

УДК621.646.2-523-525:621.45

В.С. БОЙКО, В.И. КОНОХ*Государственное предприятие «Конструкторское бюро «Южное» им. М.К. Янгеля»,
Днепропетровск*

ПОВЫШЕНИЕ СТАБИЛЬНОСТИ СРАБАТЫВАНИЯ ЭЛЕКТРОПНЕВМОКЛАПАНА С УСИЛЕНИЕМ В СИСТЕМЕ С УВЕЛИЧЕННЫМ ГИДРАВЛИЧЕСКИМ СОПРОТИВЛЕНИЕМ НА ВХОДЕ

Исследованы динамические характеристики электропневмоклапана с усилением, предназначенного для применения в пневмосистемах ЖРД с увеличенным гидравлическим сопротивлением в магистрали на входе. Проведены экспериментальные и расчетные исследования усовершенствованной конструкции ЭПК. Для повышения надежности срабатывания электропневмоклапана и улучшения его динамических характеристик в нем с помощью двух золотников организовано перекрытие седел основного и дренажного клапанов. Показано определяющее влияние безразмерного параметра перекрытия седел на время открытия электропневмоклапана. Результаты расчетов подтверждены результатами экспериментов.

Ключевые слова: жидкостный ракетный двигатель, электропневмоклапан, золотник, время срабатывания, электромагнит, экспериментальные исследования, расчетные исследования.

Введение

Современные жидкостные ракетные двигатели включают в себя пневматические блоки управления с разнообразными агрегатами автоматики, в том числе, электропневмоклапаны (ЭПК). ЭПК осуществляют подачу управляющего давления в агрегаты двигателя, продувку магистралей и полостей двигателя, раскрутку пусковых турбин для организации запуска. Как правило, электропневмоклапаны работают в широком диапазоне входных давлений и расходов, а сложное взаимодействие в момент срабатывания с другими агрегатами автоматики и трубопроводами приводит к ухудшению динамических характеристик и надежности срабатывания ЭПК.

Экспериментально установлено, что электропневмоклапаны, хорошо работающие в одной системе, могут нестабильно срабатывать, если их установить в другую систему или заменить в ней некоторые элементы. Так, уменьшение диаметра и увеличение длины магистрали на входе (или повышение гидравлического сопротивления) приводит к увеличению времени открытия, ухудшению стабильности срабатывания ЭПК и росту утечек рабочего тела в дренаж. Причиной этого является то, что в начальный момент открытия основного клапана через ЭПК проходит значительный расход рабочего тела, что приводит к резкому падению давления на входе. Из-за гидравлического сопротивления входной магистрали восстановление давления происходит с некоторой задержкой. При этом движение основного клапана замедляется, а в некоторых случаях возможно и несрабатывание ЭПК, так как основной клапан ос-

танавливается в промежуточном положении. При этом происходят утечки рабочего тела в дренаж. Таким образом, понижается надежность срабатывания ЭПК и ухудшаются его динамические характеристики.

1. Экспериментальные исследования ЭПК

С целью повышения надежности срабатывания и улучшения динамических характеристик электроклапана с усилением в системе с увеличенным гидравлическим сопротивлением на входе предложено техническое решение, которое существенно уменьшает время открытия и выброс рабочего тела в дренаж [1]. Для подтверждения эффективности принятых технических решений проведены испытания ЭПК, представленного на рис. 1.

Основной особенностью электропневмоклапана является то, что в основном и дренажном клапанах выполнены золотниковые элементы (золотники), обеспечивающие перекрытие проходных сечений между клапанами и их седлами в момент срабатывания.

Работает ЭПК 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 основной клапан 7 под действием возникшего усилия от перепада давлений между входной А и управляющей Д полостями перемещается, открывая

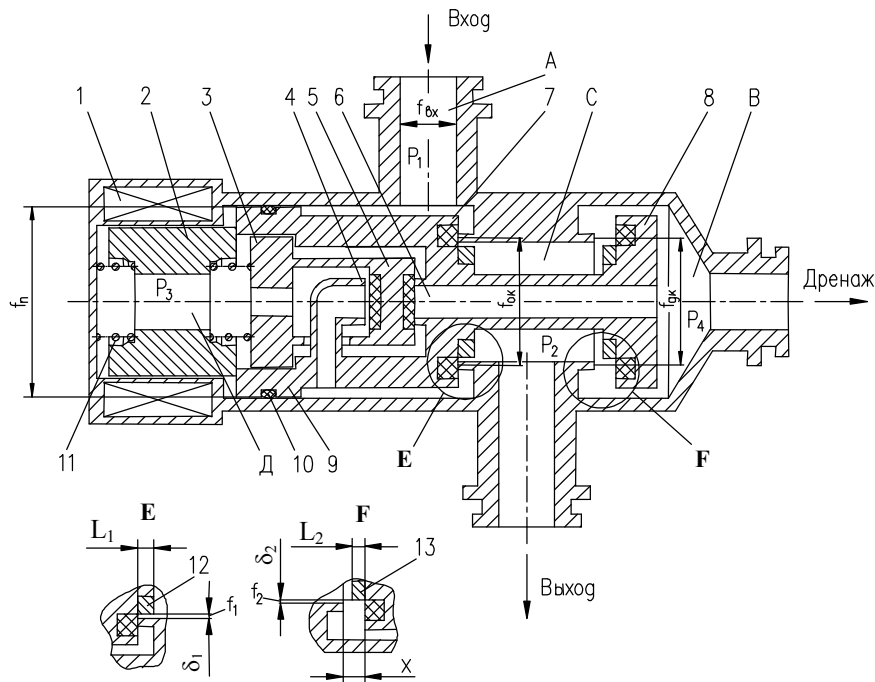


Рис. 1. Электропневмоклапан с усилением:

1 – электромагнит; 2 – плавающий стоп; 3 – якорь; 4 – впускное седло; 5 – управляющий клапан; 6 – канал дренажа; 7 – основной клапан; 8 – дренажный клапан; 9 – поршень; 10 – подвижное герметизирующее соединение; 11 – пружина; 12 – золотник основного клапана; 13 – золотник дренажного клапана; А, В, С, Д – входная, дренажная, выходная и управляющие полости ЭПК соответственно; Х – ход основного клапана; L_1, L_2 – ширина золотника основного и дренажного клапанов; δ_1, δ_2 – радиальный зазор между золотниками и седлами основного и дренажного клапанов; f_1, f_2 – площадь радиальных зазоров между золотниками и седлами основного и дренажного клапанов.

основное проходное сечение клапана и отсекая выходную полость С от дренажной В.

При снятии электрического сигнала проходное сечение канала дренажа 6 перекрывается, давление во входной А и управляющей Д полостях выравнивается, а основной клапан 7 под действием пружины 11 перемещается, перекрывая основное проходное сечение ЭПК и сообщая выходную полость С с дренажной В.

Благодаря тому, что в начальный момент срабатывания клапана открывается небольшой канал между седлом и золотником 12, который существенно меньше площади $f_{вх}$ проходного сечения магистрали на входе, не происходит большого падения давления на входе. Тем самым обеспечивается надежное и быстрое перемещение основного клапана. При открытии основного клапана на величину хода, равную ширине золотника L_1 , золотник 13 дренажного клапана 8 входит вовнутрь седла, образуя кольцевой зазор δ_2 с площадью f_2 , которая также существенно меньше площади дренажного клапана. Тем самым уменьшается выброс рабочего тела в дренаж.

В дальнейшем происходит открытие основного

клапана на величину ширины золотника L_2 и далее до посадки дренажного клапана на свое седло.

Экспериментальные исследования электропневмоклапана проводились при давлении воздуха на входе (p_1) 4 и 8,5 МПа, диаметре входной магистрали 0,004 м и ее длине 5,2 м. Геометрические размеры ширины золотников L_1 и L_2 , при значениях хода X и зазорах δ_1 и δ_2 представлены в таблице 1. Значения зазоров δ_1 и δ_2 выбраны из соображения технологичности сборки ЭПК и его работоспособности.

Испытания проводились по схеме, представленной на рис. 2.

После обработки результатов испытаний ЭПК построена экспериментальная зависимость (рис. 3) времени полного открытия $\tau_{по}$ основного клапана от геометрического параметра $Z = \frac{L_1 + L_2}{X}$. Время закрытия ЭПК при давлениях на входе 4 и 8,5 МПа находится в диапазоне 0,04...0,05 с и не зависит от величин L_1 и L_2 .

Анализируя результаты экспериментальных работ, необходимо отметить, что на время открытия ЭПК в данных условиях испытаний существенное

Таблица 1

Параметры настройки и испытаний ЭПК

p_1 , МПа	4						8,5					
$L_1 \cdot 10^{-3}$, м	1	1	0,5	0	0	1	1	1	0,5	0	0	1
$L_2 \cdot 10^{-3}$, м	1,7	1,7	0,85	1,7	0	0	1,7	1,7	0,85	1,7	0	0
$X \cdot 10^{-3}$, м	1,48	1,93	1,93	1,93	1,93	1,48	1,48	1,93	1,93	1,93	1,93	1,48
Z	1,82	1,4	0,7	0,88	0	0,67	1,82	1,4	0,7	0,88	0	0,67
$\delta_1 \cdot 10^{-3}$, м	0,05											
$\delta_2 \cdot 10^{-3}$, м	0,05											
f_1 , м ²	$1,64 \cdot 10^{-6}$											
f_2 , м ²	$2,1 \cdot 10^{-6}$											

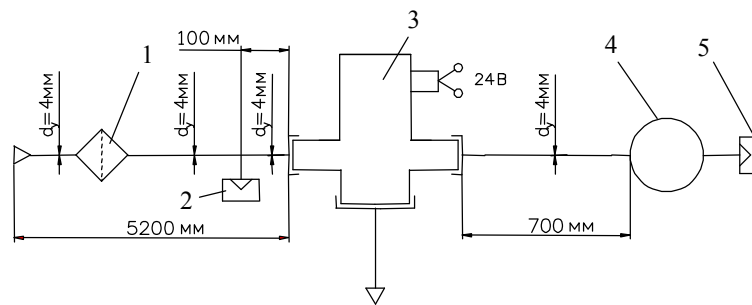


Рис. 2. Схема испытаний ЭПК:

1 – фильтр с тонкостью фильтрации 20 мкм; 2, 5 – датчик давления (типа ДДИ-20);
3 – испытуемый ЭПК; 4 – емкость объемом ≈0,5 л.

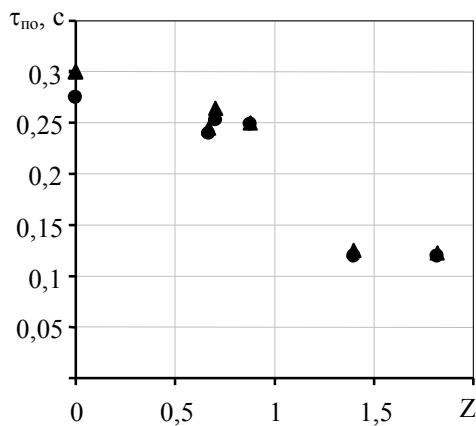


Рис. 3. Экспериментальная зависимость времени полного открытия $\tau_{по}$ основного клапана ЭПК от геометрического параметра Z :

▲, ● – срабатывание ЭПК при давлении на входе 4МПа и 8,5 МПа соответственно

влияние оказывают размеры L_1 и L_2 золотников основного и дренажного клапанов.

По результатам испытаний видно, что время открытия основного клапана $\tau_{по}$ увеличивается при уменьшении геометрического параметра Z (то есть при уменьшении L_1 и L_2). Максимальное время открытия наблюдается, когда золотники на клапанах отсутствуют ($Z=0$). При фиксированном значении Z

входное давление мало влияет на время открытия электропневмоклапана. Так, время открытия ЭПК в диапазоне значений Z от 0 до 1,82 увеличивается в 2,46 и в 2,3 раза при срабатывании клапана с давлением на входе 4 и 8,5 МПа, соответственно.

2. Расчетные исследования динамики ЭПК

Для оценки влияния геометрического параметра Z на время открытия, при других диаметрах входной магистрали, составлена математическая модель электропневмоклапана и выполнены расчеты времени открытия. Расчеты проведены при диаметрах входной магистрали $d_{вх} = 0,004; 0,006$ и $0,01$ м, наиболее применяемых в пневмосистемах ЖРД. Давление на входе в ЭПК, значения геометрического параметра Z приняты такими же, как в таблице 1.

Известно, что время открытия ЭПК состоит из времени срабатывания управляющего клапана 5, времени падения давления в управляющей полости Д до величины, при которой начинается движение основного клапана 7, и времени движения клапана. Время падения давления в управляющей полости зависит от площади канала дренажа 6, а также взаимосвязано с движением основного клапана. Управ-

ляющий клапан жестко связан с якорем 3 электромагнита 1 и время его перемещения с седла канала дренажа 6 на впускное седло 4 и есть временем срабатывания электромагнита. На время срабатывания управляющего клапана влияют давление на входе в ЭПК, а также параметры магнитной системы. В общем случае динамика электромагнита описывается следующими уравнениями: 2-й закон Кирхгофа для цепи управления и 2-й закон Ньютона для якоря [2, 3]

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

$$F_{\Theta} = m \frac{d^2x}{dt^2} + F_M,$$

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

i – мгновенное значение тока в обмотке;

$L \frac{di}{dt}$ – электродвижущая сила (э.д.с) самоиндукции;

L – индуктивность обмотки;

$iv \frac{dL}{dx}$ – противо - э.д.с от движения якоря;

v – скорость перемещения якоря;

m – масса подвижных частей якоря (управляющего клапана);

F_{Θ} – сила тяги электромагнита;

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

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 $L = f(i, x)$.

Дифференциальные уравнения, описывающие динамические процессы в пневматических полостях ЭПК, имеют вид [4, 5]:

1. Уравнение давления в управляющей полости клапана

$$\frac{dp}{dt} = \frac{R_{\Gamma} T}{V} \cdot \frac{dG}{dt},$$

где $\frac{dG}{dt}$ – изменение расхода управляющего газа;

V – объем рабочей полости;

R_{Γ} – газовая постоянная;

T – температура газа в рассматриваемой полости.

При движении клапана закон изменения давления в управляющей полости запишется в таком виде:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{1}{V^* + f_{\Pi} \cdot X} \cdot (R_{\Gamma} \cdot T \cdot (G_{\text{вх}} - G_{\text{вых}}) + f_{\Pi} \cdot \frac{dx}{dt} p^*),$$

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

$G_{\text{вх}}$, $G_{\text{вых}}$ – вход и выход газа из управляющей полости;

f_{Π} – площадь поршня 9 по уплотнению подвижным герметизирующим соединением 10;

$\frac{dX}{dt}$ – скорость перемещения клапана;

X – текущий ход клапана.

2. Уравнения расхода через основной и управляющий клапаны ЭПК в общем виде имеют вид:

- при докритическом режиме истечения ($\beta > \beta_{\text{кр}}$):

$$G = f_c \cdot p_{\text{вх}} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{R_{\Gamma} T} \cdot \frac{k}{k-1}} \cdot \sqrt{\left(\frac{p_{\text{вых}}}{p_{\text{вх}}}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{\text{вых}}}{p_{\text{вх}}}\right)^{\frac{k+1}{k}}},$$

- при сверхкритическом режиме истечения ($\beta < \beta_{\text{кр}}$):

$$G = A(k) \cdot \frac{\mu \cdot f_c \cdot p_{\text{вх}}}{\sqrt{R_{\Gamma} T}};$$

$$\beta = \frac{p_{\text{вых}}}{p_{\text{вх}}}, \beta_{\text{кр}} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}},$$

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

где μ – коэффициент расхода;

$p_{\text{вх}}$ – давление на входе;

$p_{\text{вых}}$ – давление на выходе;

k – показатель адиабаты;

f_c – площадь проходного сечения седла клапана.

Перемещение основного клапана ЭПК описывается уравнением движения

$$M \frac{d^2X}{dt^2} = p_1 (f_{\Pi} - f_{\text{ок}}) + p_2 (f_{\text{ок}} - f_{\text{дк}}) + p_4 f_{\text{дк}} - p_3 f_{\Pi} - \Pi,$$

где p_1 , p_2 , p_3 , p_4 – давление во входной, выходной, управляющей и дренажной полостях соответственно;

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

$f_{\text{дк}}$ – площадь уплотнения седлом дренажного клапана;

Π – сумма усилия пружины и сил трения;

M – масса подвижных деталей основного клапана.

Расчет динамических характеристик ЭПК проводился методом численного интегрирования системы нелинейных дифференциальных уравнений методом Эйлера.

По результатам расчетных исследований определена зависимость времени полного открытия $\tau_{\text{по}}$ основного клапана от геометрического параметра Z (рис. 4).

Как видно из рис. 4 наибольшее влияние геометрического параметра Z на время открытия электропневмоклапана наблюдается при диаметре магистрали на входе $d_{\text{вх}} = 0,004$ м. При этом в диапазоне $Z = 1,4 \dots 1,82$ время открытия не изменяется и является минимальным для данного диаметра магистрали на входе.

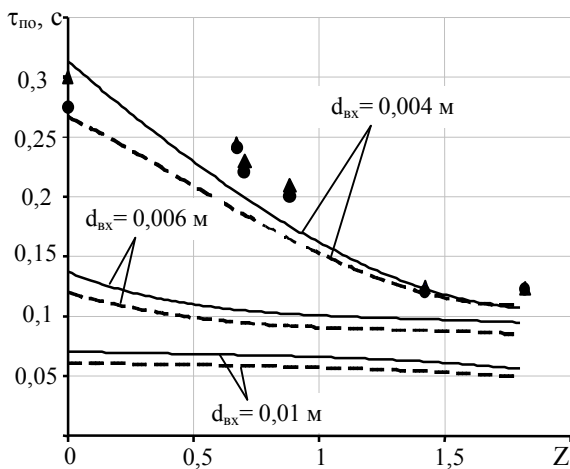


Рис. 4. Экспериментальная и расчетная зависимости времени полного открытия $\tau_{\text{по}}$ основного клапана ЭПК от геометрического параметра Z :

▲, ● – экспериментальные точки срабатывания ЭПК при давлениях на входе 4 МПа и 8,5 МПа соответственно и диаметре магистрали на входе 0,004 м; —, - - - – расчетные кривые срабатывания ЭПК при давлениях на входе 4 МПа и 8,5 МПа соответственно

С целью определения влияния радиальных зазоров δ_1 и δ_2 между золотниками и седлами основного и дренажного клапанов на временные характеристики ЭПК проведены расчеты времени открытия при $Z = 1,82$ и давлениях на входе 4 и 8,5 МПа. Значения радиальных зазоров δ_1 и δ_2 выбраны, исходя из условия равенства площадей проходных сечений f_1 и f_2 между золотниками и седлами основного и дренажного клапанов. Тогда $f_1 = f_2 = f_{\delta}$, а $f_{\delta} \leq f_{\text{вх}}$.

Расчетная зависимость времени $\tau_{\text{по}}$ полного открытия основного клапана ЭПК от отношения площади проходных сечений f_{δ} к площади проходного сечения магистрали на входе $f_{\text{вх}}$ представлена на рис. 5.

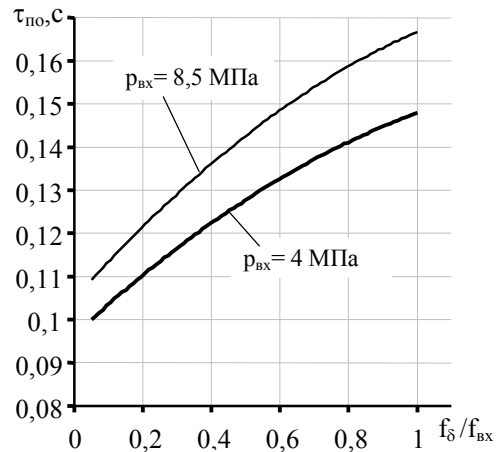


Рис. 5. Расчетная зависимость времени полного открытия $\tau_{\text{по}}$ основного клапана ЭПК от отношения $f_{\delta}/f_{\text{вх}}$

Анализируя результаты проведенных экспериментальных и расчетных исследований необходимо отметить, что с уменьшением диаметра магистрали на входе время открытия основного клапана $\tau_{\text{по}}$ увеличивается, независимо от давления на входе в электропневмоклапан. Также установлена существенная зависимость времени открытия от геометрического параметра Z , то есть от величин L_1 и L_2 золотников, которые определенным образом перекрывают проходные сечения основного и дренажного клапанов в момент срабатывания ЭПК. При изменении параметра Z от 0 до 1,82 время открытия ЭПК уменьшается в среднем в 2,4 раза при $d_{\text{вх}} = 0,004$ м и в 1,4 и 1,23 раза при $d_{\text{вх}} = 0,006$ и 0,01 м соответственно.

Выявлено существенное влияние величин радиальных зазоров δ_1 и δ_2 (отношение $f_{\delta}/f_{\text{вх}}$) между золотниками и седлами основного и дренажного клапанов на время открытия при выбранном значении геометрического параметра Z . При минимальном отношении $f_{\delta}/f_{\text{вх}}$ время открытия электропневмоклапана наименьшее. Исходя из этого, можно рекомендовать выбор минимальных значений зазоров δ_1 и δ_2 , которые могут быть применены по соображению технологичности сборки ЭПК.

Выводы

Таким образом, можно сделать вывод, что золотниковые элементы на основном и дренажном клапане с геометрическим параметром $Z = 1,4 \dots 1,82$, при заданных радиальных зазорах δ_1 и δ_2 между золотниками и седлами клапанов повышают быстродействие ЭПК в среднем в 1,23...2,4 раза. Также уменьшается зависимость времени открытия от сопротивления входной магистрали и, как следствие,

повышается надежность срабатывания электропневмоклапана.

Литература

1. Пат. 89948 Україна, МПК F 16K 32/02. Електроклапан [Текст] / Шнякін В.М., Конох В.І., Котрехов Б.І., Трояк А.Б., Бойко В.С., Івашиура А.В.; Дніпропетровськ. Заявник та патентовласник Державне підприємство «Конструкторське бюро «Південне» ім. М.К. Янгеля».- № а 2009 12002; заяв. 23.11.2009; друк. 26.03.2012, Бюл. №6. – 4 с.: іл.

2. Гутовский, М.В. Пособие по проектированию и расчету элементов систем авиационного электрооборудования [Текст] / М.В. Гутовский, В.Ф. Кориунов. – М.: Оборонгиз, 1962. – 166 с.

3. Ротерс, Г. Электромагнитные механизмы [Текст] / Г. Ротерс. – ГЭИ, 1949. – 523 с.

4. Беляев, Н.М. Расчет пневмогидравлических систем ракет [Текст] / Н.М. Беляев. – М.: Машиностроение, 1983. – 219 с.

5. Погорелов, В.И. Газодинамические расчеты пневматических приводов [Текст] / В.И. Погорелов. – Л.: Машиностроение, 1971. – 184 с.

Поступила в редакцию 25.03.2013, рассмотрена на редколлегии 10.04.2013

Рецензент: д-р техн. наук, начальник сектора В.С. Хорошилов, Государственное предприятие «Конструкторское бюро «Южное» им. М.К. Янгеля», Днепропетровск, Украина.

ПІДВИЩЕННЯ СТАБІЛЬНОСТІ СПРАЦЬОВУВАННЯ ЕЛЕКТРОПНЕВМОКЛАПАНА З ПОСИЛЕННЯМ У СИСТЕМІ ЗІ ЗБІЛЬШЕНИМ ГІДРАВЛІЧНИМ ОПОРОМ НА ВХОДІ

В.С. Бойко, В.І. Конох

Досліджено динамічні характеристики електропневмоклапана з посиленням, призначеного для застосування в пневмосистемах РРД зі збільшеним гідравлічним опором у магістралі на вході. Проведено експериментальні й розрахункові дослідження вдосконаленої конструкції ЕПК. Для підвищення надійності спрацьовування електропневмоклапана й поліпшення його динамічних характеристик у ньому за допомогою двох золотників організовано перекриття ходів основного й дренажного клапанів. Показано визначальний вплив безрозмірного параметру перекриття сідел на час відкриття. Результати розрахунків підтверджені результатами експериментів.

Ключові слова: рідинний ракетний двигун, електропневмоклапан, золотник, час спрацьовування, електромагніт, експериментальні дослідження, розрахункові дослідження.

INCREASE OF STABILITY OF ACTUATION OF ELECTROPNEUMATIC VALVE WITH AMPLIFICATION IN A SYSTEM WITH INCREASED INLET HYDRAULIC FRICTION

V.S. Boiko, V.I. Konoh

Dynamic characteristics of electropneumatic valve with amplification used in pneumatic systems of liquid-propellant rocket engines with increased pipeline inlet hydraulic friction were studied. Experimental and analytical researches for advanced EPV design were conducted. To enhance reliability of electropneumatic valve actuation and improve its dynamic characteristics covering of main and vent valves seats was provided in the valve by means of two slide-valves. Determinating effect of seats covering dimensionless parameter on valve opening time was demonstrated. Calculation results were proved by test results.

Key words: liquid-propellant rocket engine, electropneumatic valve, slide-valve, actuation time, electromagnet, experimental research, analytical research.

Бойко Васильй Станиславович – ведущий инженер-конструктор отдела агрегатов автоматики ЖРД ГП «КБ «Южное»», Днепропетровск, Украина, e-mail: info@yuzhnoye.com.

Конох Владимир Иванович – канд. техн. наук, начальник отдела агрегатов автоматики ЖРД ГП «КБ «Южное»», Днепропетровск, Украина, e-mail: info@yuzhnoye.com.