

Итак, представленный метод позволяет определять неисправности, характеризующиеся различным сочетанием и количеством параметров состояния, что увеличивает его достоверность. Описанная методика реализована на ЭВМ типа СМ-4.

#### Библиографический список

1. Жуков К.А., Кочуров В.А., Селезнев С.Я. Некоторые вопросы диагностирования ГТД при эксплуатации по состоянию // Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов: Сб. науч. тр. / Куйбыш. авиац. ин-т. - Куйбышев, 1986. - С. 50-55.

2. Биргер И.А. Техническая диагностика. - М.: Машиностроение, 1987. - 240 с.

УДК 629.7.054-762

А.Е. Жуковский, О.П. Мулюкин

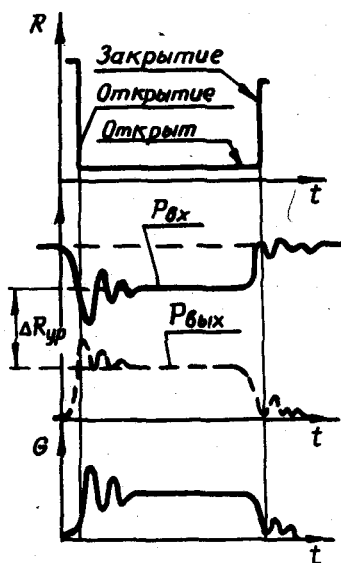
#### СНИЖЕНИЕ ЭКСТРЕМАЛЬНЫХ ЗНАЧЕНИЙ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ В ТРАКТАХ ДЛА С УПРАВЛЯЕМЫМ ХОДОМ КЛАПАННЫХ УСТРОЙСТВ

Одной из важнейших задач, возникающих при создании двигателей летательных аппаратов (ДЛА), является обеспечение определенного качества динамических процессов, протекающих в элементах гидравлического тракта двигателя. Характер переходного процесса и закон изменения во времени режима подачи топлива во многом определяются работой агрегатов системы управления двигателем.

Пневмогидравлические тракты систем ДЛА характеризуются широкой разветвленностью и протяженностью, наличием в них большого числа исполнительных органов, среди которых значительная часть приходится на клапанные устройства (КУ). Последовательность работы КУ, скорость их открытия и закрытия, характер изменения гидравлического сопротивления и герметичность запорных пар являются факторами, определяющими качество переходного процесса в двигателе.

Значительное влияние на величину гидравлического сопротивления оказывают микрорельеф деталей (особенно мягких уплотнений на тарелках

клапанов) и различия в профилях седел и в форме отпечатка седла в уплотнении тарели. Следует также учитывать, что запуск, форсирование тяги и останов двигателя обуславливают возникновение в рабочих трактах гидроударов, забросов давления и колебательных процессов, затрудняющих нормальную эксплуатацию двигателей. Типовая качественная характеристика переходного процесса в тракте системы топливопитания ДДА при срабатывании клапанного устройства представлена на рис. 1. Видно, что резкое изменение величины гидросопротивления  $R$  регулируемого сечения тракта при открытии (закрытии) КУ приводит к разбросам давления  $P$  и расхода  $G$  на переходных режимах, что накладывает существенные искажения на циклограмму работающего двигателя.



Р и с. 1. Качественная характеристика переходного процесса в тракте топливопитания ДДА при срабатывании клапанного устройства.  $\Delta R_{уп}$  - гидросопротивление регулируемого сечения КУ на установившемся режиме

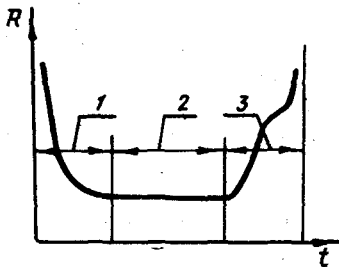
В современном двигателестроении наиболее распространенным способом борьбы с нежелательными процессами в тактах ДДА на переходных режимах является демпфирование. Существуют два вида демпфирования - параметрическое и автономное. Параметрическое демпфирование базируется на изменении геометрии рабочих трактов и физических свойств рабочего тела, в том числе модуля упругости рабочей среды (путем вдува газа в тракт и пр.). Автономное демпфирование предполагает установку в тракт демпферов, сильфонов (гибких шлангов) и гасителей колебаний различных конструкций.

В агрегатостроении известны способы и устройства целенаправленного изменения хода КУ, обеспечивающие снижение динамической нагруженности элементов клапанных уплотнений путем уменьшения посадочной скорости клапана на седло и выполнение автономных требований, предъявляемых техническими заданиями на разработку агрегатов. Причем известные технические решения, как правило, неприемлемы для выполнения "схемных тре-

бований" к агрегатам [1], т.е. требований, учитывающих особенности их взаимодействия в составе пневмогидравлических систем энергетических установок. Сформулировать "схемные требования" в общем виде, определить необходимое взаимодействие между агрегатами в составе систем двигателя крайне затруднительно.

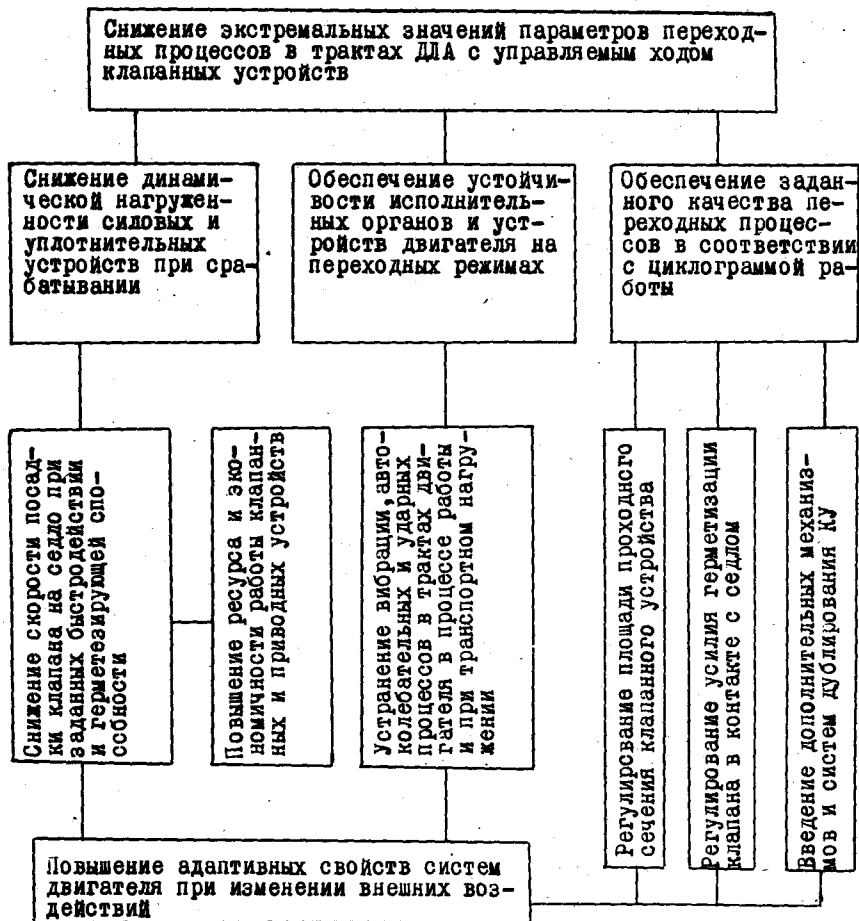
Взаимное влияние работы агрегатов двигателя происходит самыми различными путями - через соединительные трубопроводы, общие электропневмоклапаны, редукторы и т.д. Это влияние необходимо уметь выявлять и анализировать. Пики давления, гидроудары, возникающие при срабатывании одного агрегата, искажают работу другого и вносят в протекающие процессы особенности, которые не могут быть поняты при исследовании каждого отдельного агрегата.

Для обеспечения заданного режима запуска двигателя иногда необходимо изменение (ускорение или замедление) открытия того или иного клапана. В связи с этим авторам представляется целесообразным обеспечивать требуемое качество переходных процессов систем для целенаправленным управлением переходными процессами входящих в них КУ по определенной программе. В частности, для стабилизации параметров  $P$  и  $G$  в тракте двигателя на переходных режимах целесообразно регулирование площади проходного сечения клапана (гидросопротивления тракта) по закону, представленному на рис. 2. Разработка агрегатов автоматики и приводных механизмов с управляемым ходом (в частности, с заданной характеристикой  $R = R(t)$ , где  $t$  - время переходного процесса на этапах открытия и закрытия КУ) сопряжена со значительными трудностями конструктивного плана и ограниченностью практических рекомендаций по разработке указанных устройств.



Р и с. 2. Целесообразный закон регулирования площади проходного сечения клапана в соответствии с циклограммой работы двигателя: 1 - открытие; 2 - открыт; 3 - закрытие

Проведенный авторами анализ исследования состояния разработки устройств с управляемым ходом позволил систематизировать основные направления указанных разработок и полученные при этом результаты (рис. 3) [2-4].



Р и с. 3. Основные направления в разработке способов и средств снижения экстремальных значений параметров переходных процессов в трактах ДДА с управляемым ходом клапанных устройств

В работе представлены практические рекомендации по обеспечению указанного качества переходных процессов КУ в соответствии с цикло-импульсной работой двигателя, приведенной на рис. 2.

## 1. Регулирование площади проходного сечения КУ

А.И. Эдельман [1] указывает, что на предварительной ступени работы двигателя желательно иметь такую конструкцию КУ, в которой гидросопротивление определялось бы не величиной перемещения подвижных частей, а диаметрными зазорами в деталях или диаметром открывающихся отверстий, или срабатыванием специальных вспомогательных клапанов.

При этом следует отметить, что расчеты, связанные с течением среды через регулируемое сечение, занимают существенное место в общей овокупности расчетов, выполняемых на стадии проектирования КУ.

Во-первых, они охватывают широкий диапазон свойств, параметров и состояний регулируемой среды и в силу этого требуют применения самого разнообразного теоретического и расчетного аппарата. Во-вторых, исходные данные, необходимые для выполнения расчетов, часто не могут быть выданы в достаточном объеме и с удовлетворительной точностью на стадии проектирования. Практикуется использование в расчетах собственных безразмерных параметров и характеристик регулирующих органов, зависящих от геометрии проточной части и определяющих известным образом течение регулируемой среды. Реализация указанного подхода существенно упрощает расчеты при обеспечении их достаточной точности [2, 5].

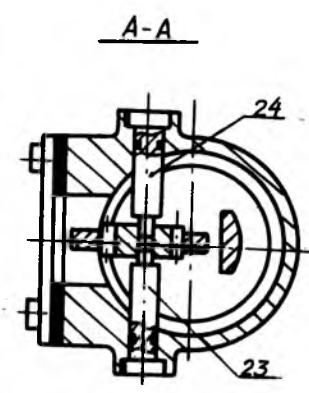
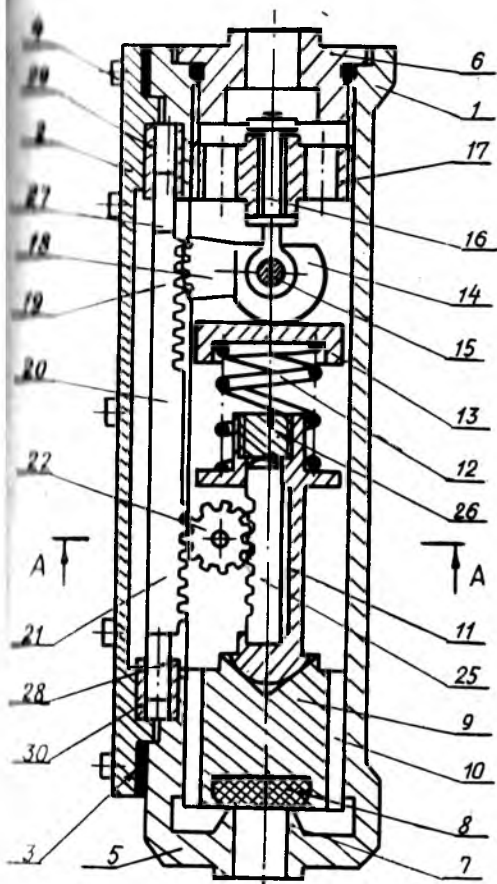
## 2. Регулирование усилия герметизации клапана по месту контакта с седлом

Нестабильность усилия герметизации клапана по месту контакта с седлом приводит к существенному искажению параметров переходных процессов в трактах ДЛА, так как снижает параметрическую надежность КУ (герметичность, давление открытия, расход рабочей среды) в процессе эксплуатации. Причиной нестабильности усилия пружинных задатчиков нагрузки клапанных уплотнений в ряде случаев следует считать появление отпечатка седла в уплотнителе вследствие накопления последним, остаточных деформаций при контактировании клапана с седлом. Отпечаток седла в уплотнителе приводит к увеличению посадочного места под пружину, в результате чего уменьшается усилие ее предварительной за-

тяжки. Это приводит к уменьшению давления открытия клапана, что, в свою очередь, снижает энерговооруженность газовых систем ввиду сброса давления из них ниже заданного значения настройки. Очевидно также, что снижение усилия пружины, поджимающей клапан к седлу, усугубляет рост утечек среды через полимерный уплотнитель (фторопласт, капрон, полиамид, полиимид, поликарбонат, полисульфон и др.), особенно при термоциклировании рабочей среды [1].

Как известно, гидравлическое сопротивление проходного тракта агрегата автоматики определяется величиной подъема клапана при его открытии. В.Ф.Бугаенко [5] указывает, что газодинамическая сила, воздействующая на клапан, возрастает по мере его подъема. Однако при этом также увеличивается противодействующее усилие пружины, что препятствует более полному подъему золотника (клапана) при его открытии. Данное обстоятельство накладывает ограничения на величину возможного расхода рабочей среды через клапан и определяет режим ее течения по рабочему тракту двигателя. Указанные особенности агрегатов автоматики затрудняют получение целесообразных законов регулирования площади проходного сечения клапанов в соответствии с заданной циклограммой работы двигателя (рис. 2). Это требует разработки новых методов конструирования КВ со стабильными функциональными параметрами в условиях неблагоприятного воздействия рассмотренных ранее факторов. В автоматическом клапане (рис. 4) конструктивно обеспечено постоянное усилие пружинного задатчика нагрузки на рабочем ходу клапана.

Если при хранении полимера 8 под действием пружины 12 в результате транспортного нагружения [6] или периодического контактирования с седлом в процессе переключений клапана 9 произойдет рост остаточных деформаций уплотнителя 8 и седло 7 внедрится в него на некоторую величину (отпечаток седла в уплотнителе клапана), то это приведет к перемещению вниз клапана 9, а следовательно, и подпятника II под действием пружины 12 на расстояние, равное глубине отпечатка седла в уплотнении. Однако уменьшения усилия настройки пружины 12 при увеличении посадочного места под нее не произойдет. Это объясняется наличием в устройстве механизма стабилизации величины посадочного места под пружину при возникновении отпечатка седла в уплотнении клапана. В результате перемещения вниз подпятника II на такой же ход переместится жестко закрепленная в нем рейка 25. Она через зубчатое колесо 22 воздействует на реечное окончание 2I рейки 20, которая через реечное окончание 19 приводит в движение зубонарезную часть 18



Р и с. 4. Автоматический клапан с механизмом стабилизации усилия пружинного задатчика нагрузки на рабочем ходу запорного органа: а - продольный разрез устройства; б - сечение по заделанию элементов 21, 22, 25; 1 - корпус; 2 - съемная крышка; 3 - прокладка; 4 - винт; 5 - входной патрубков; 6 - выходной патрубков; 7 - седло; 8 - уплотнитель; 9 - клапан; 10 - пазы для прохода среды; 11, 13 - подпятник; 12 - пружина; 14 - кулачок; 15 - шарнир; 16 - вилочный захват; 17 - резцовый элемент; 18 - зубона-

резная часть кулачка; 19, 21 - реечные окончания; 20, 26 - стопор; 27, 28 - цилиндрическое окончание рейки; 29, 30 - направляющие втулки

кулачка 14. При этом поворот кулачка вызовет поджатие (перемещение вниз) опоры 13 на расстояние, которое проходит опора 11 при появлении отпечатка седла в уплотнителе 8 клапана 9. Данное перемещение зубчато-реечного механизма обеспечивает постоянное посадочное место под пружину 12 в условиях роста глубины отпечатка седла в уплотнении,

а следовательно, и постоянное усилие пружинного задатчика, поджимающего клапан к седлу. Другой особенностью устройства является то, что механизм стабилизации усилия пружинного задатчика нагрузки поддерживает это усилие постоянным также на фазах открытия и закрытия клапана. Рассмотренный принцип стабилизации усилия задатчика нагрузки улучшает гидравлическую характеристику тракта клапан – седло за счет обеспечения полноподъемности клапана при открытии, что крайне важно при разработке систем с тарированными характеристиками. Следует также отметить, что принцип стабилизации усилия задатчика нагрузки при внедрении седла в тело уплотнителя благоприятно сказывается на сохранении ранее обеспеченной герметизирующей способности клапанного полимерного уплотнения. Механизм коррекции усилия задатчика нагрузки в представленной на рис. 4 конструкции клапана за счет соответствующей профилировки кулачка I4 может не только обеспечивать постоянное усилие пружины на рабочем ходу клапана, но и изменять его в нужной последовательности в соответствии с циклограммой работы конкретного типа двигателя.

В настоящее время в промышленности активно разрабатываются устройства с управляемым ходом клапана, которые, очевидно, в силу отмеченных преимуществ по сравнению с известными устройствами будут находить все более широкое применение в ДЛА.

### 3. Введение дополнительных механизмов и систем дублирования КУ

Для особо ответственных устройств систем жизнеобеспечения летательных аппаратов, отказ которых сопряжен с катастрофической ситуацией, в последние годы разработчиками клапанных агрегатов с управляемым ходом ведется конструктивный поиск технических решений, предусматривающих:

обеспечение функциональной надежности КУ при отказе его составного звена путем автоматической замены на новое без снятия агрегата с объекта за счет внутренних резервов агрегата;

введение командно-корректирующих устройств слежения и перестройки систем на новый режим работы с автоматическим отключением отказавшего КУ из работающей системы;

оснащение клапанных механизмов бесконтактными сигнализирующими устройствами контроля перемещения и скоростей движения исполнитель-



ных органов с выводом данных на механизмы коррекции перемещением силовых и уплотнительных устройств;

прогнозирование работоспособности динамически нагруженных звеньев КУ с оценкой технического состояния их элементов на всем цикле эксплуатации.

Некоторые особенности создания устройств такого рода и ряд практических рекомендаций по их конструктивному исполнению представлены в работах [6-8].

#### Библиографический список

1. Эдельман А.И. Топливные клапаны жидкостных ракетных двигателей. - М.: Машиностроение, 1970. - 244 с.

2. Чегодаев Д.Е., Шакиров Ф.М., Мулюкин О.П. Исследование динамики исполнительных органов клапанных механизмов с демпфирующими устройствами //Проектирование и доводка авиационных двигателей /Куйбыш. авиац. ин-т. - Куйбышев, 1985. - С. 154-159.

3. Мулюкин О.П., Чегодаев Д.Е. Повышение надежности и ресурса клапанных уплотнений агрегатов ДЛА управлением их динамического качества //Конструкционная прочность двигателей: Тез. докл. X Всесоюз. науч.-техн. конф., 1-3 октября 1985 г., Куйбышев. - Куйбышев: Куйбыш. авиац. ин-т, 1985. - С. 106-107.

4. Коленко Н.Н., Мулюкин О.П. Исследование силового воздействия потока на золотник предохранительного клапана //ЦИНТИхимнефтемах. Указ. ВИНТИ: Деп. рук. № 1201. - 1984. - № 10. - С. 136.

5. Бугаенко В.Ф. Пневмоавтоматика ракетно-космических систем. - М.: Машиностроение, 1979. - 168 с.

6. Мулюкин О.П. Разработка и анализ конструкторско-технологических и эксплуатационных приемов повышения надежности агрегатов автоматики систем летательных аппаратов на этапах хранения и транспортировки //Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов/ Куйбыш. авиац. ин-т. - Куйбышев, 1984. - С. 72-80.

7. Кисаев Х.В., Трофимов Р.С. Надежность двигателей летательных аппаратов. - М.: Машиностроение, 1982. - 136 с.

8. Прудников С.Н. Расчет управляющих устройств пневматических систем. - М.: Машиностроение, 1987. - 152 с.