

УДК 629.113-592

## МОДЕЛИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ДИНАМИКИ ЭЛЕКТРОПНЕВМОМОДУЛЯТОРА В ЦИКЛИЧЕСКОМ РЕЖИМЕ РАБОТЫ

**В.П. АВТУШКО, М.И. ЖИЛЕВИЧ***Белорусский национальный технический университет,  
г. Минск*

Для создания эффективных противоблокировочных систем (ПБС) с оптимальным алгоритмом функционирования электропневмомодуляторов (ЭПМ) необходимо разработать математическую модель и программное обеспечение для исследования динамики пневматического привода тормозов мобильной машины в циклическом режиме работы.

Циклическое изменение давления в тормозных камерах, а следовательно, и регулирование тормозного момента при работе ПБС осуществляется чередованием фаз автоматического торможения ( $\Phi_3$ ) и оттормаживания ( $\Phi_2$ ), время переходных процессов которых зависит от параметров привода и закона изменения сигналов электронно-решающего блока (ЭРБ) ПБС. Исследуемый ЭПМ имеет два электропневматических клапана и два пневматических клапана каскада усиления. Модулятор соединяется трубопроводами с питающей частью привода и с тормозной камерой. Автоматическое оттормаживание происходит при подаче от ЭРБ сигналов управления на оба электромагнита модулятора, при этом сжатый воздух из тормозной камеры через выпускной клапан ЭПМ выходит в атмосферу. Автоматическое торможение осуществляется снятием сигналов с электромагнитов, а выдержка давления в тормозных камерах (фаза  $\Phi_4$ ) – подачей сигнала на один из электромагнитов.

Сигнал управления первым электромагнитом поступает от ЭРБ ПБС с различной частотой  $f$  и скважностью  $\tau = t_1/T_c$ , где  $t_1$  – время сигнала (длительность фазы  $\Phi_2$ );  $T_c$  – период, причем  $T_c = 1/f$ . При трехфазовом регулировании изменения величины давления в тормозных камерах и величины тормозного момента к фазам  $\Phi_2$  и  $\Phi_3$  с помощью второго электромагнита добавляется фаза  $\Phi_4$  выдержки давления на определенном уровне, зависящем от частоты входного сигнала  $f$ , скважности  $\tau$  сигнала фазы  $\Phi_2$  и скважности  $\tau_1 = t_1''/t_1$  сигнала управления фазы  $\Phi_4$ , где  $t_1''$  – продолжительность сигнала управления вторым электромагнитом ( $0 \leq t_1'' \leq t_1$ ). Законы регулирования перемещения клапанов каскада усиления могут задаваться в различной форме. Обычно для увеличения быстродействия модулятора их стремятся приблизить к релейной форме.

При рассмотрении динамических процессов и составлении дифференциальных уравнений приняты следующие допущения: температура воздуха в ресивере, полостях модулятора и тормозной камере не изменяется в течение переходного процесса регулирования давления; отсутствуют утечки воздуха из системы; трубопроводы заменяются сосредоточенными пневмосопротивлениями; сигналы, подаваемые на электромагниты модулятора, и перемещение его клапанов изменяются скачкообразно; тормозные камеры одного моста имеют одинаковую упругую характеристику.

Для составления дифференциальных уравнений используются: уравнение баланса мгновенных массовых расходов в узлах расчетных схем и гиперболическая газодинамическая функция расхода воздуха через пневмосопротивление [1]. Баланс мгновенных массовых расходов для каждого узла расчетной схемы для фазы  $\Phi_3$  (рис. 1):

$$\left. \begin{aligned} G_{\text{з1}} - G_{\text{м}} - 2G_2 &= 0; \\ G_2 - G_{\text{к}} &= 0 \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

где  $G_{\text{з1}}$  – мгновенный массовый расход воздуха через эквивалентный дроссель с пропускной способностью  $(\mu A)_{\text{з1}}$ , представляющей собой последовательное соединение трубопровода с пропускной способностью  $(\mu A)_1$  от ресивера до модулятора и его впускного клапана с пропускной способностью  $(\mu A)_{\text{м1}}$ ;  $G_{\text{м}}$  и  $G_{\text{к}}$  – мгновенный массовый расход воздуха, поступающего, соответственно, в полость модулятора и в тормозную камеру;  $G_2$  – мгновенный массовый расход воздуха через трубопровод с пропускной способностью  $(\mu A)_2$ , соединяющий модулятор и тормозную камеру.

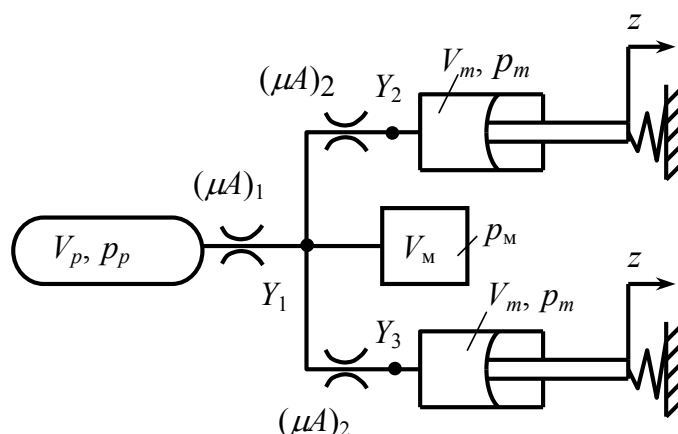


Рис. 1. Расчетная схема для фазы торможения

Пропускная способность  $(\mu A)_{\text{з1}}$  определяется из соотношения

$$1/(\mu A)_{\text{з1}}^2 = 1/(\mu A)_1^2 + 1/(\mu A)_{\text{м1}}^2.$$

Мгновенные массовые расходы с учетом гиперболической газодинамической функции расхода воздуха через дроссели и уравнений состояния воздуха в емкостях [1] записываются в виде:

$$G_{\text{з1}} = (\mu A)_{\text{з1}} v_0 \frac{p_p}{RT} B_0 \frac{p_p - p_m}{B_1 p_p - p_m};$$

$$G_{\text{м}} = \frac{V_m}{kRT} \frac{dp_m}{dt};$$

$$G_2 = (\mu A)_2 v_0 \frac{p_m}{RT} B_0 \frac{p_m - p_m}{B_1 p_m - p_m};$$

$$G_{\text{к}} = \frac{V_m}{kRT} \frac{dp_m}{dt} + \frac{p_m}{RT} \frac{dV_m}{dt},$$

где  $v_0$  – местная скорость звука,  $v_0 = \sqrt{kRT}$ ;  $R$  – газовая постоянная воздуха;  $T$  – термодинамическая температура воздуха перед дросселем;  $k$  – показатель адиабаты;  $B_0$  и  $B_1$  – коэффициенты аппроксимации газодинамической функции расхода;  $p_p, p_m, p_m$  – давление воздуха, соответственно, в ресивере, модуляторе и тормозной камере;  $V_m$  – объем тормозной камеры, зависящий от площади диафрагмы  $F_m$  и ее перемещения  $z$ , т. е.  $V_m = V_0 + F_m z$ , где  $V_0$  – начальный объем тормозной камеры, причем площадь диафрагмы изменяется при перемещении штока и может быть выражена линейным уравнением регрессии вида [2]  $F_m = a - bz$ , где  $a$  и  $b$  – коэффициенты, зависящие от типоразмера тормозной камеры.

Закон изменения перемещения штока тормозной камеры определяется нелинейной силовой характеристикой тормозного механизма, которая представляет собой зависимость перемещения  $z$  от давления воздуха  $p_m$  в тормозной камере. Эта характеристика обычно определяется экспериментально. Зависимость  $z(p_m)$  является существенно нелинейной, имеющей петлю гистерезиса, величина которого изменяется в значительных пределах и зависит от типа и конструкции тормозного механизма, а также от частоты циклического режима. Для исследования динамики рассматриваемого модулятора экспериментальная характеристика заднего тормозного механизма автомобиля МАЗ [2] была аппроксимирована однозначной нелинейной зависимостью вида

$$z = \left( \frac{p_m - p_0}{p_{max} - p_0} \right)^{0,4} z_{max},$$

где  $p_0$  – давление предварительного сжатия пружины тормозной камеры;  $z_{max}$  – максимальный ход штока, соответствующий максимальному давлению  $p_{max}$  в камере.

Продифференцировав выражения для определения  $z$  и  $V_m$ , получим

$$\frac{dV_m}{dt} = (a - 2bz) \frac{dz}{dt}; \quad \frac{dz}{dt} = \frac{0,4z_{max}}{p_{max} - p_0} \cdot \left( \frac{p_{max} - p_0}{p_m - p_0} \right)^{0,6} \frac{dp_m}{dt}.$$

Подставив в систему уравнений (1) соответствующие выражения, после преобразований получаем уравнения, описывающие процессы изменения давления воздуха в модуляторе и тормозной камере на фазе торможения:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dp_m}{dt} &= \frac{kv_0 B_0}{V_m} (\mu A)_{\rho_1} p_p \frac{p_p - p_m}{B_1 p_p - p_m} - 2 \frac{kv_0 B_0}{V_m} (\mu A)_2 p_m \frac{p_m - p_m}{B_1 p_m - p_m}; \\ \frac{dp_m}{dt} &= \frac{\frac{kv_0 B_0}{V_m} (\mu A)_2 p_m \frac{p_m - p_m}{B_1 p_m - p_m}}{1 + \frac{k}{V_m} p_m \left( a - 2bz_{max} \left( \frac{p_m - p_0}{p_{max} - p_0} \right)^{0,4} \right) \frac{0,4z_{max}}{p_{max} - p_0} \cdot \left( \frac{p_{max} - p_0}{p_m - p_0} \right)^{0,6}} \end{aligned} \right\}. \quad (2)$$

Баланс мгновенных массовых расходов для каждого узла расчетной схемы для фазы оттормаживания  $\Phi_2$  (рис. 2) записывается в виде:

$$\left. \begin{aligned} G_{ко} - G_{2o} &= 0; \\ 2G_{2o} - G_3 - G_{mo} &= 0 \end{aligned} \right\}, \quad (3)$$

где  $G_{ко}$ ,  $G_{мо}$  – мгновенный массовый расход воздуха, выходящего, соответственно, из тормозной камеры и модулятора при оттормаживании;  $G_3$  – мгновенный массовый расход воздуха через выпускной клапан модулятора с пропускной способностью  $(\mu A)_3$ ,  $G_{2o}$  – мгновенный массовый расход воздуха через трубопровод с пропускной способностью  $(\mu A)_2$ , соединяющий модулятор и тормозную камеру, при оттормаживании.

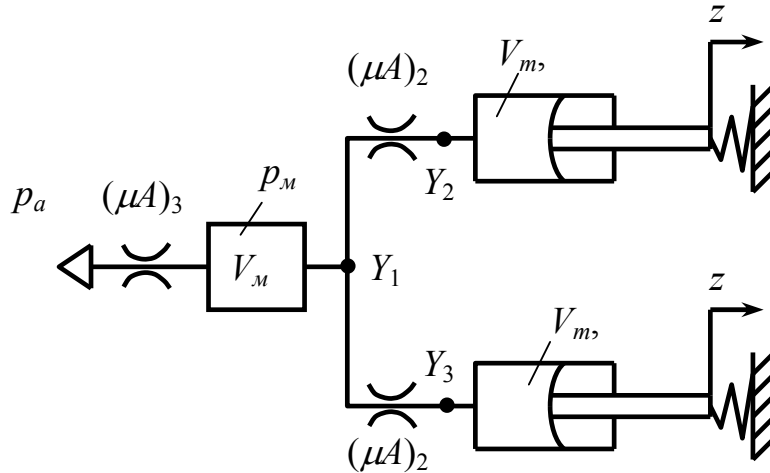


Рис. 2. Расчетная схема для фазы оттормаживания

Мгновенные массовые расходы записываются в виде:

$$G_{ко} = - \left( \frac{V_m}{kRT} \frac{dp_m}{dt} + \frac{p_m}{RT} \frac{dV_m}{dt} \right);$$

$$G_{2o} = (\mu A)_2 v_0 \frac{p_m}{RT} B_0 \frac{p_m - p_m}{B_1 p_m - p_m};$$

$$G_3 = (\mu A)_3 v_0 \frac{p_m}{RT} B_0 \frac{p_m - p_a}{B_1 p_m - p_a};$$

$$G_{мо} = - \frac{V_m}{kRT} \frac{dp_m}{dt},$$

где  $p_a$  – атмосферное давление воздуха.

Подставляя соответствующие выражения в уравнения (3), после преобразований получаем систему дифференциальных уравнений, описывающих процессы изменения давления воздуха в тормозной камере и модуляторе на фазе оттормаживания:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dp_m}{dt} &= \frac{- \frac{kv_0 B_0}{V_T} (\mu A)_2 p_m \frac{p_m - p_m}{B_1 p_m - p_m}}{1 + \frac{k}{V_T} p_m \left( a - 2bz_{max} \left( \frac{p_m - p_0}{p_{max} - p_0} \right)^{0,4} \right) \frac{0,4z_{max}}{p_{max} - p_0} \cdot \left( \frac{p_{max} - p_0}{p_m - p_0} \right)^{0,6}}; \\ \frac{dp_m}{dt} &= 2 \frac{kv_0 B_0}{V_m} (\mu A)_2 p_m \frac{p_m - p_m}{B_1 p_m - p_m} - \frac{kv_0 B_0}{V_m} (\mu A)_3 p_m \frac{p_m - p_a}{B_1 p_m - p_a} \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Для анализа характеристик ЭПМ по разработанным математическим моделям (2) и (4) были составлены программы на алгоритмическом языке Паскаль, позволяющие

исследовать динамику модулятора как в режиме торможения, так и в режиме оттормаживания, а также в циклическом режиме торможения-оттормаживания при двухфазовом и трехфазовом алгоритмах функционирования модулятора.

Разработанные математические модели и программное обеспечение позволили провести многовариантный анализ динамических процессов в ЭПМ. В качестве основных фиксированных исходных данных приняты давление в системе питания пневмопривода, свойства рабочей среды, размеры и нагрузочные характеристики тормозной камеры. Расчет проводился для некоторого базового набора исходных данных и в зависимости от значения одного из варьируемых параметров, среди которых: пропускная способность трубопроводов, соединяющих ресивер с модулятором и модулятор с тормозными камерами; пропускная способность выпускного клапана и внутренний объем камер модулятора; частота срабатывания клапанов модулятора в циклическом режиме.

Наиболее существенное влияние на характер протекания переходного процесса и длительность фазы торможения оказывает пропускная способность трубопроводов, соединяющих ЭПМ с тормозными камерами ( $\mu A$ )<sub>2</sub> и питающей частью привода ( $\mu A$ )<sub>1</sub>. Причем изменение величины этих параметров, конструктивно соответствующих размерам трубопроводов и компоновке элементов привода на мобильной машине, в большей степени сказывается на характере нарастания давления в модуляторе. Увеличение пропускной способности трубопроводов способствует повышению скорости нарастания давления в тормозных камерах и быстрдействию привода, в то же время с увеличением ( $\mu A$ )<sub>2</sub> снижается скорость нарастания давления в модуляторе (см. рис. 3, обозначение MUA2 соответствует ( $\mu A$ )<sub>2</sub>). Проведен расчет динамических характеристик ЭПМ в зависимости от внутреннего объема его камер, изменение которого может быть связано с конструктивными особенностями модулятора. Этот параметр в пределах реального диапазона изменения его значений не оказывает никакого влияния на характер изменения давления в модуляторе и тормозных камерах. Пропускная способность трубопроводов также практически не влияет на характеристики движения штока тормозной камеры.

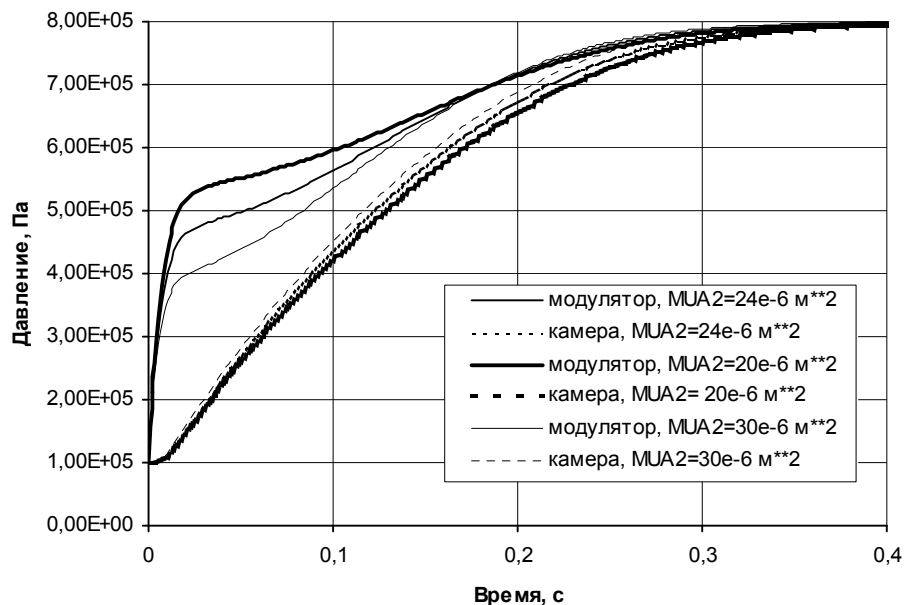


Рис. 3. Переходные процессы для режима торможения

Результаты расчетов ЭПМ в режиме оттормаживания показали, что хотя пропускная способность выходного трубопровода тормозного контура  $(\mu A)_2$  и оказывает влияние на характер изменения давления в модуляторе и тормозной камере, но на начальной стадии оттормаживания ( $t < 0,5$  с), что важно при циклической работе модулятора, это влияние не столь заметно для тормозных камер. Увеличение  $(\mu A)_2$  снижает скорость и уровень падения давления в модуляторе на начальной стадии оттормаживания, этот фактор может быть полезен для организации более эффективной работы питающей части привода и выбора алгоритма функционирования системы управления.

На рис. 4 представлены графики изменения давления в режиме оттормаживания в зависимости от пропускной способности выпускного клапана ЭПМ, величина которой существенно больше пропускной способности трубопроводов и может изменяться в широком диапазоне значений (обозначение  $MUA_3$  соответствует  $(\mu A)_3$ ). Увеличение  $(\mu A)_3$  с  $50 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$  до  $250 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$  повышает интенсивность падения давления в сотни раз (время переходного процесса уменьшается с 0,25 с до менее чем 0,01 с). Чрезмерное падение давления в модуляторе на фазе  $\Phi_2$  в циклическом режиме может привести к снижению быстродействия тормозной системы по причине более длительного периода наполнения модулятора в режиме торможения, а также к повышенному расходу воздуха и более жестким требованиям к питающей части привода или к необходимости использовать трехфазовый алгоритм работы.

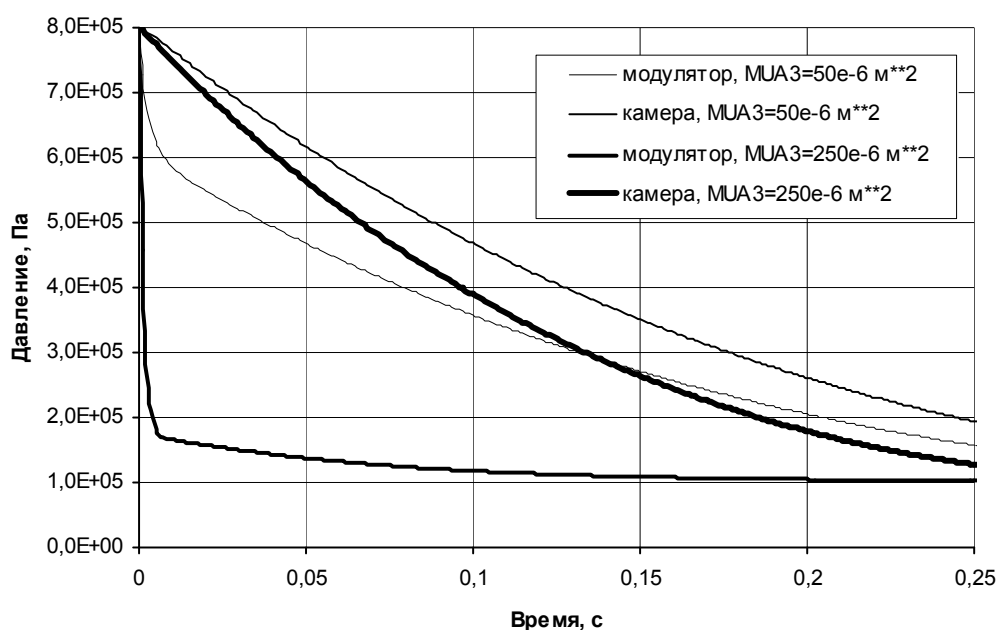
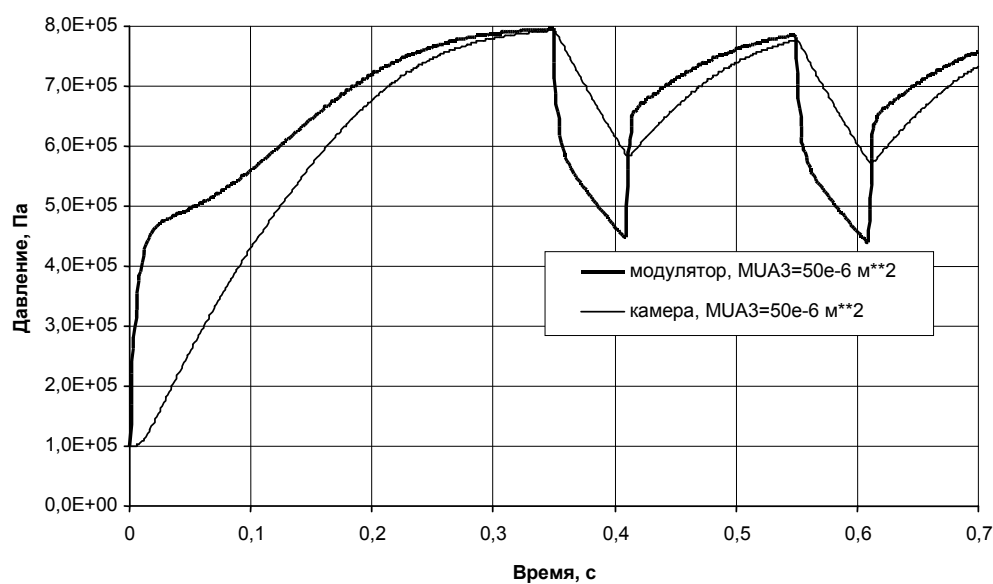
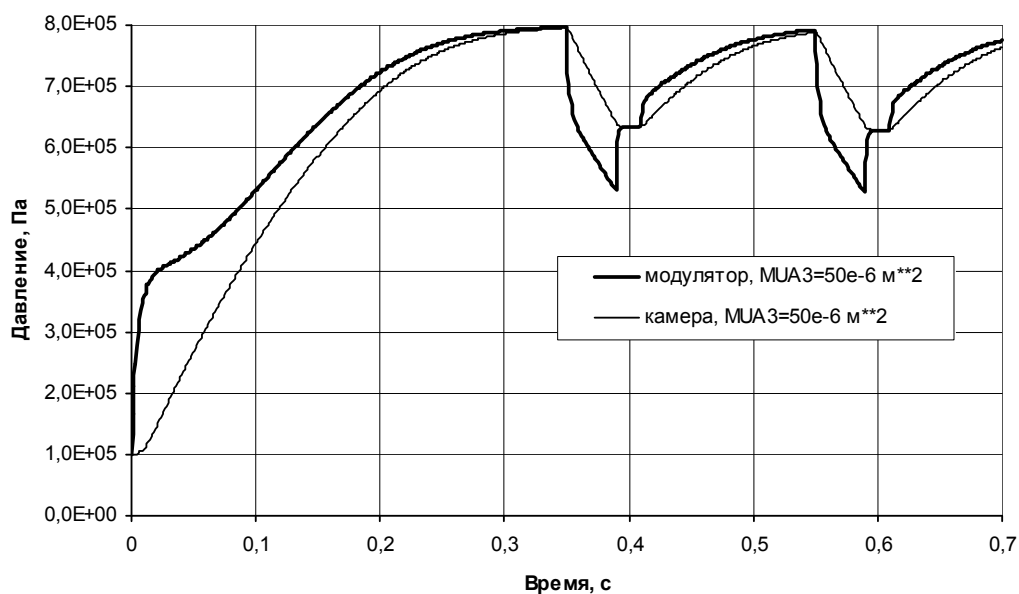


Рис. 4. Переходные процессы

Проведены расчеты динамики ЭПМ в двухфазовом режиме работы с частотой 5 и 10 Гц, причем фазы  $\Phi_2$  и  $\Phi_3$  распределялись по времени в соотношении 30 % и 70 % соответственно. Для трехфазового алгоритма время фазы торможения не менялось, а время фазы оттормаживания сокращено за счет введения фазы выдержки. Анализируя соответствующие графики (рис. 5), можно сделать вывод, что трехфазовый режим работы ЭПМ позволяет повысить средний уровень давления в тормозных камерах, улучшив эффективность торможения, а также снизить уровень падения давления в модуляторе, уменьшив расход сжатого воздуха и нагрузки на систему подготовки воздуха.



а)



б)

Рис. 5. Результаты расчета динамических процессов в ЭПМ для двухфазового (а) и трехфазового (б) режимов работы

Разработанная модель ЭПМ может быть интегрирована в обобщенную математическую модель мобильной машины с ПБС тормозов для комплексного исследования процесса торможения.

### Литература

1. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. – М.: Машиностроение, 1980. – 231 с.

2. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П., Кишкевич П.Н. Исследование циклического режима работы контура пневматического тормозного привода автомобиля //Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин. – Мн.: Выш. шк., 1980. – Вып. 15. – С. 69-76.

*Получено 11.10.2002 г.*