

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ВЫСОКОРАСХОДНОГО ЭЛЕКТРОПНЕВМОКЛАПАНА

*Рассмотрена разработанная математическая модель электропневмоклапана, учитывающая инерционность газового потока в пневматических магистралях. Получена высокая сходимость экспериментальных данных с результатами расчетов, что позволяет использовать разработанную математическую модель для проведения расчетной оценки параметров переходного процесса при срабатывании электропневмоклапана в высокорасходной пневмосистеме.*

*Розглянуто розроблену математичну модель електропневмоклапана, яка враховує інерційність газового потоку в пневматичних магістралях. Отримано високу збіжність експериментальних даних з результатами розрахунків, що дозволяє використати розроблену математичну модель для проведення розрахункової оцінки параметрів перехідного процесу під час спрацьовування електропневмоклапана у високовитратній пневмосистемі.*

*The developed mathematical model of electropneumatic valve, taking into account gas flow inertia in pneumatic pipelines, is under consideration. High convergence of test data with calculation results is obtained, making it possible to apply the developed mathematical model for evaluation of transient parameters, when electropneumatic valve operates in high flow-rate pneumatic system.*

### Введение

В составе пневматических систем современных жидкостных ракетных двигателей широко используются электропневмоклапаны (ЭПК). Они управляют подачей и последующим сбросом в дренаж сжатого газа из управляющих полостей клапанов, осуществляют продувку магистралей и полостей, а также открывают и закрывают магистрали подачи газа в пусковой коллектор турбины при запуске двигателя. При этом необходимо обеспечить подачу газа в коллектор турбины, достигающую 1 кг/с при входных давлениях до 350 кгс/см<sup>2</sup>. Во время экспериментальной стендовой отработки системы раскрутки пусковой турбины двигателя выявлены существенные забросы давления в момент срабатывания ЭПК. Такие забросы давления проявляются из-за того, что большой бросковый расход газа в момент срабатывания ЭПК попадает в закрытую полость редукционного клапана до его открытия. Данную особенность необходимо учитывать при проектировании как электроклапана, так и других агрегатов из-за того, что такие ударные давления могут влиять на их работоспособность.

### Экспериментальные исследования ЭПК

Как сказано выше, одним из этапов запуска двигателя является раскрутка пусковой турбины посредством подачи газа через электропневмоклапан и редукционный клапан. При этом из-за высоких потребных рабочих давлений и расходов газа в данной системе используется высокорасходный электропневмоклапан с усилением (рис. 1).

Работает ЭПК следующим образом. В исходном состоянии (при обесточенном электромагните 1) управляющий клапан 4 под действием усилий пружины 5 и давления во входной полости А прижат к дренажному седлу 3. Управляющая полость С ЭПК сообщена со входной полостью А, и давление в ней равно входному. Усилиями основной пружины 6 и перепада давлений между выходной Б и управляющей С полостями основной клапан 7 прижат к седлу 8 корпуса и разобщает входную А и выходную Б полости.

После подачи напряжения на электромагнит 1 якорь 2 втягивается и перемещает управляющий клапан 4 на впускное седло 9, закрывая впускной канал Е и соединяя канал Д управляющей полости С с дренажем. Давление в управляющей полости С падает до давления окружающей среды.

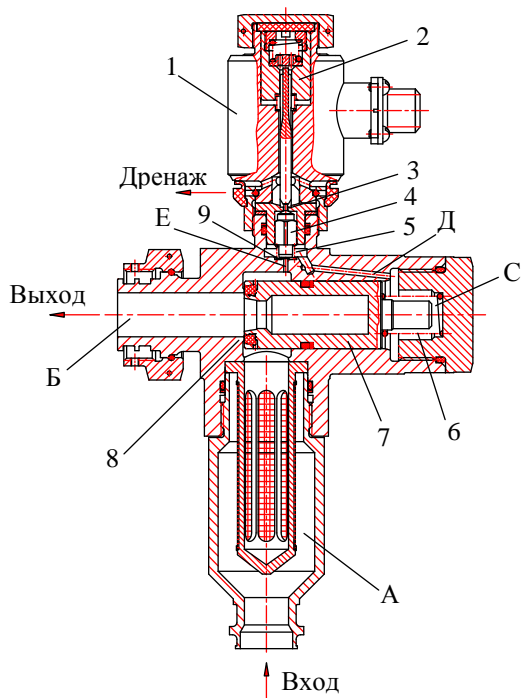


Рис. 1. Высокорасходный ЭПК:  
А, Б, С – входная, выходная и управляющая полости соответственно; Д, Е – каналы; 1 – электромагнит; 2 – ярлык; 3 – дренажное седло; 4 – управляющий клапан; 5, 6 – пружины; 7 – основной клапан; 8 – седло основного клапана; 9 – впускное седло

Основной клапан 7 за счет усилия от перепада давлений между входной А и управляющей С полостями открывает основное проходное сечение ЭПК. Входная А и выходная Б полости сообщаются. После снятия напряжения с обмотки электромагнита 1 подвижные детали под действием усилий пружин возвращаются в исходное положение. Входная А и выходная Б полости разобщаются.

ЭПК испытывали в составе экспериментальной установки (рис. 2) в рамках отработки редукционного клапана.

Во время экспериментальных работ давление на входе в ЭПК  $p_{вх}=310$  кгс/см<sup>2</sup>. В момент открытия клапана давление на выходе  $p_{вых}$  (во входной полости редукционного клапана) повышалось до 475 кгс/см<sup>2</sup>. Такие забросы давления могут повлиять на динамические и прочностные характеристики агрегатов в пневматической системе.

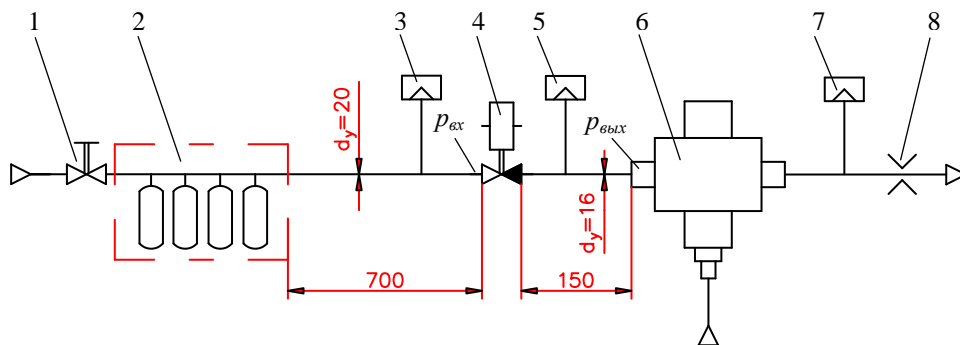


Рис. 2. Упрощенная схема экспериментальной установки:  
 $p_{вх}$  – давление на входе ЭПК;  $p_{вых}$  – давление в рабочей полости редукционного клапана; 1 – вентиль; 2 – баллонная батарея  $V=28$  л; 3, 5, 7 – первичные преобразователи давления ДДИ-20; 4 – ЭПК; 6 – редукционный клапан; 8 – жиклер  $\varnothing 19$  мм

Таким образом, на этапе проектирования агрегатов автоматики для высокорасходных пневматических систем необходимо выполнять оценку забросов давления при различных переходных процессах. В данном случае для этого необходимо разработать математическую модель электропневмоклапана, в которой учитывалась бы инерционность газового потока в пневматической системе, приводящая к забросам давления в момент срабатывания.

### Математическая модель ЭПК

При составлении уравнений, описывающих динамические процессы при срабатывании ЭПК, как правило, не учитывается инерционность газового потока.

Это упрощение применимо при описании большинства малорасходных электропневмоклапанов, которые обеспечивают подачу давления в рабочие полости пневмоуправляемых агрегатов. Так как масса газа, проходящая через ЭПК при переход-

ном процессе открытия или закрытия, несоизмеримо мала по сравнению с массой подвижных элементов клапана, его инерционное влияние на динамику незначительно. Однако с ростом расхода газа инерционность газового потока возрастает, и принятые упрощения вносят существенное расхождение в картину расчетного переходного процесса срабатывания клапана.

При расчетах переходных процессов в электроклапанах, рабочим телом которых является газ, используют основные уравнения газовой динамики, вывод которых изложен в работе [1]. В данном случае электропневмоклапан рассматривается

в системе с входным и выходным трубопроводами, а также с питающим баллоном и различными сопротивлениями по линии входа и выхода. Расчет пневматической системы с ЭПК состоит из расчета процессов опорожнения питающей емкости [2], течения газа по трубопроводу к ЭПК [3, 4], заполнения его полостей до срабатывания клапана, переходных процессов в полостях при срабатывании, а также истечения газа через выходной трубопровод в полости редукционного клапана или другого агрегата двигателя [5].

Расчетная схема ЭПК представлена на рис. 3.

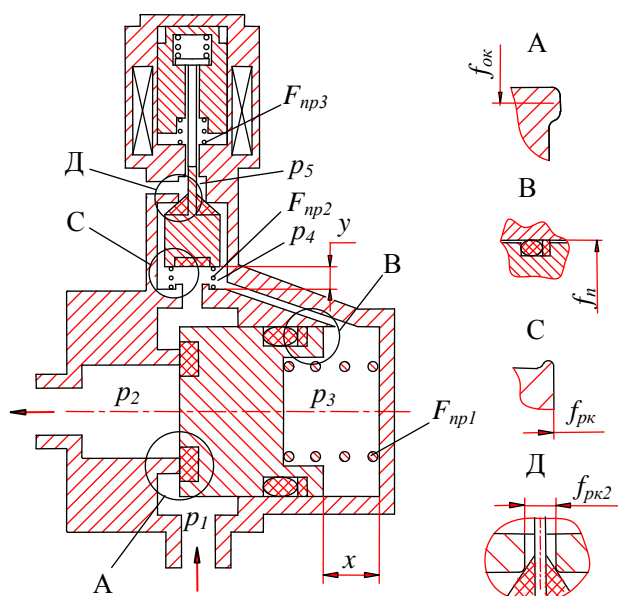


Рис. 3. Расчетная схема электропневмоклапана

В общем виде дифференциальные уравнения, описывающие динамические процессы в пневматических полостях ЭПК, имеют следующий вид [2, 4]:

1. Уравнение изменения давления в полостях клапана

$$\frac{dp}{dt} = \frac{R_g T}{V} \Delta G,$$

где  $R_g$  – газовая постоянная;  
 $T$  – температура газа в рассматриваемой полости;  
 $V$  – объем полости;  
 $\Delta G$  – изменение расхода газа.

При движении клапана закон изменения давления в управляющей полости будет записан так:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{1}{V^* + f_n x} (R_g T (G_{вх} - G_{вых}) + f_n \frac{dx}{dt} p^*),$$

где  $V^*$ ,  $p^*$  – начальные объем и давление в момент начала движения клапана;

$G_{вх}$ ,  $G_{вых}$  – вход газа в рассматриваемую полость и выход из нее;

$f_n$  – площадь поршня клапана по уплотнению подвижным герметизирующим соединением;

$x$  – текущий ход клапана;

$\frac{dx}{dt}$  – скорость перемещения клапана.

2. Уравнения расхода через клапаны и дроссели ЭПК в общем виде имеют следующий вид:

– при докритическом режиме истечения  $\beta > \beta_{кр}$ :

$$G = f_c p_{ex} \mu \sqrt{\frac{2}{R_f T} \cdot \frac{k}{k-1}} \times \sqrt{\left(\frac{p_{вых}}{p_{ex}}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{вых}}{p_{ex}}\right)^{\frac{k+1}{k}}}; \quad (1)$$

– при сверхкритическом режиме истечения  $\beta < \beta_{кр}$ :

$$G = A(k) \frac{\mu f_c p_{ex}}{\sqrt{R_f T}}; \quad (2)$$

$$\beta = \frac{p_{вых}}{p_{ex}}; \quad \beta_{кр} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}};$$

$$A(k) = \sqrt{2 \frac{k}{k+1} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{2}{k-1}}},$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода;  
 $f_c$  – площадь проходного сечения седла клапана;  
 $p_{ex}$  – давление на входе (перед клапаном);  
 $p_{вых}$  – давление на выходе (за клапаном);  
 $k$  – показатель адиабаты.

К ударному повышению давления в момент срабатывания клапана приводит инерционная составляющая газа в пневматической магистрали системы.

Необходимо отметить, что при инженерных расчетах пневматической магистрали (линии) в большей степени интересует изменение параметров на концах линии, а не распределенность параметров по ее длине. Также при расчетах пневматических линий применение дифференциальных уравнений в частных производных не всегда дает более точное решение, чем некоторые упрощенные уравнения, потому что сами уравнения газовой динамики весьма приближенно отражают некоторые физические явления. В данном случае рассмотрен метод математического моделирования линии на основе обыкновенных дифференциальных уравнений, эквивалентных дифференциальным уравнениям в частных производных, что с точки зре-

ния описания волновых процессов на концах линии является, как правило, необходимым для выполнения практических расчетов.

При выводе уравнений динамики линии учтены взаимодействие процессов разгона и изменения количества газа, задержка по линии, явление гидроудара и колебательные процессы.

Приняты такие обобщенные допущения:

– движение газа в линии является одномерным (т. е. давление распределено по всему сечению линии равномерно);

– процессы изменения состояния газа изотермические;

– расходы газа на входе и выходе в переходных процессах рассчитываются как в установившемся режиме течения;

– в переходных процессах существует такая же зависимость потерь на трение от числа Рейнольдса, как и при установившемся движении [6].

Можно представить процессы в линии следующим образом (рис. 4). В начальный момент времени газ в линии находится в состоянии покоя или движется с постоянной скоростью.

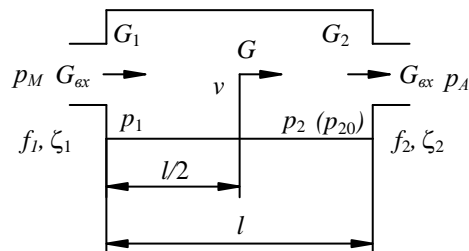


Рис. 4. Расчетная схема пневматической линии

В некоторый момент времени давление на входе в линию  $p_1$  изменяется. С этого момента в течение времени распространения по линии появившейся волны давления, т.е. при  $t < l/c$  (где  $l$  – длина магистрали;  $c$  – скорость звука), за счет изменения расхода газа на входе происходит изменение массы газа в линии, а также начинает изменяться скорость движения центра масс газа. Однако давление на конце линии будет по-прежнему оставаться постоянным и равным его первоначальному значению  $p_2 = p_{20}$ , так как волна давления не достигла конца линии. Расход и скорость газа на выходе также равны своим

начальным значениям. В результате изменения массы газа в линии происходит его сжатие или разрежение, которое в момент времени  $t=l/c$  появится на конце линии как давление фронта пришедшей волны газа.

Как только волна давления достигает конца линии, давление на конце линии изменяется от начального значения  $p_{20}$  до некоторого значения  $p_2$ , после чего происходит дальнейшее непрерывное изменение давления  $p_2$  до установившегося значения. При этом изменяется расход газа через выходное отверстие на конце линии. Основываясь на этом, уравнение динамики линии запишем в следующем виде:

$$m \frac{dv}{dt} = p_1 f - p_2^* f - p_{TP} f, \quad (3)$$

$$p_2^* = \begin{cases} p_{20}, & \text{если } t < l/c, \\ p_2, & \text{если } t \geq l/c, \end{cases}$$

где  $m$  – текущее значение массы газа внутри линии;  
 $v$  – скорость газа;  
 $f$  – площадь внутреннего сечения магистрали;  
 $p_{TP}$  – потери давления на трение.

При этом рассматривается давление в магистрали, и уравнение движения записывается для каждого момента времени для выделенного объема с постоянной в данный момент времени массой.

Более строгое доказательство уравнений (3) основано на рассмотрении движущегося в магистрали потока газа как тела переменной массы [7].

Массу газа внутри пневматической линии определяем из уравнения изменения количества газа в линии

$$\frac{dm}{dt} = G_{ex} - G_{вых},$$

где  $G_{ex}$ ,  $G_{вых}$  – расходы на входе и выходе, которые определяются в зависимости от характера течения по известным формулам (1), (2).

Необходимо определить давление  $p_1$ . Для этого напишем уравнение изменения массы  $m_1$  в левой половине линии

$$\frac{dm_1}{dt} = G_1 - G, \quad (4)$$

где  $G$  – средний по длине линии расход.

Определим массу газа

$$m_1 = \rho_1 V_1,$$

где  $\rho_1 = \frac{p_1}{RT}$  – плотность газа;

$V_1 = fl/2$  – объем половины линии.

Тогда массу газа в левой половине линии определяем таким образом:

$$m_1 = \frac{p_1}{2RT} lf. \quad (5)$$

Подставляя (5) в (4), получим уравнение изменения давления в начале линии

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{2RT}{lf} (G_1 - G). \quad (6)$$

Найдем зависимости для определения расходов  $G$  и  $G_1$ . Из уравнения неразрывности потока имеем  $G_1 = G_{ex}$ , а расход  $G$  выразится через скорость движения всей массы газа:

$$G = \rho v f \text{ или } G = \frac{m}{l} v.$$

Окончательно уравнение (6) будет иметь такой вид:

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{2RT}{lf} \left( G_{ex} - \frac{m}{l} v \right).$$

Аналогично определяется зависимость для расчета давления  $p_2$  в конце линии:

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{2RT}{lf} \left( \frac{m}{l} v - G_{вых} \right).$$

Потери давления на трение по длине магистрали находят из известного уравнения [6, 8]

$$p_{TP} = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{mv^2}{2lf} \text{sign}(v),$$

где  $\lambda$  – коэффициент потерь на трение;

$d$  – внутренний диаметр магистрали.

Таким образом, обобщенная математическая модель пневматической линии, описывающая переходные процессы на ее концах, имеет такой вид:

$$\left. \begin{aligned} m \frac{dv}{dt} &= p_1 f - p_2^* f - p_{TP} f, \\ p_2^* &= \begin{cases} p_{20}, & \text{если } t < l/c, \\ p_2, & \text{если } t \geq l/c, \end{cases} \\ \frac{dm}{dt} &= G_{\text{вх}} - G_{\text{вых}}, \\ \frac{dp_1}{dt} &= \frac{2RT}{lf} \left( G_{\text{вх}} - \frac{m}{l} v \right), \\ \frac{dp_2}{dt} &= \frac{2RT}{lf} \left( \frac{m}{l} v - G_{\text{вых}} \right), \\ p_{TP} &= \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{mv^2}{2lf} \text{sign}(v). \end{aligned} \right\}$$

Перемещение основного и управляющего клапанов ЭПК описывает уравнение движения. Для основного клапана (рис. 4) можно записать так:

$$\begin{aligned} M_1 \frac{d^2 x}{dt^2} &= p_1 (f_n - f_{ок}) + p_2 f_{ок} - \\ &- p_3 f_n - \Pi_1, \end{aligned}$$

где  $M_1$  – масса подвижных деталей основного клапана;

$p_1, p_2, p_3$ , – давление во входной, выходной и управляющей полостях соответственно (рис. 3);

$f_n$  – площадь поршня клапана по подвижному уплотнению;

$f_{ок}$  – площадь уплотнения седлом основного клапана;

$\Pi_1$  – сумма усилия пружины  $F_{np1}$  и сил трения.

Для управляющего клапана

$$\begin{aligned} M_2 \frac{d^2 y}{dt^2} &= F_{эм} + p_5 f_{pk2} + f_{pk1} (p_4 - p_1) - \\ &- p_4 f_{pk2} - \Pi_2, \end{aligned}$$

где  $M_2$  – масса подвижных деталей управляющего клапана;

$F_{эм}$  – усилие электромагнита;

$p_4, p_5$  – давление в перепускной и дренажной полостях соответственно (рис. 3);

$f_{pk1}$  – площадь впускного седла управляющего клапана;

$f_{pk2}$  – площадь дренажного седла управляющего клапана;

$\Pi_2$  – сумма усилий пружин  $F_{np2}, F_{np3}$  и сил трения.

В общем случае динамика электромагнита описывается следующими уравнениями: 2-й закон Кирхгофа для цепи управления и 2-й закон Ньютона для якоря [9, 10]

$$U_y = iR + L \frac{di}{dt} + i v \frac{dL}{d\delta};$$

$$F_{эм} = m \frac{d^2 \delta}{dt^2} + F_M,$$

где  $U_y$  – напряжение на обмотке электромагнита (цепи управления);

$i$  – мгновенное значение тока в обмотке;

$L \frac{di}{dt}$  – электродвижущая сила (ЭДС) самоиндукции;

$L$  – индуктивность обмотки;

$i v \frac{dL}{d\delta}$  – противоЭДС от движения якоря;

$m$  – масса подвижных частей якоря (управляющего клапана);

$F_M = f(\delta, v)$  – сила противодействия, зависящая в общем случае как от значения перемещения якоря  $\delta$ , так и от его скорости  $v$ .

При расчете динамики электромагнита учитывались такие нелинейности, как изменение магнитной проводимости  $G_\delta$  воздушного зазора при движении якоря  $G_\delta = f(\delta)$  и зависимость индуктивности от значения тока и перемещения якоря  $L = f(i, \delta)$ .

Расчет переходного процесса срабатывания ЭПК в составе пневматической системы (рис. 2) проводили численным интегрированием системы нелинейных дифференциальных уравнений методом Эйлера.

Верификация математической модели ЭПК

### Верификация математической модели ЭПК

Сравнение экспериментальных результатов с расчетами по математической модели представлено в таблице.

На рис. 5, а представлен расчетный переходный процесс открытия ЭПК при давлении на входе  $310 \text{ кгс/см}^2$ , а экспериментальная осциллограмма при тех же условиях – на рис. 5, б.

## Сравнение экспериментального и расчетного переходных процессов открытия ЭПК

Параметры	Эксперимент	Расчет
Давление на входе ЭПК, кгс/см <sup>2</sup>	310	310
Время открытия ЭПК, с	0,06	0,057
Пиковый заброс давления в полости редукционного клапана, кгс/см <sup>2</sup>	475	477
Частота переходного процесса, Гц	100	109
Коэффициент затухания, с <sup>-1</sup>	50	45,5

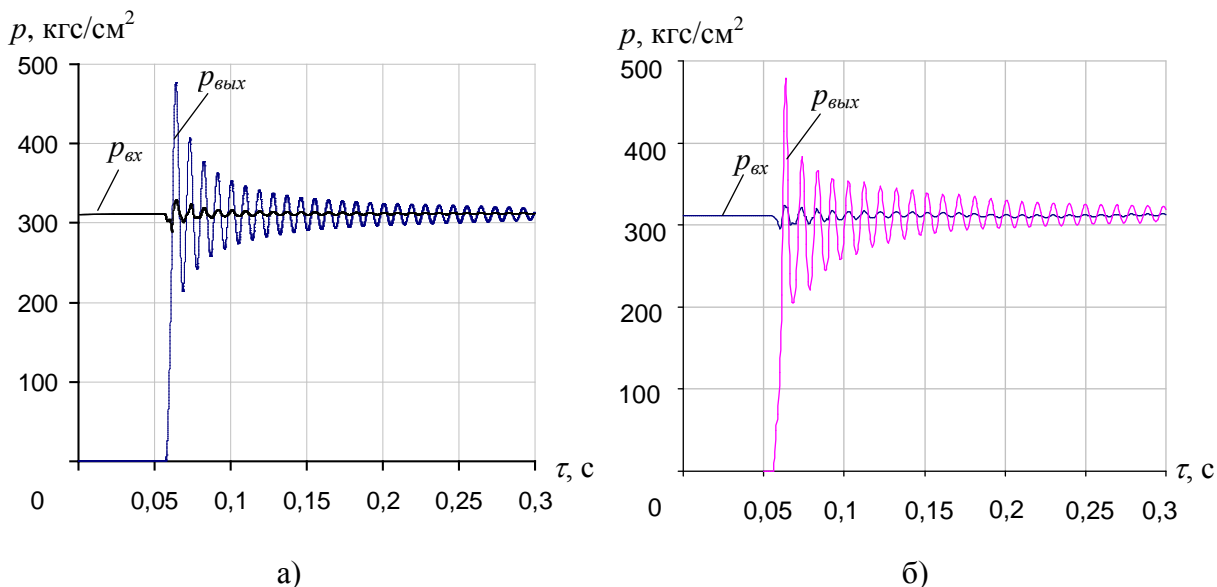


Рис. 5. Расчетный (а) и экспериментальный (б) переходные процессы открытия ЭПК

Как видно, расчетная и экспериментальная картины переходных процессов при срабатывании ЭПК имеют схожий характер. Расчетное время открытия ЭПК и пиковый заброс давления отличаются от экспериментальных данных не более чем на 5,3 и 0,5% соответственно, а частота переходного процесса – на 9%.

### Выводы

По результатам сравнения экспериментальных данных с данными расчетов можно сделать вывод, что разработанная математическая модель может быть использована для проведения расчетной оценки параметров переходного процесса при срабатывании ЭПК в высокорасходной пневмосистеме.

### Список использованной литературы

1. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. – М.: Наука, 1969. – 824 с.
2. Беляев Н.М. Расчет пневмогидравлических систем ракет. – М.: Машиностроение, 1983. – 219 с.

3. Башта Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – М.: Машиностроение, 1972. – 320 с.
4. Погорелов В.И. Газодинамический расчет пневматических приводов. – М.: Машиностроение, 1971. – 184 с.
5. Залманзон Л.А. Теория элементов пневмоники. – М.: Наука, 1969. – 508 с.
6. Некрасов Б.Б. Гидравлика и ее применение на летательных аппаратах. – М.: Машиностроение, 1967. – 368 с.
7. Донской А.С. Математическое моделирование процессов в пневматических приводах: Учеб. пособие. – СПб.: Изд-во Политех. ун-та, 2009. – 121 с.
8. Беляев Е.Н. Математическое моделирование рабочего процесса жидкостных ракетных двигателей / Е.Н. Беляев, В.К. Чванов, В. В. Черваков; Под ред. В.К. Чванова. – М.: МАИ, 1999. – 228 с.
9. Гутовский М.В., Коршунов В.Ф. Пособие по проектированию и расчету элементов систем авиационного электрооборудования. – М.: Оборонгиз, 1962. – 166 с.
10. Ротерс Г. Электромагнитные механизмы. – М.: ГЭИ, 1949. – 523 с.