

## РАСЧЕТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ И КОНСТРУКТИВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ЭЛЕКТРОГИДРОКЛАПАНА ПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ

*Рассмотрена конструктивная схема электрогидроклапана прямого действия, обеспечивающего более широкий рабочий диапазон расходов и давлений рабочего тела. Представлена математическая модель электрогидроклапана и проведены расчетные исследования динамических характеристик. В результате исследований получены расчетные зависимости, дающие возможность при проектировании электрогидроклапана данного типа оценить влияние конструктивных параметров на время его открытия.*

*Розглянуто конструктивну схему електрогідроклапана прямої дії, який забезпечує більш широкий робочий діапазон витрат і тисків робочого тіла. Подано математичну модель електрогідроклапана та проведено розрахункові дослідження його динамічних характеристик. У результаті досліджень отримано розрахункові залежності, які дають можливість під час проектування електрогідроклапана цього типу оцінити вплив конструктивних параметрів на час його відкриття.*

*The configuration is considered of direct-action electrohydraulic valve ensuring wider operating range of the working fluid flow rate and pressure. The mathematical model of electrohydraulic valve is presented and the computational investigations of dynamic characteristics were performed. As a result of the investigations, the calculated dependencies were obtained that enable evaluating the design parameters impact on valve opening time when designing an electrohydraulic valve of given type.*

### Введение

В системах подачи компонентов топлива ЖРД нашли широкое распространение электрогидроклапаны (ЭГК) двух основных схем – прямого и непрямого (с усилением) действия [1, 2].

В ЭГК прямого действия основной запорный орган открывает (закрывает) проходное сечение усилием, развиваемым электромагнитом. Из-за этого они имеют существенные эксплуатационные ограничения по рабочим давлениям (до 50 кгс/см<sup>2</sup>) и расходам рабочего тела (не более 0,1 кг/с). При увеличении входного давления или потребного расхода рабочего тела резко возрастают габарит, масса и энергопотребление электромагнита, ухудшаются временные характеристики ЭГК.

В электроклапанах с усилением якорь электромагнита кинематически связан с управляющим клапаном, а перемещение основного запорного органа осуществляется за счет усилия от перепада давления между рабочей и управляющей полостями.

Электроклапаны с усилением работоспособны в широком диапазоне входных давлений (до 560 кгс/см<sup>2</sup>) и расходов рабочего тела (до 2 кг/с). Однако сложность кон-

струкции и зависимость их динамических характеристик от пневмогидравлической системы, более низкие быстродействие и ресурс, а также лимит по нижнему давлению срабатывания приводят к ограничению их использования в низкорасходных гидравлических системах с рабочим давлением до 50 кгс/см<sup>2</sup>. Кроме того, ЭГК с усилением существенно дороже в изготовлении и отработке.

Таким образом, при выборе конструкции электроклапана для работы в составе пневмогидравлической схемы ЖРД с давлением рабочего тела до 50 кгс/см<sup>2</sup> более предпочтительным является применение электроклапана прямого действия. В основном это обусловлено простотой конструкции, высоким быстродействием, надежностью, относительно низкой стоимостью создания и отработки. По этим причинам в рулевом двигателе РД-8 второй ступени ракеты-носителя «Зенит» по линии подачи горючего в газогенератор применен ЭГК прямого действия. Он срабатывает при давлении на входе 35 кгс/см<sup>2</sup> и обеспечивает рабочий расход горючего 0,35 кг/с. Однако относительно высокое значение необходимого расхода горючего (при заданных давлении

на входе и потерях давления на клапане) привело к росту массы электромагнита и, как следствие, всего ЭГК. Если возникнет задача по уменьшению массы ЭГК при этих эксплуатационных условиях, то ее решение возможно только при изменении его конструкции.

### Функциональное описание двухступенчатого ЭГК прямого действия

С целью уменьшения массы ЭГК прямого действия в системе питания ЖРД с расходом рабочего тела до 0,5 кг/с и давлением на входе до 50 кгс/см<sup>2</sup> предлагается конструкция клапана, представленная на рис. 1, а.

Основной особенностью электрогидроклапана является то, что до открытия клапана якорь электромагнита сжимает буферную пружину, которая в дальнейшем обеспечивает полное открытие клапана.

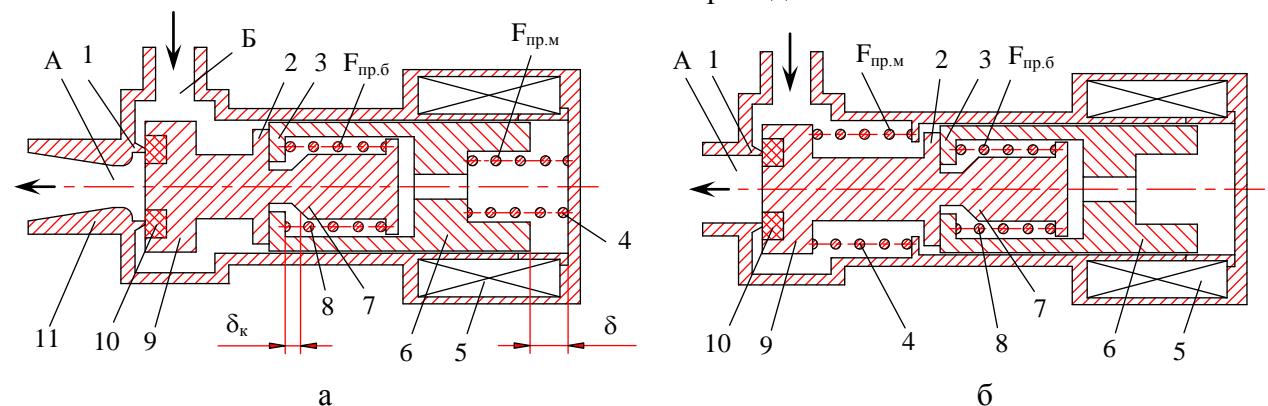


Рис. 1. Конструктивная схема двухступенчатого ЭГК прямого действия в вариантах с одновременным (а) и последовательным (б) сжатием пружин: 1 – седло; 2 – упор; 3 – захват; 4 – основная пружина; 5 – электромагнит; 6 – якорь; 7 – толкатель; 8 – буферная пружина; 9 – клапан; 10 – уплотнительный элемент клапана; 11 – сопло Вентури; А, Б – выходная и входная полости соответственно

При снятии напряжения с обмотки электромагнита 5 якорь 6 и клапан 9 под действием усилия пружин 4 и 8 и от перепада давлений перемещаются до посадки уплотнителя 10 на седло 1, закрывая основное проходное сечение ЭГК.

В качестве прототипа разработанного электроклапана выступает электромагнитный запорный клапан [3]. Необходимо отметить, что конструктивные решения, предлагаемые в прототипе, ранее были реализованы в ЭГК С5.603 двигателя 11Д430 разработки КБхиммаша им. А. М. Исаева. ЭГК С5.603 прошел полный цикл автоном-

Работает ЭГК следующим образом. В исходном состоянии за счет усилия основной пружины 4 и усилия от перепада давления между входной Б и выходной А полостями клапан 9 уплотнительным элементом 10 прижат к седлу 1. Открытие ЭГК происходит в два этапа. На первом этапе при подаче электрического тока на катушку электромагнита 5 якорь 6, преодолевая усилие пружин 4 и 8, перемещается на ход  $\delta_k$  до упора захвата 3 в толкатель 7. Затем, после увеличения усилия электромагнита до значения, достаточного для преодоления усилия от перепада давления на клапане 9 и усилия сжатых пружин 4 и 8, якорь открывает клапан на  $\delta - \delta_k$ . На втором этапе давление в выходной полости А растет, усилие от перепада давления на клапане 9 уменьшается и буферная пружина 8 перемещает его до контакта захвата 3 в упор 2 на ход  $\delta_k$ , тем самым полностью открывая основное проходное сечение ЭГК.

ных испытаний и эксплуатировался в составе двигателя, что подтверждает работоспособность рассматриваемой конструктивной схемы клапана.

Отличие предлагаемой конструкции ЭГК от прототипа (рис. 1, б) заключается в организации первого этапа открытия клапана и применении в выходной полости электроклапана сопла Вентури.

### Обоснование конструктивной схемы двухступенчатого ЭГК прямого действия

Как сказано выше, массово-габаритные характеристики электроклапана прямого

действия существенно зависят от таких рабочих характеристик, как давление на входе  $p_{вх}$  и расход рабочего тела  $G$ . Эти два параметра непосредственно влияют на силовые характеристики электромагнита и, как следствие, на его габариты и энергопотребление. Так, с увеличением входного давления растет усилие на неразгруженную площадь седла клапана и потребное усилие электромагнита, а площадь седла и ход клапана определяют расходно-перепадные характеристики проточного тракта ЭГК. С увеличением хода клапана (якоря) резко ухудшаются силовые характеристики электромагнита [4].

В двухступенчатом электроклапане прямого действия в момент срабатывания усилие электромагнита направлено на сжатие рабочих пружин, а не на отрыв запорного элемента клапана от седла. Так как усилие пружин значительно меньше, чем усилие на неразгруженную площадь седла, то усилие электромагнита должно быть значительно ниже. После сжатия пружин рабочий зазор электромагнита уменьшается до  $\delta_k$ , а развиваемое им усилие растет и становится достаточным для отрыва клапана от седла. При этом перепад давления между входной и выходной полостями уменьшается. Когда усилие на неразгруженную площадь клапана  $f$  становится ниже силы сжатой буферной пружины, под ее воздействием клапан открывается полностью.

Для оценки массовой эффективности использованного конструктивного решения двухступенчатого ЭГК по сравнению с традиционным клапаном прямого действия определена расчетная зависимость (рис. 2) массы электромагнита  $M_{эм}$  от эффективной площади проходного сечения  $f=d_c \pi x$ , где  $d_c$  – диаметр уплотнения;  $x$  – ход клапана.

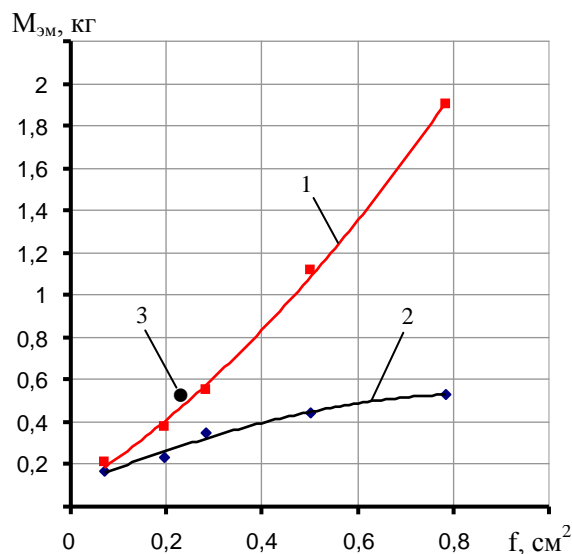


Рис. 2. Расчетная зависимость массы электромагнита ЭГК прямого действия от эффективной площади проходного сечения при  $p_{вх}=35$  кгс/см<sup>2</sup> и  $G=0,35$  кг/с: 1 – ЭГК прямого действия; 2 – двухступенчатый ЭГК прямого действия; 3 – ЭГК газогенератора двигателя РД-8

Анализируя полученные результаты, необходимо отметить следующее. При заданном давлении на входе и расходе рабочего тела в диапазоне эффективных площадей проходного сечения 0,07–0,785 см<sup>2</sup> масса электромагнита двухступенчатого клапана по сравнению с клапаном прямого действия меньше в 1,2–3,4 раза. Применительно к условиям эксплуатации ЭГК газогенератора двигателя РД-8 масса электромагнита может быть уменьшена в 1,8 раза, что приводит к уменьшению массы этого ЭГК более чем на 30%.

### Основные конструктивные параметры, определяющие динамические характеристики ЭГК

Основным отличием конструктивной схемы разработанного ЭГК от прототипа является то, что на первом этапе открытия происходит сжатие как основной, так и буферной пружин (вариант с одновременным сжатием пружин). При этом на втором этапе усилие сжатой буферной пружины направлено только на открытие клапана. В прототипе усилие сжатой буферной пружины направлено не только на открытие клапана, но и на преодоление усилия основной пружины (вариант с последова-

тельным сжатием пружин), что ухудшает динамические характеристики этого ЭГК.

Таким образом, основными параметрами, которые определяют работоспособность двухступенчатого электроклапана при заданных расходно-перепадных и силовых характеристиках электромагнита, являются усилия буферной  $F_{пр.б}$  и основной  $F_{пр.м}$  пружин, а также общий ход якоря  $\delta$  и ход якоря до зацепления с клапаном  $\delta_k$  (см. рис. 1).

Также динамика открытия ЭГК зависит от времени заполнения выходной полости и уменьшения перепада давления на клапане до значения, при котором буферная пружина начинает открывать клапан. Если на выходе из ЭГК установлен трубопровод, то время подъема давления в выходной полости определяется моментом его заполнения рабочей жидкостью. Уменьшение этого времени в разработанном ЭГК достигается за счет установки в выходном штуцере сопла Вентури, которое разъединяет выходную полость и выходной трубопровод [5]. В начальный период открытия до момента заполнения выходного трубопровода сопло работает в кавитационном режиме, создавая определенное гидравлическое сопротивление, тем самым уменьшая расход рабочего тела из выходной полости в трубопровод. Это приводит к быстрому росту давления в выходной полости и, как следствие, к уменьшению перепада давления на клапане. После заполнения рабочей жидкостью выходного трубопровода и восстановления в нем стабильного течения жидкости гидравлическое сопротивление сопла Вентури уменьшается, вследствие чего общие потери давления на ЭГК с соплом увеличиваются незначительно.

### Расчетные исследования ЭГК

Для оценки влияния конструктивных параметров двухступенчатого электроклапана прямого действия на его динамические характеристики создана математическая модель клапана и проведены расчетные исследования в вариантах с одновременным и последовательным сжатием пружин (см. рис. 1).

В общем случае динамика электромагнита описывается следующими уравнениями:

ми: первое – 2-й закон Кирхгофа для цепи управления, второе – 2-й закон Ньютона для якоря [6]

$$U_y = iR + L \frac{di}{dt} + iv \frac{dL}{dx};$$

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

- где  $U_y$  – напряжение, поданное на обмотку (цепи управления);
- $i$  – мгновенное значение тока в обмотке;
- $R$  – сопротивление обмотки электромагнита;
- $L \frac{di}{dt}$  – электродвижущая сила (ЭДС) самоиндукции;
- $L$  – индуктивность обмотки;
- $iv \frac{dL}{dx}$  – противоЭДС от движения якоря;
- $v$  – скорость перемещения якоря;
- $m$  – масса подвижных частей;
- $F_M = F_M \left( \delta, \frac{d\delta}{dt} \right)$  – сила противодействия, зависящая в общем случае как от перемещения якоря  $\delta$ , так и от его скорости  $\frac{d\delta}{dt}$ ;
- $F_{\mathcal{E}}$  – сила тяги электромагнита, кгс:

$$F_{\mathcal{E}} = 5,1 \cdot 10^{-8} (Iw)_{\delta}^2 \frac{dG_{\delta}}{d\delta},$$

- где  $(Iw)_{\delta}$  – намагничивающая сила, приходящаяся на рабочий зазор;

$\frac{dG_\delta}{d\delta}$  – производная магнитной проводимости рабочего зазора по ходу якоря.

При расчете динамики электромагнита учитывались такие нелинейности:

– изменение магнитной проводимости  $G_\delta$  воздушного зазора при движении якоря  $G_\delta = f(\delta)$ ;

– зависимость индуктивности от тока и перемещения якоря  $L = f(i, \delta)$ .

Проточные полости ЭГК, а также магистрали на входе и выходе рассматриваются как система с сосредоточенными параметрами. Динамика полостей ЭГК и магистралей на входе и выходе описывается уравнением движения жидкости и уравнением неразрывности [7]

$$J \frac{d\dot{m}_{\text{вых}}}{dt} = p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}} - \frac{\chi}{\rho} \cdot \dot{m}_{\text{вых}}^2;$$

$$C \frac{dp_{\text{вх}}}{dt} = \dot{m}_{\text{вх}} - \dot{m}_{\text{вых}},$$

где  $J = \frac{\ell}{F}$  – коэффициент инерционных потерь;

$\ell$  – длина участка гидромагистрали;

$F$  – площадь проходного сечения участка гидромагистрали;

$\dot{m}_{\text{вх}}, \dot{m}_{\text{вых}}$  – расходы рабочей жидкости;

$p_{\text{вх}}, p_{\text{вых}}$  – давление на входе и выходе рассматриваемой магистрали;

$\chi = \frac{\xi \ell}{2\rho F^2 d}$  – гидравлическое сопротивление магистрали;

$\rho$  – плотность жидкости;

$d$  – диаметр магистрали;

$\xi$  – коэффициент гидравлического сопротивления;

$C = \frac{V}{\rho a^2}$  – коэффициент емкостных потерь;

$V$  – объем рассматриваемого участка гидромагистрали;

$a$  – скорость звука в протекающей по участку жидкости.

Перемещение подвижных элементов ЭГК описывается уравнением движения

$$\frac{d^2 X}{dt^2} = \frac{R_S}{M},$$

где  $R_S$  – равнодействующая всех сил, действующих на подвижные детали;

$X$  и  $M$  – перемещение и масса всех подвижных элементов ЭГК.

Расчет динамики ЭГК численного интегрирования системы нелинейных дифференциальных уравнений проводился методом Эйлера. Результаты расчета представлены на рис. 3.

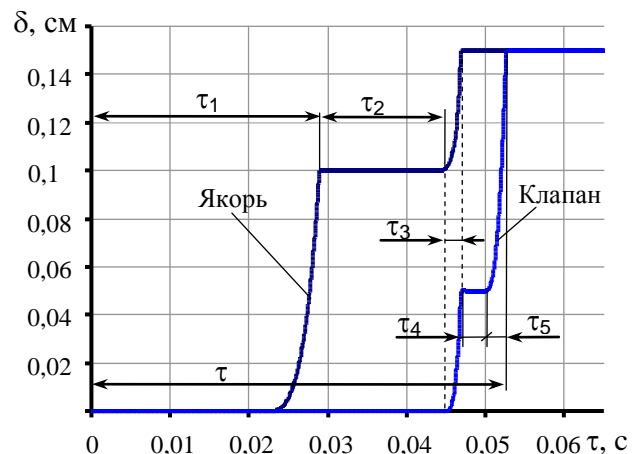


Рис. 3. Расчетная оциллограмма переходного процесса открытия двухступенчатого ЭГК

Как видно из рис. 3, время открытия ЭГК  $\tau$  состоит из времени срабатывания электромагнита и перемещения якоря на ход  $\delta_k - \tau_1$ , времени нарастания усилия электромагнита до преодоления усилия от входного давления на закрытый клапан  $\tau_2$  и перемещения якоря с клапаном на ход  $\delta - \delta_k - \tau_3$ , времени роста давления в выходной полости до значения, при котором усилие на неразгруженную площадь клапана становится меньше силы сжатой буферной

пружины  $\tau_4$ , и перемещения клапана на полный ход  $\tau_5$  усилием буферной пружины.

Расчетные исследования проведены с исходными данными, близкими к эксплуатационным условиям ЭГК горючего газогенератора двигателя РД-8, т. е. в диапазоне расходов  $G = 0,35-0,5$  кг/с и при давлении на входе  $p_{ex} = 40$  кгс/см<sup>2</sup>. В обоих вариантах ЭГК использован один и тот же электромагнит с заданной тяговой характеристикой.

По результатам расчетных исследований определена зависимость времени открытия двухступенчатого ЭГК прямого действия от относительного хода  $\bar{\delta} = \frac{\delta}{\delta_k}$  (рис. 4).

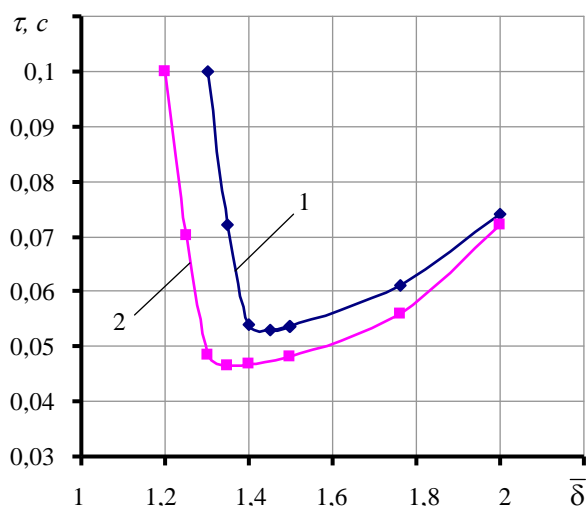


Рис. 4. Расчетная зависимость времени открытия двухступенчатого ЭГК прямого действия от относительного хода  $\bar{\delta}$ : 1 – ЭГК прямого действия с последовательным сжатием пружин; 2 – ЭГК прямого действия с одновременным сжатием пружин

Как видно из рис. 4, для ЭГК с последовательным сжатием пружин минимальное время открытия наблюдается при  $\bar{\delta} = 1,4-1,5$  и составляет  $0,053-0,054$  с. В диапазоне  $\bar{\delta} = 1,3-1,4$  время открытия клапана резко увеличивается, а при  $\bar{\delta} < 1,3$  ЭГК теряет работоспособность. Для электроклапана с одновременным сжатием пружин минимальное время открытия составляет  $0,046-0,048$  с и находится в диапазоне  $\bar{\delta} = 1,3-1,5$ . Необходимо отметить, что ЭГК с одновременным сжатием пружин, помимо

лучших динамических характеристик открытия, имеет более широкий рабочий диапазон значений  $\bar{\delta}$ , что говорит о более высокой технологичности настройки ходов  $\delta$  и  $\delta_k$  в процессе сборки клапана.

Таким образом, в области минимального времени открытия ЭГК данного типа при  $\bar{\delta} = 1,3-1,5$  быстродействие разработанного электроклапана превосходит прототип более чем на 15%.

Определена расчетная зависимость времени открытия двухступенчатого ЭГК прямого действия от отношения усилия пружин  $\bar{F} = \frac{F_{np,\delta}}{F_{np,m}}$  при  $\bar{\delta} = 1,5$  (рис. 5). При этом

выполнялось условие, что сумма усилий основной и буферной пружин равна 4,5 кгс.

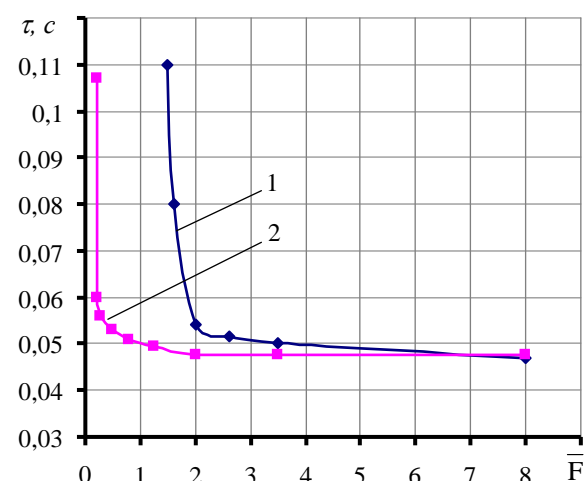


Рис. 5. Расчетная зависимость времени открытия двухступенчатого ЭГК прямого действия от отношения  $\bar{F}$  при  $\bar{\delta} = 1,5$ : 1 – ЭГК прямого действия с последовательным сжатием пружин; 2 – ЭГК прямого действия с одновременным сжатием пружин

Видно, что в области  $\bar{F} = 2-8$  время открытия ЭГК с одновременным сжатием пружин не меняется. Заметное ухудшение времени открытия наблюдается при  $\bar{F} < 0,5$ . ЭГК с последовательным сжатием пружин имеет более узкий рабочий диапазон, так при  $\bar{F} < 2$  резко увеличивается время открытия и при  $\bar{F} < 1,5$  он теряет работоспособность. Полученный результат можно объяснить тем, что в ЭГК с последовательным сжатием пружин усилие сжатой буферной пружины направлено не только на откры-

тие клапана, но и на преодоление усилия основной пружины. Для этого клапана минимальное время открытия достигается при  $\bar{F} > 2$ , т. е. он имеет ограничение по минимальному усилию буферной пружины. Для ЭГК с одновременным сжатием пружин этого ограничения нет вплоть до  $\bar{F} = 0,5$ . Это говорит о том, что при неизменном усилии основной пружины  $F_{пр.м}$  можно уменьшить усилие буферной пружины  $F_{пр.б}$ , что приведет к уменьшению потребного усилия электромагнита и, как следствие, к уменьшению его массы и энергопотребления.

### Выводы

Выполненные автором расчетные исследования двухступенчатых ЭГК прямого действия показали, что предложенный тип клапана может быть применен в системах питания ЖРД с расходами рабочих тел до 0,5 кг/с и давления на входе до 50 кгс/см<sup>2</sup>. При этом масса предлагаемой конструкции ЭГК существенно ниже, чем у традиционного клапана прямого действия.

Конструкция ЭГК в варианте с одновременным сжатием пружин имеет преимущество над прототипом (с последовательным сжатием пружин) как по времени открытия (не менее чем на 15%), так и по эксплуатационным характеристикам, что делает ее применение в системах питания ЖРД перспективным.

Расчетные зависимости дают возможность при проектировании ЭГК данного типа оценить влияние конструктивных параметров на время открытия клапана. При этом можно достичь высокого быстродействия и минимальных габаритов ЭГК при заданных силовых характеристиках электромагнита.

### Список использованной литературы

1. Агрегаты пневматических систем летательных аппаратов / И. Ф. Лясковский, А. И. Шишков, Н. Т. Романенко, М. Т. Романенко, М. Т. Чернов, В. В. Емельянов; Под ред. Н. Т. Романенко. – М.: Машиностроение, 1976. – 176 с.
2. Ротманский О. И. Арматура реактивных систем управления космических летательных аппаратов / О. И. Ротманский, И. Р. Кричкер. – М.: Машиностроение, 1980. – 136 с.
3. Пат. на полезную модель 95379 Российская Федерация, МПК F16K32/02. Электромагнитный запорный клапан (варианты) / Заявители и патентообладатели В. В. Захаренков, В. И. Котельников. – №2010106035/22; Заявлено 19.02.2010; Оpubл. 20.08.2014, Бюл. № 23. – 4 с.: ил.
4. Ротерс Г. Электромагнитные механизмы. – М.: Госэнергоиздат, 1949. – 522 с.
5. Пат. 89948 Украина, МПК F16K32/02. Электрогидроклапан / В. М. Шнякін, В. І. Конох, Б. І. Котрехов, А. Б. Трояк, В. С. Бойко; заявник та патентовласник Державне підприємство «Конструкторське бюро «Південне» ім. М. К. Янгеля», Дніпропетровськ. – а 2006 02543; Заявлено 09.03.2006; Друк. 25.03.2010, Бюл. № 6. – 4 с.: ил.
6. Гутовский М. В. Пособие по проектированию и расчету элементов систем авиационного электрооборудования / М. В. Гутовский, В. Ф. Коршунов. – М.: Оборонгиз, 1962. – 165 с.
7. Математическое моделирование рабочего процесса жидкостных ракетных двигателей / Е. Н. Беляев, В. К. Чванов, В. В. Черваков; Под ред. В. К. Чванова. – М.: Изд-во МАИ, 1999. – 228 с.

Статья поступила 25.09.2015