

УДК 621.646.2-523-525:621.45

Канд. техн. наук В. И. Конох, канд. техн. наук В. С. Бойко, А. Б. Трояк, А. В. Ивашура

ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫЕ КЛАПАНЫ РАЗРАБОТКИ КБ ЖИДКОСТНЫХ РАКЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ГП «КБ «ЮЖНОЕ»

В пневмогидравлических системах жидкостных ракетных двигателей и энергетических установок нашли широкое применение электромагнитные клапаны, которые позволяют упростить пневмогидравлические системы и обеспечить многократное включение жидкостного ракетного двигателя. Конструкции электромагнитных клапанов разработки ГП «КБ «Южное» выполнены по двум основным схемам – прямого и непрямого действия. В электромагнитных клапанах прямого действия запорный орган открывает (закрывает) проходное сечение усилием, развиваемым электромагнитом. Они получили распространение в пневмогидравлических системах с давлением рабочего тела ~8,5 МПа, конструктивно просты и имеют высокое быстродействие (0,001...0,05 с). В электромагнитном клапане с усилением якорь электромагнита связан с управляющим клапаном, а перемещение основного запорного органа осуществляется за счет усилия от перепада давления рабочего тела на нем. Они применяются в диапазоне рабочих давлений 0,5...56 МПа, при этом время срабатывания составляет 0,025...0,15 с. Для блока маршевого двигателя IV ступени европейской ракеты-носителя Vega, имеющего вытеснительную систему подачи компонентов топлива, разработан электрогидроклапан с усилением и дренажом. Зависимость быстродействия этого электрогидроклапана от длины магистрали на выходе максимально снижена за счет установки в выходном штуцере сопла Вентури. Данный электрогидроклапан работоспособен до давления 8 МПа, время срабатывания – 0,08...0,12 с. Современные газореактивные системы ориентации и стабилизации космических аппаратов используют в качестве движителей электромагнитные клапаны с соплами, тяга которых, как правило, не более 30 Н и давление рабочего тела до 24 МПа. На ГП «КБ «Южное» для газореактивной системы 15Б36 разработан электропневмоклапан с усилением и соплом, который работоспособен до давления 45 МПа, обеспечивает частоту срабатывания до 10 Гц и способен создать тягу 100 Н на газообразном аргоне. Для решения задачи снижения зависимости работоспособности и быстродействия электромагнитных клапанов с дренажом и усилением от геометрии магистралей, в которых он установлен, разработан электропневмоклапан, имеющий золотниковые элементы, обеспечивающие надежное и быстрое срабатывание с длинными входными магистралями диаметром 0,004 м. Масса его в 2...2,5 раза меньше массы аналогов. В последнее время ГП «КБ «Южное» разрабатывает апогейный жидкостный ракетный двигатель РД840 с тягой 400 Н, для условий которого разработан и прошел отработку электрогидроклапан прямого действия с характеристиками: давление – до 2,15 МПа, потребляемая мощность на режиме – менее 7,1 Вт, время срабатывания – не более 0,02 с, масса – 0,19 кг. Приведенные электромагнитные клапаны по своим техническим и эксплуатационным характеристикам отвечают самым высоким мировым требованиям и нашли широкое применение в жидкостных ракетных двигателях и энергетических установках.

Ключевые слова: электрогидроклапан, электропневмоклапан, пневмогидравлическая система, электромагнитный клапан прямого действия, электромагнитный клапан с усилением, время срабатывания.

У пневмогидравлічних системах рідинних ракетних двигунів і енергетичних установок широко застосовують електромагнітні клапани, які дозволяють спростити пневмогидравлічні системи та забезпечити багаторазове увімкнення рідинних ракетних двигунів. Конструкції електромагнітних клапанів розроблення ДП «КБ «Південне» виконано за двома основними схемами – прямої і непрямої дії. В електромагнітних клапанах прямої дії запірний орган відкриває (закриває) прохідний переріз зусиллям, що розвиває електромагніт. Вони набули поширення в пневмогидравлічних системах з тиском робочого тіла ~8,5 МПа, конструктивно прості та мають високу швидкодію (0,001...0,05 с). В електромагнітних клапанах з підсиленням якорь електромагніта зв'язаний з керуючим клапаном, а переміщення основного запірного органа відбувається за рахунок зусилля від перепаду тиску робочого тіла на ньому. Їх застосовують у діапазоні робочих тисків 0,5...56 МПа, при цьому час спрацьовування становить 0,025...0,15 с. Для блока маршевого двигуна IV ступеня європейської ракети-носія Vega, що має витіснявальну систему подачі компонентів палива, розроблено електрогидроклапан з підсиленням і дренажем. Залежність швидкодії цього електрогидроклапана від довжини магистралі на виході максимально знижено за рахунок установлення у вихідному штуцері сопла Вентури. Цей електрогидроклапан працездатний до тиску 8 МПа, час спрацьовування – 0,08...0,12 с.

Сучасні газореактивні системи орієнтації і стабілізації космічних апаратів використовують як рушії електромагнітні клапани із соплами, тяга яких, як правило, не більше 30 Н і тиск робочого тіла до 24 МПа. На ДП «КБ «Південне» для газореактивних систем 15Б36 розроблено електропневмоклапан з підсиленням і соплом, який працює до тиску 45 МПа, забезпечує частоту спрацьовування до 10 Гц і здатний створити тягу 100 Н на газоподібному аргоні. Для вирішення завдання зниження залежності працездатності та швидкодії електромагнітних клапанів із дренажем і підсиленням від геометрії магістралей, у яких його встановлено, розроблено електропневмоклапан, що має золотникові елементи, які забезпечують надійне та швидке спрацьовування з довгими вхідними магістралями діаметром 0,004 м. Маса його у 2...2,5 рази менша маси аналогів. На цей час на ДП «КБ «Південне» розробляють апогейний рідинний ракетний двигун РД840 з тягою 400 Н, для умов якого розроблено і пройшов відпрацювання електрогідроклапан прямої дії з характеристиками: тиск – до 2,15 МПа, споживана потужність на режимі – менше 7,1 Вт, час спрацьовування – не більше 0,02 с, маса – 0,19 кг. Наведені електромагнітні клапани за своїми технічними й експлуатаційними характеристиками відповідають найвищим світовим вимогам і їх широко застосовують у рідинних ракетних двигунах та енергетичних установках.

Ключові слова: електрогідроклапан, електропневмоклапан, пневмогідролічна система, електроклапан прямої дії, електроклапан з підсиленням, час спрацьовування.

In the pneumohydraulic systems of liquid rocket engines and propulsion systems, electromagnetic valves that allow making the pneumohydraulic systems more simple and ensuring multiple ignition of liquid rocket engines have found wide application. The Yuzhnoye-developed electromagnetic valves are designed according to two schemes – of direct and indirect action. In the direct-action electromagnetic valves, the shutting-off device opens (closes) the throat with the force developed by electric magnet. They have gained acceptance in the pneumohydraulic systems with the working medium pressure of ~8.5 MPa, they are of simple design and have high operating speed (0.001...0.05 s). In the electromagnetic valves with amplification, the electromagnet armature is connected with control valve and the main shutting-off device moves due to the force from working medium pressure drop on it. They are used in the operating pressure range of 0.5...56 MPa, at that, the action time is 0.025...0.15 s. For the European Vega launch vehicle fourth stage main engine assembly that has pressure propellant feeding system, the electrohydraulic valve with amplification and drainage was developed. The dependence of this electrohydraulic valve high speed from the line's output length is decreased to the maximum due to the installation of Venturi nozzle at the output connecting branch. This electrohydraulic valve is operable at the pressure below 8 MPa, the action time is 0.08...0.12 s. The present-day spacecraft gas-jet orientation and stabilization systems use as propulsion devices the electromagnetic valves with nozzles whose thrust is, as a rule, not more than 30 N and the working medium pressure is up to 24 MPa. Yuzhnoye State Design Office developed for 15B36 gas-jet system the electropneumatic valve with amplification and nozzle, which is operable at the pressure below 45 MPa, ensures the action frequency of up to 10 Hz and is capable of creating the thrust of 100 N on gaseous argon. To solve the task of decreasing the dependence of operability and high speed of electromagnetic valves with drainage and amplification on geometry of lines in which a valve is installed, the electropneumatic valve was developed that has spool elements ensuring reliable and quick action with long input lines of 0.004 m diameter. Its mass is 2...2.5 times lower than the mass of analogs. Recently, Yuzhnoye State Design Office develops the apogee RD840 LRE with 400 N thrust, for the conditions of which the direct-action electrohydraulic valve was developed and tested with the following characteristics: pressure - up to 2.15 MPa, consumed power in operation mode - less than 7.1 W, action time – not more than 0.02 s, mass - 0.19 kg. The presented electromagnetic valves by their technical and operational characteristics meet the highest world requirements and have found wide utility in liquid rocket engines and propulsion systems.

Key words: electrohydraulic valve, electropneumatic valve, pneumohydraulic system, direct-action electric valve, electric valve with amplification, action time.

Введение

Конструкторское бюро жидкостных ракетных двигателей (КБ-4) Государственного предприятия «Конструкторское бюро «Южное» им. М. К. Янгеля» является ведущим предприятием отрасли по разработке и отработке агрегатов автоматики жид-

костных ракетных двигателей (ЖРД) и энергетических установок (ЭУ).

За 60-летний период КБ-4 разработало и изготовило 35 типов электроклапанов для более чем 19 двигателей и энергетических установок. Основные технические характеристики некоторых из них представлены в таблице.

Технические характеристики электромагнитных клапанов

Характеристика	ЖРД или ЭУ							
	15Б36	Л905	15Д373	11Д513	VG143	РД809К	11Д513	РД840
Рабочее тело	Аргон	СО ₂ жидкий	Пронит	О ₂ жидкий	АТ, НДМГ	Газ	Керо- син	АТ, НДМГ
Условный диаметр проходного сечения, мм	4	4	8...14	4	10	4	10	3
Время срабатывания, с	0,05	0,015	0,06	0,1	0,08	0,05	0,05	0,02
Рабочее напряжение, В	24...32				24...32 (12...18)	24...32		32...36 (12...18)
Потребляемая мощность, Вт	34	20	35	65	36 (11,2)	36	49	28,5 (7,1)
Давление рабочего тела, МПа	10...56	7,3	2...24	0,62	1...6,5	1...32	3,5	3
Расход рабочего тела, кг/с	–	–	0,25...1,9	0,06	1	–	0,35	0,08
Тяга сопла, Н	100	20	–	–	–	–	–	–
Ресурс по количеству срабатываний	10000	14000	1000	400	1000	500	400	51000
Масса, кг	1,2	0,2	0,4...0,6	1,5	0,7	0,4	1	0,19

Обзор типов и конструкций электромагнитных клапанов

Работоспособность ЖРД во многом определяется надежным функционированием его отдельных систем, узлов и агрегатов. Одной из важных и трудных задач, возникающих при создании ЖРД, является обеспечение надежного запуска и останова, что во многом определяет его работоспособность и надежность. Циклограмма работы агрегатов автоматики, скорость их открытия и закрытия, законы изменения расходов и гидравлического сопротивления, а также герметичность – все это входит в число факторов, определяющих надежность двигателя.

Одними из важных агрегатов в пневмогидравлической системе (ПГС) ЖРД являются электромагнитные клапаны (ЭК). Они используются для подачи компонентов топлива в камеру двигателя и газогенератор (для ЖРД низкой и средней тяг) и управляющего газа при приведении в действие основных клапанов ЖРД (для двигателей средних и больших тяг), предпусковых и послепусковых продувок, при эжектировании полостей двигателя перед заправкой их компонентами топлива, для наддува пусковых бачков или создания управляющих усилий в газореактивных системах ориентации и стабилизации. Также ЭК являются

одними из основных агрегатов двигателя, обеспечивающих его многократное включение, позволяющее существенно сократить затраты на отработку двигателя благодаря многократным испытаниям его на огневом стенде без демонтажа и переборок.

Требования, предъявляемые к ЭК, определяются характером их работы и условиями эксплуатации. Электроклапаны должны обеспечивать требуемые характеристики, такие как расход рабочего тела при минимальных гидравлических потерях, герметичность запорных элементов и высокое быстродействие. При этом они должны иметь минимальную массу и энергопотребление, простую конструкцию, а также должны работать в широком диапазоне давлений и температур в условиях вибраций и перегрузок.

Диапазон рабочих давлений и потребный расход рабочего тела определяют компоновочную схему электроклапана. В системах подачи рабочих тел ЖРД нашли широкое применение электроклапаны двух основных схем – прямого и непрямого (с усилением) действия.

В ЭК прямого действия запорный орган открывает (закрывает) проходное сечение усилием, развиваемым электромагнитом. Запорные клапаны получили распространение в ПГС с давлением рабочего тела около

8,5 МПа и расходами до 0,35 кг/с. Клапаны конструктивно просты и имеют высокое быстродействие (0,001...0,05 с). Однако для работы при более высоких давлениях и потребных расходах рабочего тела резко возрастают габариты и масса электромагнита, ухудшаются временные характеристики, растут энергопотребление и потери давления. Так, для снижения потерь давления необходимо увеличение диаметра седла и хода клапана. Это приводит к росту потребного усилия электромагнита и, как следствие, к повышению его массы и ухудшению быстродействия.

В ЭК с усилением якорь электромагнита связан с управляющим клапаном, а перемещение основного запорного органа осуществляется за счет усилия от перепада давления рабочего тела. ЭК с усилением работоспособны в широких диапазонах рабочих давлений 0,5...56 МПа и расходов рабочего тела до 2 кг/с, что является основным их преимуществом. При этом время срабатывания составляет 0,025...0,15 с.

При определенных параметрах управляющих потоков рабочего тела массово-габаритные характеристики ЭК прямого действия и с усилением могут быть подобными. Однако при прочих равных условиях ЭК с усилением имеют потери давления и энергопотребление в два-три раза меньше, чем ЭК прямого действия, но они конструктивно более сложны, имеют меньший ресурс и ярко выраженную зависимость динамических характеристик от параметров магистралей. Кроме того, ЭК с усилением существенно дороже в изготовлении и отработке.

В КБ-4 разработан и внедрен целый ряд ЭК как прямого действия, так и с усилением.

Для блока маршевого двигателя (БМД) VG143 европейской ракеты-носителя Vega разработан электрогидроклапан (ЭГК) с усилением, который предназначен для подачи компонентов топлива в камеру сгорания.

Блок маршевого двигателя входит в жидкостную двигательную установку управляющего модуля AVUM четвертой ступени ракеты-носителя Vega и является однокамерным ЖРД многократного включения, с вытеснительной системой подачи компонентов топлива, тягой 2,5 кН.

Основными требованиями, предъявляемыми при создании БМД, являлись:

- высокий удельный импульс при вытеснительной системе подачи компонентов топлива;
- многократность запуска двигателя в условиях невесомости и воздействия неблагоприятных факторов открытого космоса;
- минимальная масса конструкции;
- высокие эксплуатационные свойства двигателя, заключающиеся в возможности очистки всех узлов и агрегатов от ядовитых компонентов топлива после огневых контрольно-технологических испытаний;
- высокая надежность двигателя.

Эти параметры БМД определяли высокие требования к агрегатам автоматики.

Двигатели верхних ступеней РН и разгонных блоков с тягой до 5 кН, как правило, имеют вытеснительную систему подачи топлива. Это приводит к росту массы двигательной установки из-за утяжеления баков, которые находятся под высоким давлением 2...4 МПа. В свою очередь, давление наддува баков определяет значение давления в камере сгорания, что в большой степени влияет на удельный импульс двигателя.

Таким образом, для повышения давления в камере двигателя при заданном давлении в топливных баках необходимо добиться минимальных потерь давления в магистральных, узлах и агрегатах системы питания двигателя. Это предъявляет жесткие конструктивные требования в первую очередь к пуско-отсечным клапанам подачи компонентов топлива в камеру двигателя. Клапаны должны иметь минимальные и стабильные потери давления в рабочем диапазоне давлений и расходов.

Также многократный запуск и останов двигателя обеспечивается за счет срабатывания пуско-отсечных клапанов, и их надежность во многом определяет надежность двигательной установки. Использование электрогидроклапанов по сравнению с агрегатами других типов имеет значительные преимущества:

- существенно упрощается ПГС двигателя, что приводит к повышению надежности;
- снижается масса двигателя.

Однако для реализации преимуществ, которые дает применение ЭГК, необходимо решить ряд технических задач.

Так, при входных давлениях до 6,5 МПа и расходе компонентов топлива до 0,52 кг/с применение конструктивно простого ЭГК прямого действия неприемлемо из-за высокого энергопотребления, большой массы (более 1 кг) и потерь давления (0,3...0,5 МПа). Для данных значений давления и расхода целесообразно применение ЭГК с усилением, который лишен вышеуказанных недостатков.

Особенностью компоновочной схемы таких двигателей является значительная длина магистралей от клапанов до камеры двигателя (по линии окислителя – 1 м) и необходимость дренажа компонентов из тракта камеры после останова. Это существенно влияет на динамические характеристики ЭГК с усилением и стабильность его срабатывания.

Существующие ЭГК с усилением аналогичного назначения, как правило, устанавливаются непосредственно на камере, и они не выполняют функцию дренажа компонентов (например, ЭГК 6РТ200, НИИМаш, Россия). Более того, по совокупности требований в части перепадных, динамических и весовых характеристик, предъявляемых к ЭГК с усилением и дренажом, аналогов в отрасли не существовало. В КБ-4 решена эта сложная инженерная задача и создан ЭГК, который работоспособен в диапазоне рабочих давлений до 8 МПа, имеет массу не более 0,65 кг и обеспечивает номинальный расход рабочего тела до 0,537 кг/с. При этом потери давления на ЭГК не превышают 0,075 МПа, а время открытия и закрытия – не более 0,08 и 0,12 с во всем диапазоне рабочих давлений.

Работает электрогидроклапан следующим образом (рис. 1).

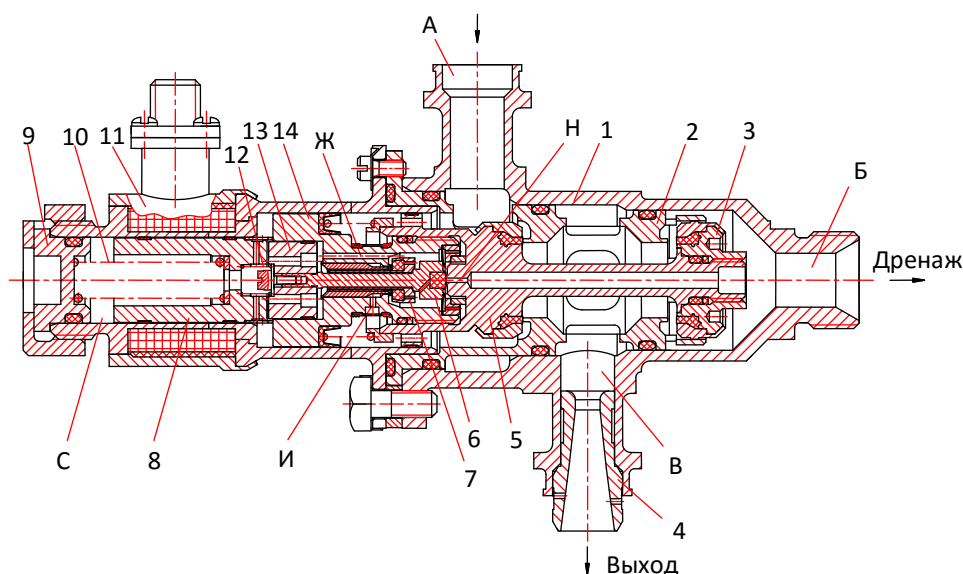


Рис. 1. Электрогидроклапан БМД VG143:

- 1 – корпус; 2 – направляющая; 3 – дренажный клапан; 4 – сопло Вентури;
 5 – основной клапан; 6, 7 – управляющие клапаны; 8 – стоп; 9 – заглушка; 10, 12 – пружины;
 11 – электромагнит; 13 – якорь, 14 – поршень; А, Б, В, С – входная, дренажная, выходная
 и управляющая полости соответственно; Н, И, Ж – каналы

В обесточенном состоянии управляющий клапан 6 усилием пружины 12 и давлением рабочего тела прижат к седлу канала дренажа Н. Полость С сообщена со входной полостью А через каналы Ж и И, и давление в ней равно входному. Основным запорным органом – клапан 5 усилием пружины 10 и давлением во входной А и управляющей С полостях прижат к седлу направляющей 2, входная полость А и вы-

ходная полость В разобщены. В то же время выходная полость В сообщена с дренажной полостью Б.

При подаче напряжения на обмотку электромагнита 11 якорь 13 притягивается к стопу 8. При этом связанный с якорем управляющий клапан 6 отходит от седла канала дренажа Н и перемещает управляющий клапан 7 до посадки его на седло поршня 14 – поступление рабочего тела из

входной полости А в дренажную полость С через каналы Ж и И прекращается. Полость С через канал дренажа Н сообщается с дренажной полостью Б, и давление в ней падает до значения, равного давлению в дренажной полости. Под действием возникшего перепада давлений между входной А и управляющей С полостями поршень 14 с основным запорным органом (клапаном 5), с управляющими клапанами 6, 7 и стопом 8 перемещается в сторону заглушки 9 до посадки клапана 3 на седло дренажа направляющей 2. Входная полость А сообщается с выходной В, а выходная В и дренажная Б полости разобщаются.

При снятии напряжения с обмотки электромагнита 11 якорь 13 под действием усилия пружины 12 отходит от стопа 8. Связанный с якорем 13 управляющий клапан 6 перекрывает канал дренажа Н основного клапана 5, а управляющий клапан 7 отходит от седла поршня 14. Давление в полости С становится равным давлению во входной полости А. Перепад давлений, удерживающий основной клапан 5 в открытом положении, исчезает, и под действием усилий пружины 10 и перепада давлений на клапанах 3 и 5 основной запорный орган садится на седло направляющей 2, а клапан дренажа 3 отходит от седла направляющей 2. Входная А и выходная В полости разобщаются, а выходная полость В сообщается с дренажной полостью Б.

При разработке ЭГК выполнен большой объем экспериментальных и расчетных исследований, позволивших создать ЭГК с заданными характеристиками. Среди многих решенных проблем необходимо выделить задачу обеспечения стабильности срабатывания клапана в гидравлической системе двигателя. Так, в процессе экспериментальной отработки ЭГК установлена существенная зависимость времени открытия от объема магистрали на выходе. После подачи напряжения на электромагнит давление в управляющей полости С снижается до значения, при котором выполняется равенство и основной клапан ЭГК начнет открываться (рис. 2):

$$p_{\text{вх}} \cdot (F_2 - F_1) + p_{\text{вых}} \cdot (F_1 - F_4) + p_{\text{др}} \cdot F_3 \geq p_{\text{уп}} \cdot F_2 + p_2 \cdot (F_3 - F_4) + R_{\Sigma},$$

где $p_{\text{вх}}$, $p_{\text{вых}}$, $p_{\text{уп}}$, $p_{\text{др}}$ – давление на входе, в выходной, управляющей и дренажной полостях ЭГК соответственно; F_1 , F_2 , F_3 , F_4 – площадь седла основного клапана, поршня, дренажного клапана и штока соответственно; R_{Σ} – сумма сил, противодействующих движению клапана (сила трения, усилие пружин, гидродинамическая сила и др.).

При этом через ЭГК идет значительный расход рабочего тела, что приводит к падению давления $p_{\text{вх}}$ на входе А и, как следствие, замедлению движения основного клапана. Увеличение скорости движения клапана происходит после повышения давления $p_{\text{вых}}$ в выходной полости В, т. е. 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 $p_{\text{вых}}$ происходит только после заполнения выходного трубопровода рабочей жидкостью. Следовательно, время открытия основного клапана ЭГК в значительной мере зависит от объема трубопровода на выходе. Установлено, что 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.

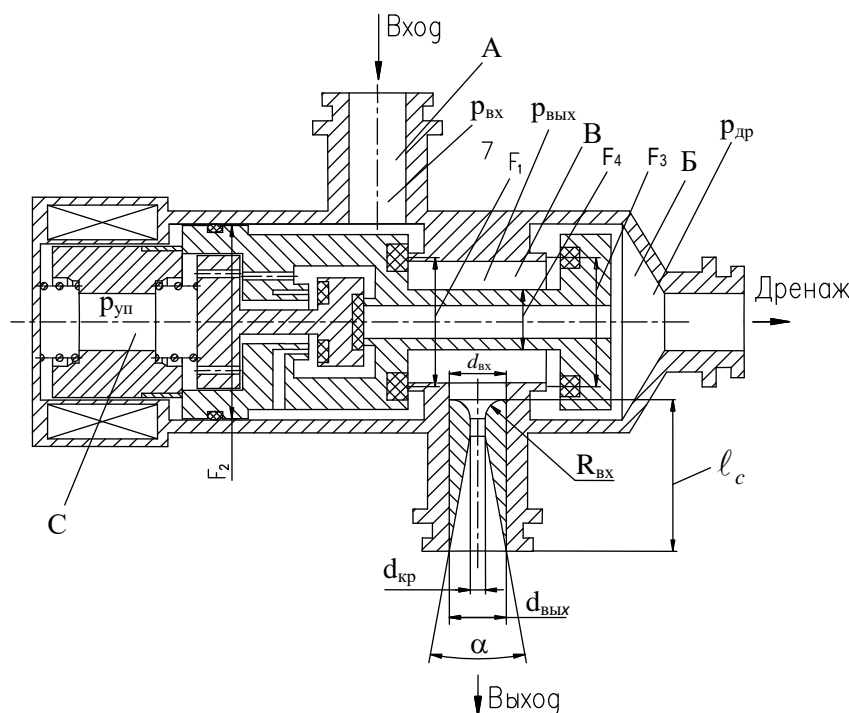


Рис. 2. Расчетная схема электрогидроклапана с усилением:

А, Б, В, С – входная, дренажная, выходная и управляющая полости ЭГК соответственно;
 $d_{кр}$ – 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

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 ЭГК была составлена его математическая модель и проведены расчетные исследования [2]. Время открытия ЭГК определялось при ряде фиксированных значений объемов трубопровода на выходе. При этом диаметр критического сечения сопла Вентури изменялся от $2 \cdot 10^{-3}$ м 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.

Для достижения минимального времени открытия клапана необходимо уменьшать диаметр критического сечения сопла Вентури. С другой стороны, предъявляются определенные ограничения на значение 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 бы стабильным и не превышало заданных значений.

На рис. 3 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.

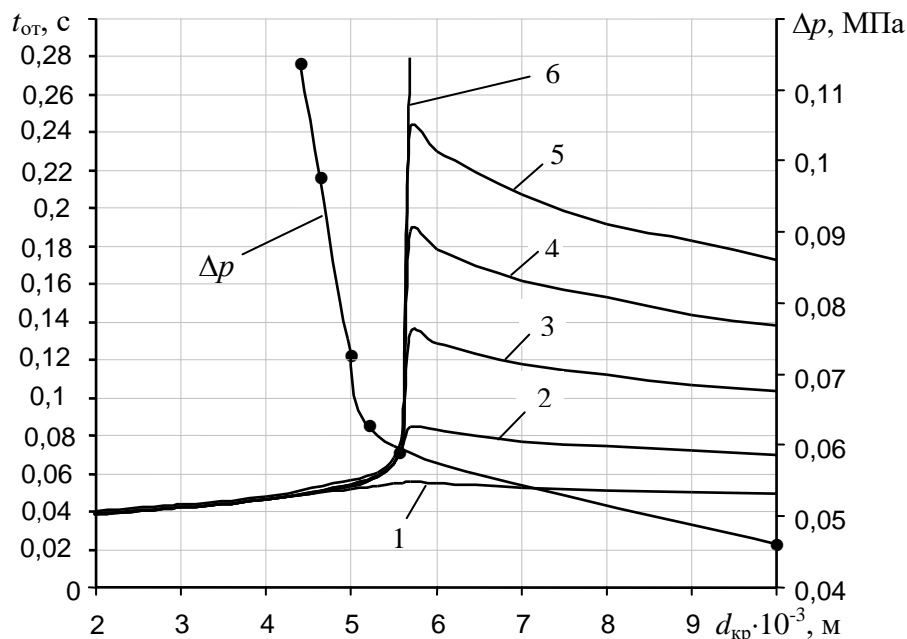


Рис. 3. Расчетные зависимости времени открытия $t_{от}$ ЭГК при различных объемах трубопровода на выходе $V_{вых}$ и потерях давления Δp на ЭГК с соплом Вентури от диаметра критического сечения сопла $d_{кр}$:

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

В результате расчетов был определен оптимальный диаметр критического сечения сопла Вентури в конструкции ЭГК – 0,0053 м. При этом время открытия ЭГК не зависит от объема трубопровода на выходе и не превышает 0,08 с, а гидравлическое сопротивление – не более 0,065 МПа.

К особенностям конструкции электрогидроклапана следует отнести:

1. Электрогидроклапан выполнен в виде модуля, устанавливаемого в корпус, который приварен к трубопроводам питания камеры двигателя компонентами топлива. Такое техническое решение позволило устанавливать автономно испытанный товарный модуль ЭГК на заключительной стадии изготовления двигателя, т. е. после проведения огневых контрольно-технологических испытаний (КТИ) и очистки полостей двигателя от остатков компонентов топлива. Таким образом, повышается надежность двигателя за счет того, что все технологические операции (пневматические испытания, гидравлические проливы, огневые КТИ и послепусковая обработка двигателя) проводятся с технологическим ЭГК.

2. Для обеспечения требуемой герметичности седла главного, дренажного и управляющих клапанов ЭГК имеют специальную

форму, а управляющий клапан 6 закреплен на мембране, что исключает его смещение в радиальном направлении и тем самым гарантирует стабильно высокий уровень герметичности. Обеспечение заданной герметичности при посадке управляющего клапана 7 на седло поршня 14 достигнуто за счет применения специальной технологии обработки уплотнительных поверхностей и сборки ЭГК. Достигнут уровень негерметичности в рабочем диапазоне давлений (при испытаниях воздухом) – 0,001...0,1 см³/с.

3. Впервые реализовано техническое решение, позволяющее исключить влияние объема выходной магистрали на время срабатывания ЭГК. Для этого на выходе из ЭГК установлено сопло Вентури с определенными геометрическими параметрами, которое обеспечивает стабилизацию времени открытия клапана в рабочем диапазоне давлений.

4. С целью уменьшения нагрева, габаритов электромагнита и потребляемой электрической мощности на обмотку подается сформированный сигнал: на время срабатывания клапана подается рабочее напряжение, а затем, после его открытия (через ≈0,3 с), напряжение понижается в два раза.

5. За счет того, что все подвижные элементы клапана перемещаются на фторопластовых кольцах, которые имеют низкий коэффициент трения и исключают выделение частиц в парах трения, достигнут ресурс 1000 срабатываний на жидкости без заметного износа деталей клапана.

Электрогидроклапан блока маршевого двигателя VG143 является одним из лучших по массово-габаритным, динамическим и эксплуатационным характеристикам в классе клапанов непрямого действия с дренажом. Технические решения, реализованные при создании ЭГК, защищены патентом Украины на изобретение и подтверждены надежной работой БМД при эксплуатации европейской ракеты-носителя Vega.

Современные газореактивные системы ориентации и стабилизации космических аппаратов используют в качестве движителей электропневмоклапаны (ЭПК) с соплами. Как правило, такие двигательные установки имеют тягу не более 10...30 Н, а электроклапаны обеспечивают работоспособность при рабочих давлениях до 24 МПа. Однако для решения ряда задач по управлению изделием необходима тяга на уровне 100 Н. Это ведет к увеличению давления рабочего тела и его расхода и, как следствие, к росту массы клапанов и двигательной установки.

Для решения этих задач разработана газореактивная двигательная установка (ГРДУ), которая предназначена для управления боевым блоком на внеатмосферном участке полета. ГРДУ состояла из двигателей системы управления, ориентации и стабилизации (СУОС) и блока стабилизации и переворотов большой тяги для управления по каналу крена на атмосферном участке полета.

СУОС включала в себя десять газореактивных сопел и пневмоблок с рабочим телом. В качестве рабочего тела системы был выбран тяжелый инертный газ (аргон) высокого давления.

Основной особенностью двигательной установки являлись применение рабочего тела с давлением до 45 МПа и необходимость выдачи управляющих импульсов до 10 Гц для эффективного управления изделием.

Проработка облика двигательной установки показала, что требуемые параметры СУОС по массово-энергетическим характеристикам обеспечиваются за счет применения быстродействующих, большегабаритных ЭПК. Однако создание большегабаритного ЭПК высокого давления является сложной инженерной задачей, требующей проведения трудоемких экспериментальных исследований и расчетов, а также применения новых конструктивных решений. В КБ-4 данная задача решена, и для газореактивной двигательной установки 15Б36 был создан не имеющий аналогов ЭПК с соплом, рабочим телом которого является аргон.

Созданный ЭПК (рис. 4) работоспособен при давлении на входе до 45 МПа, обеспечивает частоту срабатывания до 10 Гц и создает тягу 100 Н.

Работает ЭПК следующим образом. При подаче электрического сигнала на электромагнит 2 якорь 3 вместе с разгрузочным клапаном 4, преодолевая усилие от пружины 1 и давления на неразгруженную площадь седла основного клапана 5, перемещается до упора в стоп электромагнита 2. Управляющий канал А открывается, и управляющая полость Б электромагнита сообщается с выходом. Давление в полости Б понижается и при перепаде давлений между входной и управляющей полостями, достаточном для преодоления усилия от давления на неразгруженную площадь основного клапана 5, последний перемещается до упора в стакан 7. Основным клапан открывается – и рабочее тело поступает к соплу 8, при истечении газа из которого создается сила тяги. В открытом положении основной клапан удерживается за счет перепада давления между входной и управляющей полостями. При снятии электрического сигнала с электромагнита 2 якорь 3 вместе с разгрузочным клапаном 4 под действием пружины 1 отходит от стопа электромагнита и перекрывает управляющий канал основного клапана 5. Давление в управляющей полости выравнивается с входным, при этом основной клапан под действием усилия пружины 1 перемещается до упора в седло, перекрывая основное проходное сечение.

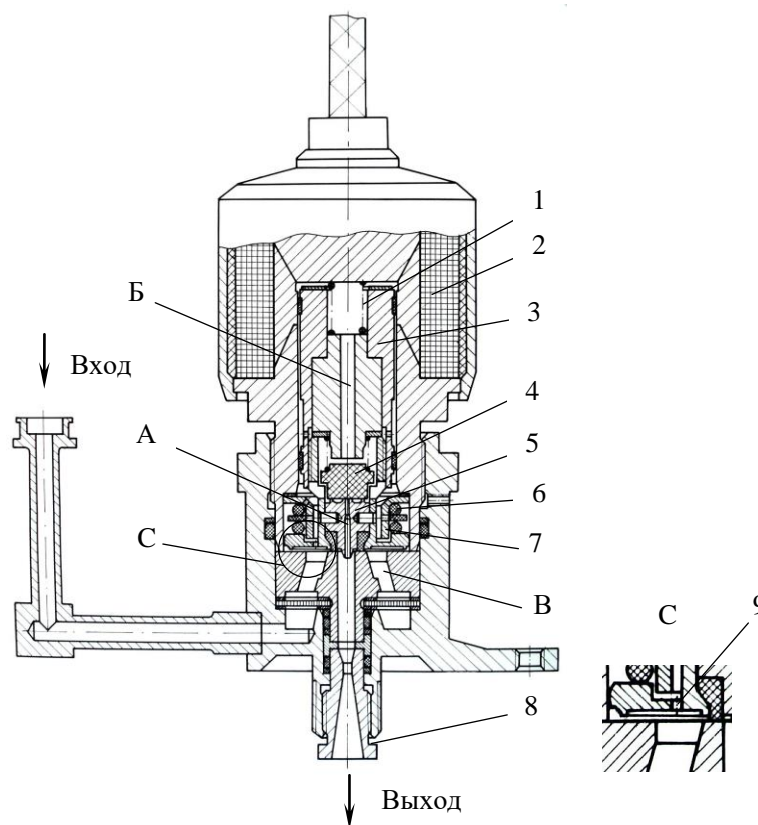


Рис. 4. Электропневмоклапан с соплом газореактивной системы:
 1 – пружина; 2 – электромагнит; 3 – якорь; 4 – разгрузочный клапан; 5 – основной клапан;
 6 – резиновое кольцо; 7 – стакан; 8 – сопло; 9 – жиклер; А – управляющий канал;
 Б – управляющая полость; В – входная полость

Особенности конструкции ЭПК:

1. Высокая степень герметичности основного клапана обеспечивается выступанием по плоской поверхности относительно металла уплотнения из фторопласта ФТ-4.

2. Для исключения износа пар трения при большом количестве срабатываний якорь установлен на фторопластовых кольцах без непосредственного контакта металлических направляющих. За счет этого обеспечен ресурс более 7000 срабатываний.

3. Для повышения быстродействия применено техническое решение основного клапана в виде тарели, перемещающейся в стакане корпуса. В тарели выполнен жиклер 9, площадь которого выбрана такой, чтобы она была на определенное значение меньше площади проходного сечения управляющего канала в седле тарели. Во включенном состоянии ход клапана больше хода тарели, и в открытом положении между ними имеется зазор. Из управляющей полости происходит истечение газа, которое компенсируется поступлением газа че-

рез жиклер. В результате этого на тарели появляется перепад давлений, усилием от которого она открывается и удерживается в открытом положении. Таким образом, динамика ЭПК определяется параметрами проточного тракта, в частности соотношением площадей жиклера и управляющего канала в седле тарели.

Конструктивные и технические решения, реализованные при создании высокорасходного ЭПК, подтверждены как при автономных испытаниях, так и в составе ГРДУ при летных испытаниях.

Современные жидкостные ракетные двигатели включают в себя пневматические блоки, в которых ЭПК управляют подачей и последующим сбросом в дренаж сжатого газа из управляющих полостей клапанов, реализуют предпусковые и послепусковые продувки полостей двигателя, а также решают другие задачи. Как правило, в двигателях применяются ЭПК унифицированной серии «АУ», которые имеют невысокое быстродействие и большую массу. Невысокое

быстродействие ЭПК данного типа объясняется влиянием геометрии магистралей на характеристики ЭПК, а иногда и на работоспособность. Так, уменьшение диаметра и увеличение длины магистрали на входе (или повышение гидравлического сопротивления) приводят 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 идет увеличенный расход рабочего тела, что приводит к резкому падению давления на входе. Из-за гидравлического сопротивления входной магистрали восстановление давления на входе происходит с некоторой задержкой, и движение основного клапана замедляется, что приводит к увеличению времени открытия ЭПК.

Так как в состав пневмоблока двигателя наряду с другими узлами и агрегатами входят от пяти до девяти ЭПК с магистралями на входе и выходе, снижение их массы приводит к существенному уменьшению массы всего пневмоблока.

Анализ потребных расходов газа для заданного функционирования двигателя показал, что эквивалентный диаметр магистралей управления пневмоклапанами может быть уменьшен с 0,01...0,012 до 0,004...0,006 м. Однако экспериментально установлено, что существующие ЭПК унифицированной серии «АУ», применяемые в двигателях разработки КБ «Южное» и НПО «Энергомаш» (Россия), не работоспособны в схеме пневмоблока с диаметром питающих магистралей 0,004...0,006 м.

Для решения этой задачи в КБ-4 разработан и прошел экспериментальную отработку ЭПК (рис. 5), в конструкции которого реализованы технические решения, обеспечивающие работоспособность клапана независимо от параметров пневматической системы, в которую он установлен.

ЭПК предназначен для управления подачей и последующим сбросом в дренаж сжатого газа из управляющих полостей клапанов перспективного двигателя РД809К

и работает следующим образом. При подаче электрического сигнала на катушку электромагнита 5 якорь 7 притягивается к стопу 6 и перемещает управляющий клапан 9, открывая проходное сечение канала дренажа 10 и перекрывая впускное седло 8. Давление в управляющей полости Д падает, и основной клапан 11 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 электромагнитная сила падает и проходное сечение канала дренажа 10 перекрывается управляющим клапаном 9, давление во входной А и управляющей Д полостях выравнивается, а основной клапан 11 под действием пружины 4 перемещается, перекрывая проходное сечение ЭПК и сообщая выходную полость С с дренажной В.

Основной особенностью такого ЭПК является то, что в основном и дренажном клапанах выполнены золотниковые элементы (золотники), обеспечивающие перекрытие проходных сечений между клапанами и их седлами в момент срабатывания [3].

Благодаря тому, что в начальный момент срабатывания клапана открывается небольшой канал между седлом и золотником 1, 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 значение хода, равное ширине золотника L_1 , золотник 2 дренажного клапана входит внутрь 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 ширину золотника L_2 и далее до посадки дренажного клапана на свое седло.

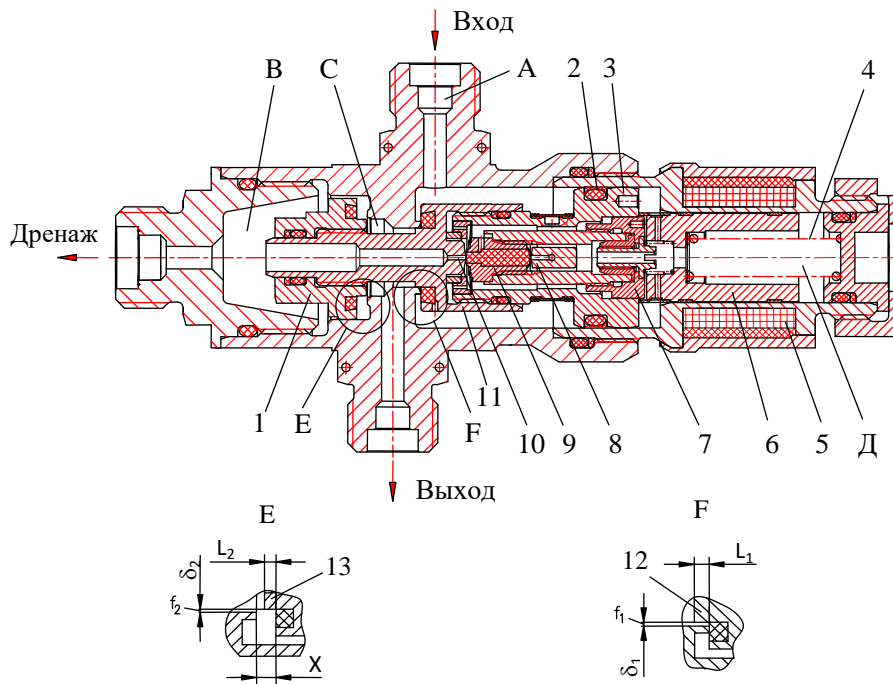


Рис. 5. Электропневмоклапан пневмоблока:

- 1 – дренажный клапан; 2 – подвижное герметизирующее соединение; 3 – поршень; 4 – пружина; 5 – электромагнит; 6 – плавающий стоп; 7 – якорь; 8 – впускное седло; 9 – управляющий клапан; 10 – канал дренажа; 11 – основной клапан; 12 – золотник основного клапана; 13 – золотник дренажного клапана; А, В, С, Д – входная, дренажная, выходная и управляющая полости ЭПК соответственно; X – ход основного и дренажного клапанов; 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

Для подтверждения правильности и эффективности предложенного технического решения проведены экспериментальные исследования ЭПК при давлении воздуха на входе 4 и 8,5 МПа, диаметре входной магистрали 0,004 м и ее длине 5,2 м. Ширину золотников L_1 и L_2 при значениях хода X и зазоров δ_1 и δ_2 выбирали в широком диапазоне, при этом значения зазоров δ_1 и δ_2 выбраны из соображения технологичности сборки ЭПК и его работоспособности. По результатам экспериментальных исследований определена зависимость времени полного открытия $\tau_{\text{по}}$ основного клапана от геометрического параметра $Z = \frac{L_1 + L_2}{X}$.

Установлено, что время открытия основного клапана $\tau_{\text{по}}$ увеличивается при уменьшении геометрического параметра Z (т. е. при уменьшении L_1 и L_2). Максимальное время открытия наблюдается, когда золотники на клапанах отсутствуют ($Z = 0$). Так, время открытия ЭПК в диапазоне значений Z от 0 до

1,82 увеличивается в 2,46 раза при давлении на входе 4 МПа и в 2,3 раза – при 8,5 МПа, а время закрытия находится в диапазоне 0,04...0,05 с и не зависит от L_1 и L_2 .

Для оценки влияния геометрического параметра Z на время открытия при других диаметрах входной магистрали составлена математическая модель ЭПК и выполнены расчеты времени открытия [4]. Расчеты проведены при диаметрах входной магистрали $d_{\text{вх}} = 0,004; 0,006$ и $0,01$ м, наиболее применяемых в пневмосистемах ЖРД. Давление на входе в ЭПК, значения геометрического параметра Z приняты такими же, как при экспериментальных работах.

По результатам расчетных исследований определена зависимость времени полного открытия $\tau_{\text{по}}$ основного клапана от геометрического параметра Z и установлено, что в диапазоне $Z=1,4...1,82$ время открытия не изменяется и является минимальным для данного диаметра магистрали на входе (рис. 6).

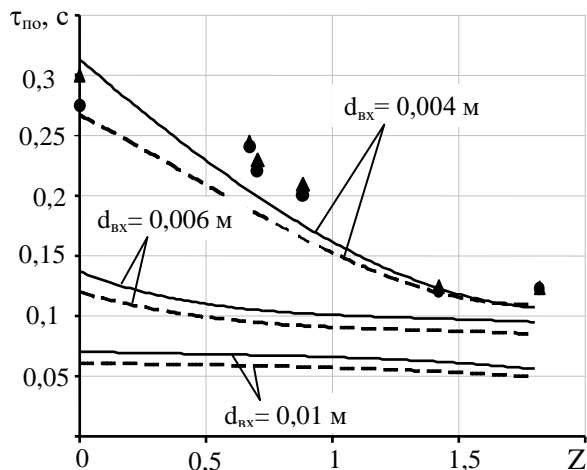


Рис. 6. Экспериментальная и расчетная зависимости времени полного открытия $\tau_{по}$ основного клапана ЭПК от геометрического параметра Z :
 \blacktriangle, \bullet – экспериментальные точки срабатывания ЭПК при давлениях на входе 4 и 8,5 МПа соответственно и диаметре магистрали на входе 0,004 м;
 —, - - - - расчетные кривые срабатывания ЭПК при давлениях на входе 4 и 8,5 МПа соответственно

Также выявлено влияние радиальных зазоров δ_1 и δ_2 между золотниками и седлами основного и дренажного клапанов на временные характеристики ЭПК (рис. 7). 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 $f_1 = f_2 = f_\delta$, а $f_\delta \leq f_{вх}$.

Как видно, при минимальном отношении $f_\delta / f_{вх}$ время открытия ЭПК наименьшее. Исходя из этого, можно рекомендовать выбор минимальных значений зазоров δ_1 и δ_2 , которые могут быть применены по соображению технологичности сборки ЭПК.

Основываясь на результатах экспериментальных и расчетных исследований, в штатной конструкции ЭПК принято значение $Z=1,4\dots 1,5$, а значения зазоров δ_1 и δ_2 – порядка $5 \cdot 10^{-4}$ м. При этом обеспечивается стабильное срабатывание электроклапана в пневматической системе пневмоблока с заданными динамическими характеристиками.

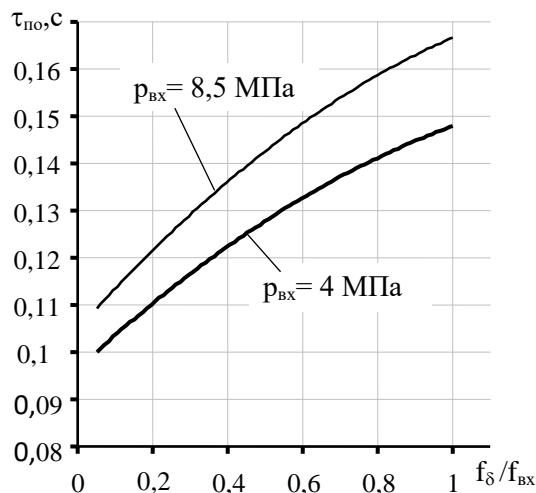


Рис. 7. Расчетная зависимость времени полного открытия $\tau_{по}$ основного клапана ЭПК от отношения $f_\delta / f_{вх}$ при $Z=1,82$ и $d_{вх} = 0,004$ м

К особенностям ЭПК необходимо отнести следующее:

- с целью улучшения динамических характеристик при срабатывании в системе с увеличенным гидравлическим сопротивлением на входе в основном и дренажном клапанах выполнены золотниковые элементы, обеспечивающие перекрытие проходных сечений между клапанами и их седлами в момент срабатывания. Тем самым исключается провал давления в момент открытия ЭПК и гарантируется стабильность его срабатывания;

- ЭПК работоспособен в диапазоне рабочих давлений 1...35 МПа при диаметре магистрали на входе 0,04 м;

- масса ЭПК не превышает 0,4 кг, что в 2...2,5 раза меньше массы электроклапанов аналогичного назначения, применяемых в существующих двигателях разработки ГП «КБ «Южное» и НПО «Энергомаш» (Россия).

Применение новой конструкции ЭПК в составе ЖРД позволяет уменьшить массу пневмоблока двигателя до 13 % без ухудшения его работоспособности и надежности. Конструктивные и технические решения, реализованные при создании ЭПК, защищены патентом Украины на изобретение и подтверждены при автономных испытаниях клапана.

В настоящее время в КБ-4 ведутся разработки ряда перспективных электроклапанов как для отечественных, так и для зарубежных ракетных двигателей. Среди них

можно выделить разработку жидкостного ракетного двигателя РД840 тягой 400 Н. Данный тип двигателя имеет широкое применение в спутниковых платформах в составе апогейной двигательной установки. При этом к нему предъявляется целый ряд технических требований, реализация которых позволяет создать двигатель с высокими коммерческими перспективами на рынке пусковых услуг. Выполнение многих из этих требований зависит от характеристик электроклапанов, применяемых для подачи компонентов топлива в камеру. Основываясь на заданных основных проектных параметрах системы подачи двигателя: мак-

симальной потребляемой мощности электроклапана на установившемся режиме (при температуре 20 °С) не более 8 Вт, потерях давления в проточном тракте не более 0,1 МПа (при эквивалентном расходе воды 0,08 кг/с) и времени срабатывания не более 0,03 с – и принимая во внимание простоту конструкции, относительно низкую стоимость и короткие сроки изготовления и отработки, выбрана конструктивная схема электроклапана прямого действия.

Созданный ЭГК (рис. 8) работает следующим образом.

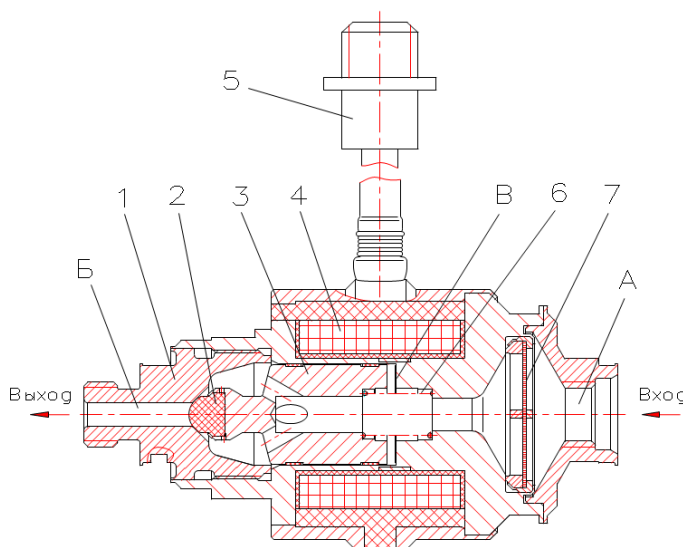


Рис. 8. Электрогидроклапан двигателя РД840:

1 – седло; 2 – уплотнитель клапана; 3 – якорь; 4 – электромагнит; 5 – вилка; 6 – пружина; 7 – фильтр; А – входная полость; Б – выходная полость; В – торец стопа

В обесточенном состоянии уплотнитель 2 якоря 3 усилиями от давления на входе и пружины 7 прижат к седлу 1. Входная полость А и выходная полость Б клапана разобщены. При подаче напряжения на клеммы вилки 5 якорь 3 притягивается к торцу В стопа каркаса электромагнита, перемещаясь совместно с уплотнением 2 от седла 1 и сжимая пружину 6. Входная и выходная полости клапана сообщаются. Рабочее тело протекает через фильтр 7, защищая запорную пару клапана от загрязнений, тем самым повышая надежность электроклапана.

При выключении ЭГК снимают напряжение с клемм вилки 5, и якорь 3 усилиями от пружины 6 и от перепада давления на нем перемещается до упора уплотнения 2 в седло 1. Входная и выходная полости клапана разобщаются.

К основным конструктивным особенностям электроклапана можно отнести:

1. Применение в конструкции электромагнита магнитного шунта в виде тонкостенного участка магнитопровода в области рабочего магнитного зазора. При срабатывании электромагнита этот участок магнитопровода насыщается, создавая сопротивление магнитному потоку, тем самым направляя его через рабочий зазор. Недостатком данного технического решения является некоторая потеря (до 10 %) силовых характеристик электромагнита и уменьшение прочностных характеристик каркаса. Однако при этом значительно упрощается конструкция магнитопровода [5], технологичность его изготовления, а также уменьшается цена электромагнита.

2. С целью обеспечения заданного перепада давления в проточном тракте клапана увеличен ход якоря до 0,001 м. Однако при таком ходе якоря увеличивается рабочий зазор магнитной системы, что приводит к сильному уменьшению начального усилия электромагнита и, как следствие, к существенному ухудшению динамических характеристик клапана в момент открытия. Для устранения этого недостатка, а также для уменьшения нагрева, габаритов электромагнита и потребляемой электрической мощности на обмотку подается комбинированный электрический сигнал: на время срабатывания клапана подается напряжение до 32...36 В, а затем, после его открытия (через $\approx 0,03$ с), напряжение понижается в два раза.

3. Для обеспечения заданного уровня герметичности клапана (утечек не более $0,025 \text{ см}^3/\text{мин}$ на воздухе) реализовано конструктивное исполнение запорной пары в виде конус-сфера. Это обусловлено тем, что конусная форма седла и сферическая форма уплотнителя обеспечивают взаимную центровку в момент закрытия клапана, что повышает надежность клапана и обеспечивает высокую герметичность во всем диапазоне рабочих давлений.

Реализация вышеизложенных конструктивных решений позволила создать ЭГК с высокими эксплуатационными характеристиками, соответствующими лучшим мировым аналогам. Так, время срабатывания клапана не превышает 0,02 с в рабочем диапазоне давлений 1,1...2,15 МПа, потребляемая мощность катушки электромагнита – менее 7,1 Вт на установившемся режиме, а потери давления при расходе воды 0,08 кг/с и ходе клапана 0,00082...0,0011 м составляют 0,064...0,082 МПа. Конструкция запорной пары электроклапана позволила достичь уровня герметичности не более $0,01 \text{ см}^3/\text{мин}$ в рабочем диапазоне давлений и температур от -43 до $+81$ °С. При этом масса электрогидроклапана не превышает 0,19 кг, а гарантированный ресурс – не менее 51000 срабатываний.

Конструктивные и технические решения, реализованные при создании электрогидроклапана, подтверждены как при автономных испытаниях, так и в составе двигателя РД840 при огневых испытаниях.

Выводы

1. В конструкциях ЖРД и ЭУ разработки КБ-4 нашли широкое применение электромагнитные клапаны как прямого действия, так и с усилением. Необходимо отметить, что по своим техническим и эксплуатационным характеристикам они отвечают самым высоким мировым требованиям.

2. С целью обеспечения высокой герметичности посадки клапана на седло ЭПК, работающего при давлении газа до 45 МПа, седло выполнили в виде плоского фторопластового кольца, выступающего над металлической поверхностью.

3. Для стабилизации времени срабатывания ЭГК подачи компонентов топлива в камеру двигателя в выходном штуцере клапана установили сопло Вентури.

Список использованной литературы

1. Пат. 89948 Україна, МПК F 16K 32/02. Электрогидроклапан / Шнякин В. М., Конох В. И., Котрехов Б. И., Трояк А. Б., Бойко В. С.; Днепропетровськ. Державне підприємство «Конструкторське бюро «Південне» ім. М. К. Янгеля». – а 2006 02543; заявл. 09.03.2006; опубл. 25.03.2010, Бюл. № 6.

2. Бойко В. С., Конох В. И. Стабилизация времени открытия электрогидроклапана с усилением в гидравлической системе жидкостного ракетного двигателя// Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов: Сб. науч. трудов. – Харьков: ХАИ, 2015. – Вып. 4(84). – С. 39 – 48.

3. Пат. 97841 Україна, МПК F 16K 32/02. Электроклапан / Шнякин В. М., Конох В. И., Котрехов Б. И., Трояк А. Б., Бойко В. С., Івашура А. В.; Днепропетровськ. Державне підприємство «Конструкторське бюро «Південне» ім. М. К. Янгеля». – а 2009 12002; заявл. 23.11.2009; опубл. 26.03.2012, Бюл. № 6.

4. Бойко В. С., Конох В. И. Повышение стабильности срабатывания электропневмоклапана с усилением в системе с увеличенным гидравлическим сопротивлением на входе// Авиационно-космическая техника и технология: Науч.-техн. журнал. – 2013. – Вып. 3(100). – Харьков: ХАИ. – С. 90 – 95.

5. Агрегаты пневматических систем летательных аппаратов/Лясковский И. Ф., Шишков А. И., Романенко Н. Т., Романенко М. Т., Чернов М. Т., Емельянов В. В./ Под ред. Н. Т. Романенко. – М.: Машиностроение, 1976. – 176 с.

Статья поступила 14.08.2018