

СТАБИЛИЗАЦИЯ ВРЕМЕНИ ОТКРЫТИЯ ЭЛЕКТРОГИДРОКЛАПАНА С УСИЛЕНИЕМ В ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ ЖИДКОСТНОГО РАКЕТНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Введение

В жидкостных ракетных двигателях многократного включения эффективным является применение электрогидроклапанов (ЭГК) в линиях питания камеры двигателя компонентами топлива. Они позволяют осуществлять запуск, отключение двигателя и дренаж компонентов топлива из зарубашечных полостей камеры. Для выполнения требуемых характеристик запуска и останова двигателя необходимо обеспечить высокие и стабильные показатели быстродействия ЭГК. Эту задачу решает электрогидроклапан (рис. 1), выполненный по схеме с усилением [1]. Он позволяет при массе менее 0,7 кг функционировать в широком диапазоне входных давлений и расходе рабочего тела до 2 кг/с, при этом время открытия не превышает 0,08 с.

Работает ЭГК следующим образом. При подаче электрического сигнала на катушку электромагнита 1 якорь 3 притягивается к стопу 2 и перемещает управляющий клапан 5, открывая проходное сечение канала дренажа 6 и перекрывая впускное седло 4. Давление в управляющей полости Д падает, и главный клапан 7 под действием возникшего усилия от перепада давлений между входной А и управляющей Д полостями перемещается, открывая основное проходное сечение клапана и отсекая выходную полость С от дренажной В.

При снятии электрического сигнала проходное сечение канала дренажа 6 перекрывается, давления во входной А и управляющей Д полостях выравниваются, а основной клапан 7 под действием пружины 10 перемещается, перекрывая основное проходное сечение ЭГК и сообщая выходную полость С с дренажной Д.

Экспериментальные и расчетные исследования ЭГК

В процессе экспериментальной отработки ЭГК установлена существенная зависимость времени его открытия от объема магистрали на выходе.

После подачи напряжения на электромагнит давление в управляющей полости Д снижается до величины, при которой выполнится неравенство и основной клапан ЭГК начнет открываться:

$$p_{вх} \cdot (F_2 - F_1) + p_{вых} \cdot F_1 \geq p_{уп} \cdot F_2 + R_{\Sigma}, \quad (1)$$

где $p_{вх}$, $p_{вых}$, $p_{уп}$ – давление на входе, в выходной и управляющей полостях ЭГК соответственно; F_1 , F_2 – площадь седла основного клапана и поршня соответственно; R_{Σ} – сумма сил, противодействующих движению клапана (сила трения, усилие пружин, гидродинамическая сила и др.).

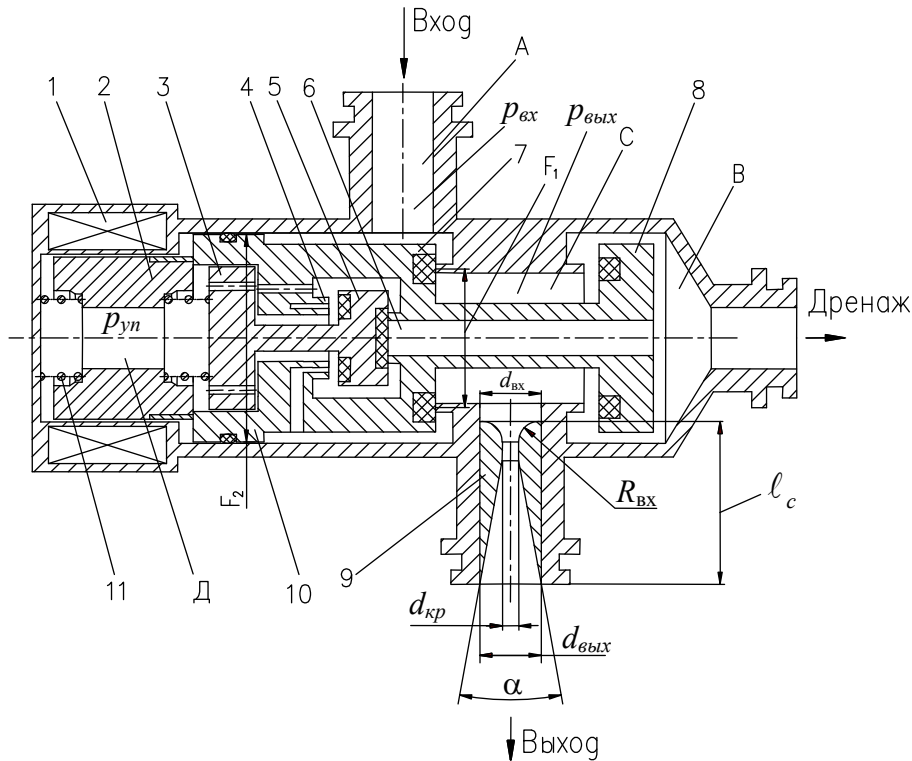
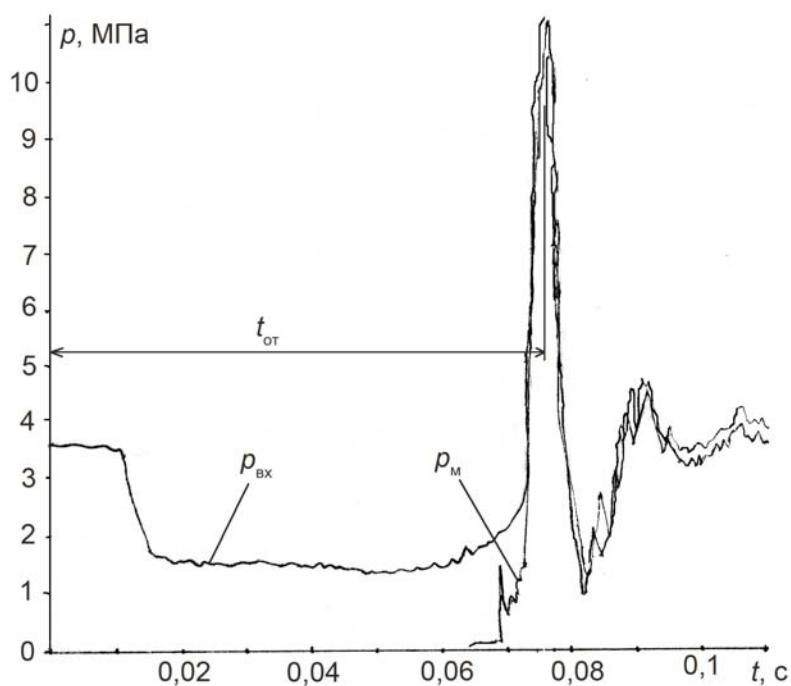


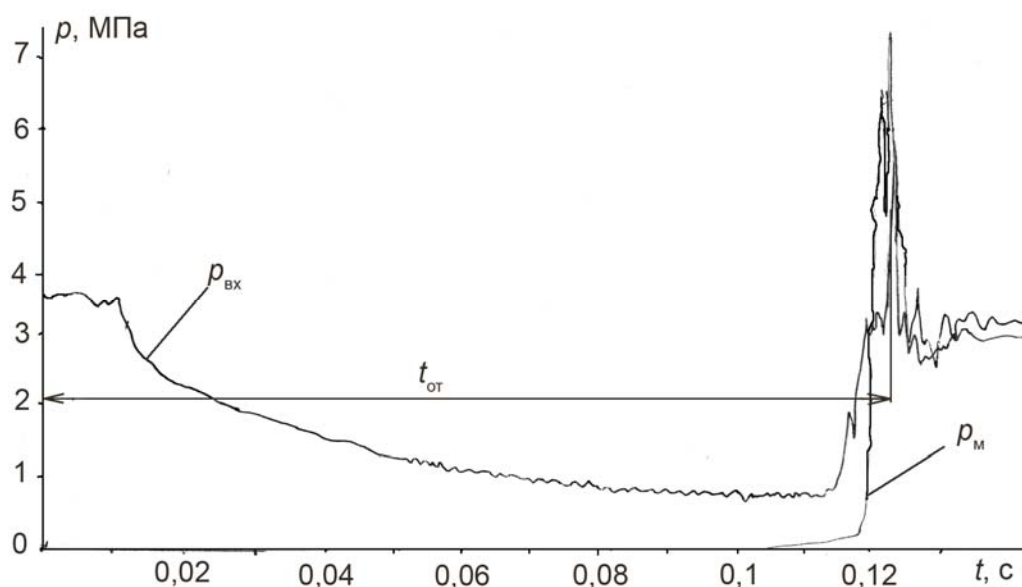
Рисунок 1 – Электрогидроклапан с усилением:

- 1 – электромагнит; 2 – плавающий стоп; 3 – якорь; 4 – впускное седло;
 5 – управляющий клапан; 6 – канал дренажа; 7 – основной клапан;
 8 – дренажный клапан; 9 – сопло Вентури; 10 – поршень;
 11 – пружина; А, В, С, Д – соответственно входная, дренажная, выходная
 и управляющая полости ЭГК; $d_{кр}$ – диаметр критического сечения сопла;
 $d_{вх}$, $d_{вых}$ – диаметр на входе и выходе из сопла; α – угол раствора конуса
 выходной части сопла; l_c – длина сопла; $R_{вх}$ – радиус скругления
 входного профиля сопла

В момент срабатывания через ЭГК проходит значительный расход рабочего тела, что приводит к падению давления на входе $p_{вх}$ и, как следствие, замедлению движения основного клапана. Увеличение скорости движения клапана происходит после повышения давления в выходной полости $p_{вых}$, то есть после заполнения ее рабочей жидкостью. Так как выходная полость связана с выходным трубопроводом, то ее заполнение происходит одновременно с выходным трубопроводом, а значит, рост давления $p_{вых}$ происходит только после заполнения выходного трубопровода рабочей жидкостью (рис. 2). Следовательно, время открытия основного клапана ЭГК в значительной мере зависит от объема трубопровода на выходе.



а

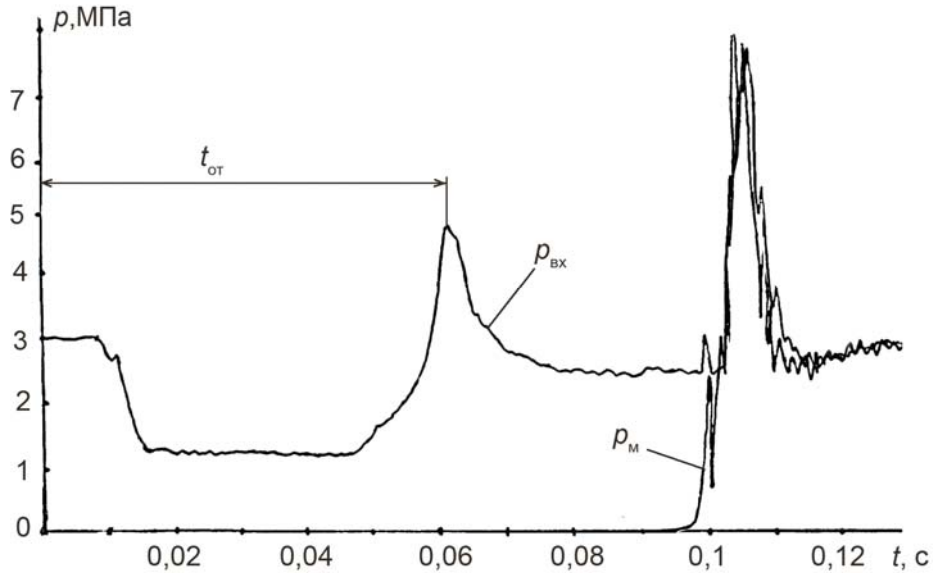


б

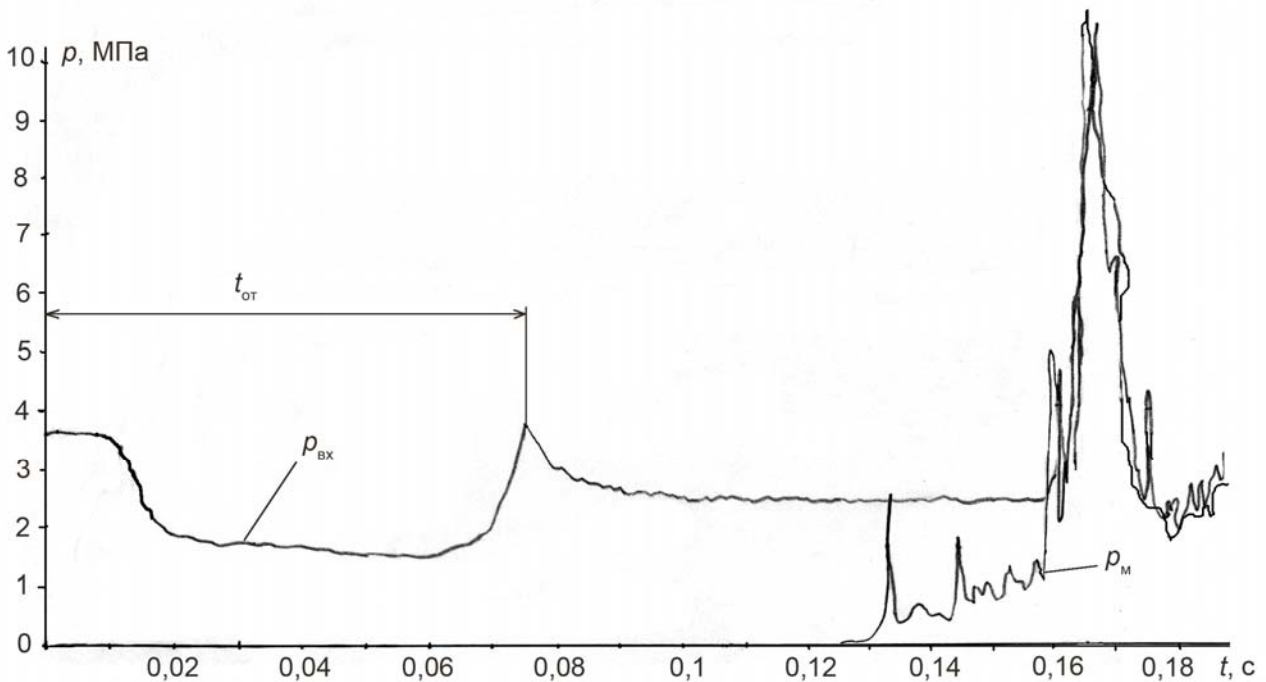
Рисунок 2 – Экспериментальный переходный процесс срабатывания ЭГК на воде без сопла Вентури, $p_{вх} = 3,6$ МПа, расход воды – 0,44 кг/с, внутренний диаметр трубопровода на выходе 0,01 м; p_m – давление в трубопроводе на выходе; а – длина трубопровода на выходе - 0,5 м; б – длина трубопровода на выходе – 1,1 м

Как видно из экспериментальных данных (рис. 2) при длине трубопровода на выходе более 0,5 м время открытия ЭГК превышает заданное значение – 0,08 с. Таким образом, для уменьшения влияния объема выходного трубопровода на время открытия ЭГК необходимо, чтобы выходная полость заполнялась независимо от выходного трубопровода. Этого можно достичь, установив в выходной штуцер ЭГК сопло Вентури,

которое разъединяет выходную полость и выходной трубопровод [1]. При этом в начальный период открытия до момента заполнения выходного трубопровода сопло работает в кавитационном режиме, создавая определенное гидравлическое сопротивление, тем самым обеспечивая быстрый рост давления в выходной полости $p_{\text{ВЫХ}}$ и открытие клапана (рис. 3).



а



б

Рисунок 3 – Экспериментальный переходный процесс срабатывания ЭГК на воде с соплом Вентури ($d_{\text{кр}} = 5,3 \cdot 10^{-3}$ м); $p_{\text{М}}$ – давление в выходном трубопроводе; а – $p_{\text{ВХ}} = 3$ МПа, расход воды – 0,44 кг/с, длина трубопровода на выходе – 1,1 м; б – $p_{\text{ВХ}} = 3,6$ МПа, расход воды – 0,44 кг/с, длина трубопровода на выходе – 1,5 м

После заполнения рабочей жидкостью выходного трубопровода и восстановления в нем стабильного течения жидкости гидравлическое сопротивление сопла Вентури уменьшается, благодаря чему общие потери давления на ЭГК с соплом увеличиваются незначительно.

В целях определения влияния объемов трубопровода на выходе и геометрических размеров сопла Вентури на время открытия электрогидроклапана была составлена его математическая модель и проведены расчетные исследования. Известно, что время открытия ЭГК состоит из времени срабатывания управляющего клапана, времени падения давления в управляющей полости до величины, при которой начинается движение основного клапана, и времени движения клапана. Время падения давления в управляющей полости незначительно и зависит от площади канала дренажа, а также взаимосвязано с движением основного клапана. Управляющий клапан жестко связан с якорем электромагнита, и время его перемещения с седла канала дренажа на впускное седло и есть временем срабатывания электромагнита. На время срабатывания управляющего клапана влияют давление на входе в ЭГК и параметры магнитной системы. В общем случае динамика электромагнита описывается следующими уравнениями: первое – 2-й закон Кирхгофа для цепи управления, второе – 2-й закон Ньютона для якоря [2]:

$$U_y = iR + L \frac{di}{dt} + iv \frac{dL}{dx}, \quad (2)$$

$$F_{\text{Э}} = m \frac{d^2x}{dt^2} + F_M, \quad (3)$$

где U_y – напряжение, приложенное к обмотке (цепи управления); i – мгновенное значение тока в обмотке; R – сопротивление обмотки электромагнита; $L \frac{di}{dt}$ – электродвижущая сила (ЭДС) самоиндукции; L – индуктивность обмотки; $iv \frac{dL}{dx}$ – противо - ЭДС от движения якоря; v – скорость перемещения якоря; $F_{\text{Э}}$ – сила тяги электромагнита; m – масса подвижных частей; $F_M = f\left(x, \frac{dx}{dt}\right)$ – сила противодействия, зависящая, в

общем случае, как от величины перемещения якоря x , так и от его скорости $\frac{dx}{dt}$.

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

Проточные полости ЭГК, а также магистрали на входе и выходе рассматриваются как система с сосредоточенными параметрами. Динамика полостей ЭГК, а также магистралей на входе и выходе описывается уравнением движения жидкости и уравнением неразрывности [3]:

$$J \frac{d\dot{m}_{\text{ВЫХ}}}{dt} = p_{\text{вх}} - p_{\text{ВЫХ}} - \frac{\chi}{\rho} \cdot \dot{m}_{\text{ВЫХ}}^2; \quad (4)$$

$$C \frac{dp_{\text{вх}}}{dt} = \dot{m}_{\text{ВХ}} - \dot{m}_{\text{ВЫХ}}, \quad (5)$$

где $J = \frac{\ell}{F}$ – коэффициент инерционных потерь; ℓ – длина участка гидромагистрали; F – площадь проходного сечения участка гидромагистрали; $p_{\text{вх}}$, $p_{\text{ВЫХ}}$ – давление на входе и выходе из рассматриваемой магистрали; $\dot{m}_{\text{ВХ}}$, $\dot{m}_{\text{ВЫХ}}$ – расходы рабочей жидкости;

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

ρ – плотность жидкости; d – диаметр магистрали; ξ – коэффициент гидравлического сопротивления;

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

V – объем рассматриваемого участка гидромагистрали; a – скорость звука в протекающей по участку жидкости.

Перемещение подвижных элементов ЭГК описывается уравнением движения

$$\frac{d^2 X}{dt^2} = \frac{R_S}{M}, \quad (6)$$

где R_S – равнодействующая всех сил, действующих на подвижные детали; X – перемещение подвижных элементов ЭГК; M – масса всех подвижных деталей клапана.

Расчет динамики ЭГК проводился численным интегрированием системы нелинейных дифференциальных уравнений методом Эйлера.

Время открытия электрогидроклапана определялось при ряде фиксированных значений объемов трубопровода на выходе. При этом диаметр критического сечения сопла Вентури изменялся от $2 \cdot 10^{-3}$ до значения внутреннего диаметра трубопровода 0,01 м. Исходными данными для расчетов являлись параметры штатного ЭГК с давлением на входе 3,6 МПа, расходом воды 0,44 кг/с и длиной трубопровода на выходе 1,5 м с внутренним диаметром 0,01 м.

Как было сказано выше, до момента заполнения выходного трубопровода рабочей жидкостью течение через сопло Вентури происходит в кавитационном режиме. При этом зависимость коэффициентов расхода μ от давления на входе $p_{\text{вх}}$ при кавитационном течении определены по экспериментальным кавитационным характеристикам ряда сопел и приведены на рис. 4.

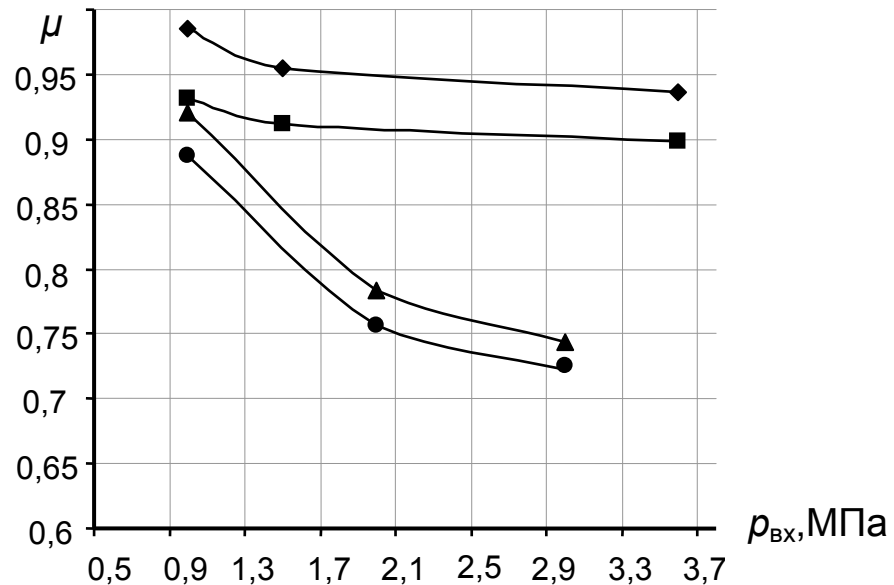


Рисунок 4 – Экспериментальная зависимость коэффициента расхода μ от давления на входе $p_{\text{вх}}$ при кавитационном течении в сопле Вентури:
 ● – сопло № 1; ▲ – сопло № 2; ■ – сопло № 3; ◆ – сопло № 4

Геометрические размеры проливаемых сопел представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Геометрические размеры проливаемых сопел Вентури

Параметр	Сопло Вентури			
	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4
$d_{\text{кр}} \cdot 10^{-3}, \text{ м}$	4,4	4,62	5	5,3
$d_{\text{вх}} \cdot 10^{-3}, \text{ м}$	10	10	10	10
$d_{\text{вых}} \cdot 10^{-3}, \text{ м}$	8	8	10	10
$R_{\text{вх}} \cdot 10^{-3}, \text{ м}$	3	1,6	1,6	1,6
$\alpha, \text{ град}$	15	12	14	12
$l_c \cdot 10^{-3}, \text{ м}$	20	20	27	27

Полученные коэффициенты расхода μ были использованы в математической модели для определения расхода рабочего тела через сопло до момента заполнения трубопровода на выходе. После заполнения выходного трубопровода и восстановления безкавитационного течения сопло Вентури описывалось уравнением Бернулли для течения жидкости через цилиндрические насадки [4].

Для достижения минимального времени открытия клапана необходимо уменьшать диаметр критического сечения сопла Вентури. С другой стороны, предъявляются определенные ограничения на величину гидравлического сопротивления ЭГК. Сопло Вентури создает дополнительное гидравлическое сопротивление, поэтому необходимо подобрать такую геометрию сопла, при которой время открытия клапана оставалось бы минимальным, а гидравлическое сопротивление ЭГК с соплом было стабильным и не превышало заданных значений.

На рис. 5 показаны расчетные кривые зависимости времени открытия ЭГК при ряде фиксированных значений объемов трубопровода на выходе от диаметра критического сечения сопла Вентури. Показана зависимость гидравлического сопротивления ЭГК с соплом от диаметра критического сечения сопла Вентури, полученная экспериментально при проливе с давлением на выходе 3,6 МПа и расходе воды 0,44 кг/с.

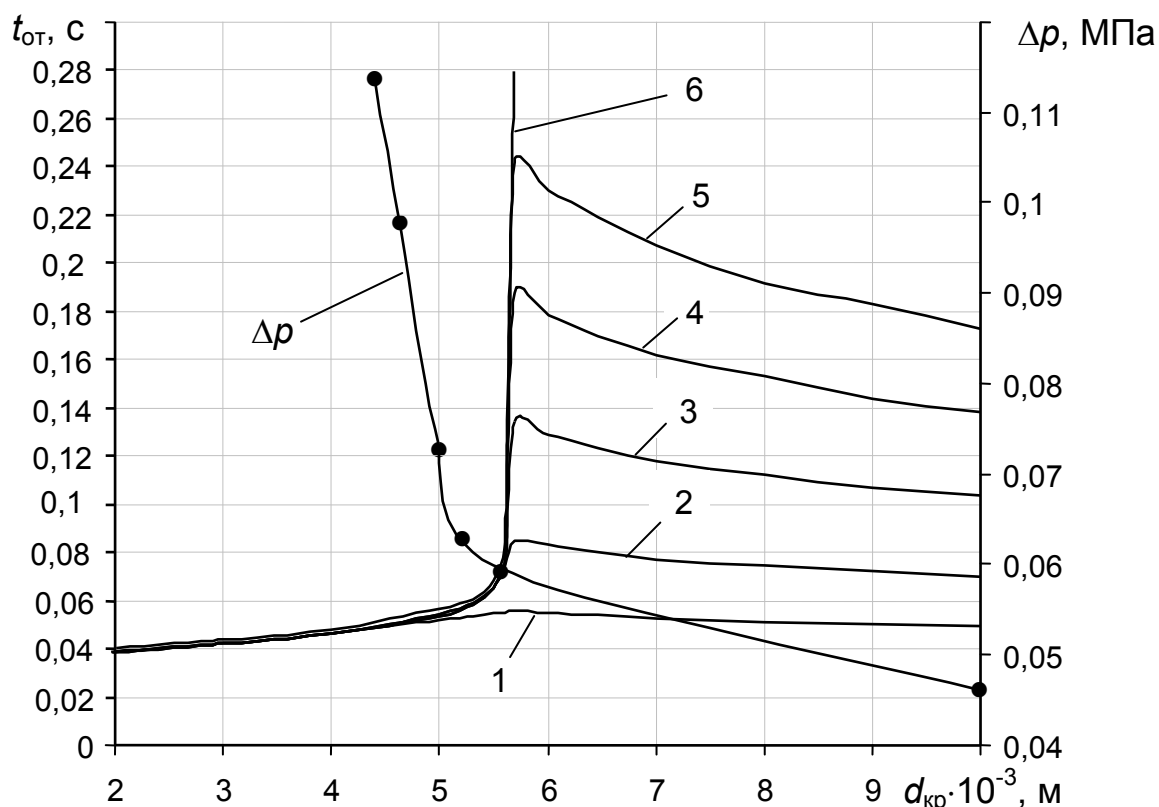


Рисунок 5 – Расчетные зависимости времени открытия $t_{от}$ ЭГК при различных объемах трубопровода на выходе ($V_{вых}$) и потерях давления (Δp) на ЭГК с соплом Вентури от диаметра критического сечения сопла ($d_{кр}$):

1 – $V_{вых} = 1,57 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$; 2 – $V_{вых} = 3,9 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$; 3 – $V_{вых} = 7,85 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$;
4 – $V_{вых} = 1,18 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$; 5 – $V_{вых} = 1,57 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$; 6 – $V_{вых} = 7,85 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$

Анализ результатов исследований

Анализируя полученные результаты, необходимо отметить следующее:

– объем трубопровода на выходе, при котором время открытия ЭГК без сопла Вентури удовлетворяет заданным требованиям 0,08 с составляет $3,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$. Дальнейшее увеличение объема выходного трубопровода приводит к росту времени открытия, что объясняется более длительным заполнением его объема рабочей жидкостью;

– на кривых зависимости времени открытия от диаметра критического сечения сопла Вентури (рис. 5) при всех рассматриваемых объемах трубопровода на выходе наблюдается максимум времени открытия при $d_{кр}$ около 0,0057 м. Это объясняется тем, что в рассматриваемой системе, состоящей из объема выходной полости, объема трубопровода на выходе и сопла Вентури, последнее создает подпор в выходной полости, которого недостаточно для открытия клапана. При этом в выходной полости устанавливается такой баланс расходов в дренажную полость и через сопло Вентури, при котором уменьшается расход через сопло и время заполнения выходного трубопровода возрастает. Увеличение диаметра критического сечения сопла приводит к уменьшению его гидравлического сопротивления и увеличению расхода в выходной трубопровод. Как следствие этого, время заполнения трубопровода на выходе уменьшается и ЭГК срабатывает быстрее;

– при диаметрах критического сечения сопла Вентури менее 0,0055 м объем трубопровода на выходе не влияет на время открытия основного клапана ЭГК;

– наблюдается резкое возрастание потерь давления на ЭГК с соплом при диаметрах критического сечения последнего менее 0,005 м. Это накладывает определенные ограничения на использование сопла Вентури при заданных потерях давления на ЭГК.

Выводы

Таким образом, можно принять наиболее приемлемым применение сопла Вентури с диаметром критического сечения 0,005...0,0055 м, которое обеспечивает время открытия основного клапана ЭГК 0,05...0,08 с, при любом объеме трубопровода на выходе. Потери давления на ЭГК с соплом в этом случае не превышают 0,07 МПа.

Список использованных источников

1. Пат. 89948 Україна, МПК F 16K 32/02. Електрогідроклапан [Текст] / Шнякін В.М, Конох В.І, Котрехов Б.І, Трояк А.Б, Бойко В.С.; заявник та патентовласник Державне підприємство «Конструкторське бюро «Південне» ім. М.К. Янгеля», Дніпропетровськ. - а 2006 02543; заяв. 09.03.2006; друк. 25.03.2010, Бюл. №6. – 4 с.
2. Гутовский, М.В. Пособие по проектированию и расчету элементов систем авиационного электрооборудования [Текст] / М.В. Гутовский, В.Ф. Коршунов. – М.: Оборонгиз, 1962. – 165 с.
3. Присняков, В.Ф. Динамика жидкостных ракетных двигательных установок [Текст] / В.Ф. Присняков. – М.: Машиностроение, 1983. – 248 с.
4. Сточек, Н.П. Гидравлика жидкостных ракетных двигателей [Текст] / Н.П. Сточек, А.С. Шапиро. – М.: Машиностроение, 1978. – 127 с.

Поступила в редакцию 02.11.2015.

*Рецензент: канд. техн. наук, Е. В. Стрельченко,
ГП «Конструкторское бюро «Южное»
им. М. К. Янгеля», г. Днепропетровск.*