 0,5 \cdot 10^{-3} \dots 6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$; $\Delta t_1 = \Delta t_3$; $f = 2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$; $l = 0,1 \text{ м}$.

На рис. 3 приведен пример расчета динамических процессов в питающей части гидравлического привода АБС легкового автомобиля. Принятые обозначения: p_a (МПа) – давление в аккумуляторе; $Q_{\text{н}}$ ($\text{м}^3/\text{с}$) – подача насоса; $Q_{\text{пот}}$ ($\text{м}^3/\text{с}$) – расход жидкости, потребляемой системой.

Таким образом, разработана математическая модель и методика динамического расчета питающей части гидропривода с АБС легкового автомобиля, позволяющая расчетным путем проводить исследование происходящих в ней динамических процессов. С помощью разработанной методики, реализованной в виде программного модуля для ПЭВМ, задаваясь рядом конструктивных параметров узлов питающей части АБС, а также расходом рабочей жидкости, можно обоснованно выбрать закон управления электродвигателем привода насоса, а также определить требуемую нагрузочную характеристику электродвигателя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей // Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. М., 1980.