

Д.Е.Чегодаев, Ф.М.Шакирья, О.П.Мулжюкин, Е.В.Тумов

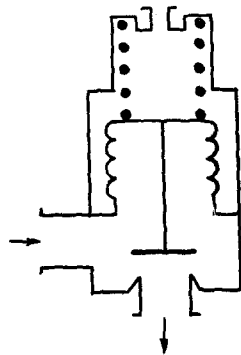
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОГО КЛАПАНА

В связи с ростом требований к ресурсу изделий авиационной техники перед разработчиками предохранительного клапана была поставлена задача значительного увеличения его гарантированной наработки (до $3 \cdot 10^4$ срабатываний) в температурном диапазоне $-60 \dots 120^\circ\text{C}$.

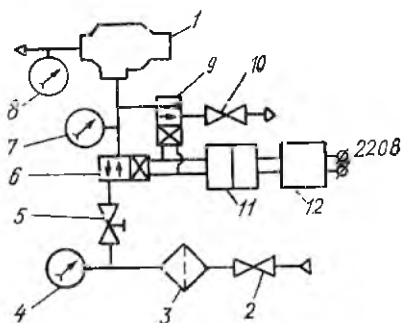
Предохранительный клапан представляет собой невосстанавливаемый агрегат с подачей давления рабочей среды под золотник (рис. 1). Основным узлом, определяющим работоспособность агрегата, является клапанное уплотнение (КУ), поскольку около половины отказов в работе запорной арматуры вызваны выходом из строя именно КУ /1/.

Гарантированная наработка существующего агрегата до настоящего времени составляла $3 \cdot 10^3$ срабатываний. Сведения о работоспособности в течение длительного времени используемой в рассматриваемом механизме клапанной пары "металл-поликарбонат" (ПК-М-3) в заданном температурном диапазоне отсутствуют, а имеющиеся данные по наработке до $3 \cdot 10^6$ срабатываний пары "металл-металл" /2/ для увеличения ресурса полимерного уплотнителя неприменимы. Это обусловило необходимость экспериментальных исследований агрегата, результаты которых отражены в настоящей работе.

Для проведения исследований был создан стенд (рис. 2), состоящий из предохранительного клапана I, пневмо- и электросхемы и средств измерений. Пневматическая схема содержит магистраль высокого давления и две магистрали дренажа. Магистраль высокого давления включает в себя баллон (на рисунке не показан) емкостью 40 л, наполненный сжатым воздухом под давлением 15 МПа; вентиль 2; фильтр 3 (на 45 мкм), предотвращающий засорение гидродинамического тракта; редуктор давления 5 (ИД 6II-150-80), позволяющий изменять давление подаваемого в агрегат воздуха от 0 до 8 МПа; нормально закрытый электропневмоклапан (ЭПК) 6.



Р и с. 1. Схема предохранительного клапана



Р и с. 2. Схема экспериментального стенда

с пределом измерения 16 МПа, класс точности 0,6; замер давления подаваемого в агрегат воздуха после редуктора 5 осуществляется манометром 7 с пределом измерения 1,6 МПа, класс точности 0,6; давление на выходе из агрегата регистрируется манометром 8 с пределом измерения 1 МПа, класс точности 0,6.

Для измерения негерметичности агрегата методом "аквариума" используется емкость со спиртом и мензурка на 50 см³ с ценой деления 1 см³. Расход воздуха через агрегат замеряется ротаметром РС-5.

Управление электропневмоклапанами 6 и 9 осуществляется с помощью реле времени II со встроенным счетчиком циклов переключений, питаемого от блока 12 постоянным напряжением 27 В.

Эксперименты проводились следующим образом. При включении блока питания 12 и срабатывании реле II ЭПК 6 открывается, а ЭПК 9 закрывается, чем обеспечивается доступ сжатого воздуха в агрегат I и раскрытие его КУ; воздух сбрасывается через первую магистраль дренажа. В момент, когда реле II обесточивает оба ЭПК, перекрывается магистраль высокого давления и открывается вторая дренажная магистраль. Это приводит к падению давления воздуха в полости под золотником агрегата I и смыканию элементов КУ. Реле II обеспечивает 20...25 циклов срабатываний клапана в минуту.

Для обеспечения температурных режимов исследований агрегат помещался в холодильную камеру (-60°C), в печь (120°C) и испытывался при нормальных условиях (20°C).

Состояние КУ при наработке оценивалось путем снятия дроссельных характеристик агрегата до начала испытаний и в процессе их про-

Первая магистраль дренажа пристыкована к выходу из клапана и представляет собой трубку D_y 6 длиной 0,5 м; вторая магистраль, предназначенная для имитации сброса давления в защищаемой емкости, стыкуется с магистралью высокого давления и состоит из нормально открытого электропневмоклапана 9 и вентиля 10.

Для контроля давления в баллоне используется манометр 4

ведения через каждые $1 \cdot 10^4$ срабатываний. Замена уплотнителя производилась при достижении им заданной наработки ($3 \cdot 10^4$ срабатываний) или выходе параметров агрегата за установленные пределы. При каждом температурном режиме было испытано три образца уплотнителя. Часть из снятых дроссельных характеристик представлена на рис. 3.

При наработке уплотнительными элементами $3 \cdot 10^4$ циклов срабатываний выхода величины утечки за установленные пределы не обнаружено ни на одном из температурных режимов. В то же время величины давлений открытия и закрытия клапана, до ресурсных испытаний составлявшие соответственно 0,78 и 0,73 МПа, по мере наработки уменьшались и одновременно расширялся диапазон между ними (гистерезис). Максимальное снижение получено при температурном режиме 120°C : давления открытия и закрытия клапана составили соответственно 0,73 и 0,54 МПа, тогда как нижние границы поля допуска на эти величины - 0,75 и 0,55 МПа соответственно.

Это явление обусловлено образованием на поверхности уплотнителя отпечатка седла и последующим ростом его глубины по мере наработки. Проанализируем соотношение сил, действующих на золотник, и оценим последствия появления остаточной деформации в виде отпечатка на уплотнителе (при внедрении в него седла).

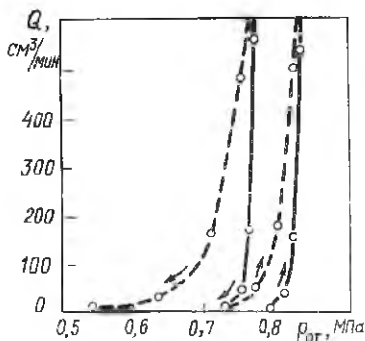
Результирующая $F_{от}$ сил, действующих на золотник, определяется выражением

$$F_{от} = p_{вх} (f_{эс} - f_{кл}) + p_{вых} f_{кл} - R_{пр}, \quad (I)$$

где $p_{вх}$, $p_{вых}$ - давление воздуха на входе в агрегат и выходе из него;

$f_{эс}$, $f_{кл}$ - эффективные площади сальфона и седла;

$R_{пр} = zL$ - усилие пакета пружин в момент стративания клапана (z - жесткость пакета пружин, L - величина предварительного поджатия пружин).



Р и с. 3. Дроссельные характеристики предохранительного клапана: — без наработки; --- после $3 \cdot 10^4$ срабатываний при температуре 120°C

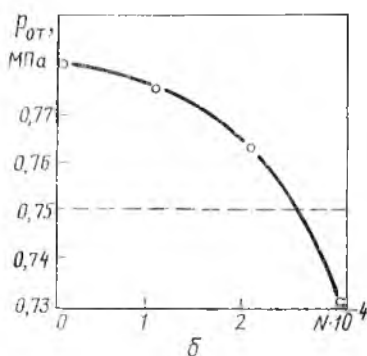
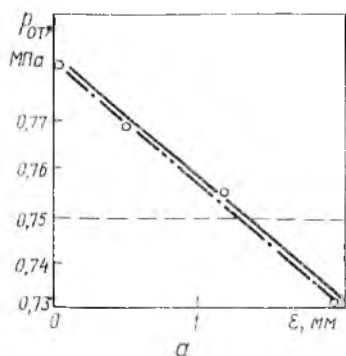
В момент, непосредственно предшествующий открыванию клапана, $F_{от} = 0$. Тогда из выражения (1) давление открытия клапана будет равно

$$p_{от} = p_{вх} = \frac{R_{пр} - p_{выкл} \cdot f_{кл}}{f_{эс} - f_{кл}} \quad (2)$$

По мере наработки агрегата и появления на уплотнителе остаточной деформации в виде отпечатка седла степень предварительного поджатия пружин будет уменьшаться на величину деформации ε . Соответственно изменится и усилие пакета пружин:

$$R_{пр} = z(L - \varepsilon),$$

что приведет к снижению $p_{от}$.



Р и с. 4. Зависимости давления открытия клапана $p_{от}$ от величины остаточной деформации уплотнителя ε (а) и числа срабатываний агрегата $N(б)$, снятые при температуре 120°C (--- расчет)

На рис. 4 представлены экспериментальные данные в сопоставлении с расчетом по формуле (2). После $2,5 \cdot 10^4$ срабатываний глубина отпечатка седла в уплотнителе составила $1,36 \cdot 10^{-5}$ м, что обусловило уменьшение давления открытия клапана до значения $0,75$ МПа, являющегося нижней границей поля допуска на $p_{от}$. Дальнейшая наработка привела к выходу величины $p_{от}$ за пределы допустимого диапазона, и то время как нарушения требований по герметичности клапанного уплотнения не было. Необходимо отметить также, что усадки пружин после ресурсных испытаний не обнаружено.

Таким образом, в результате экспериментальных исследований предохранительного клапана выявлено:

1) по условию герметичности агрегат обеспечивает требуемую наработку $3 \cdot 10^4$ срабатываний во всем заданном температурном диапазоне;

2) во время наработки наблюдается дрейф величин давлений открытия и закрытия клапана в сторону уменьшения, что связано с появлением на уплотнителе прогрессирующей остаточной деформации в виде отпечатка седла. При нормальном (20°C) и минусовом (-60°C) температурных режимах давления открытия и закрытия клапана остаются в пределах поля допуска. При повышенной температуре (120°C), когда жесткость полимерного уплотнителя (ПК-М-3) снижается, величина давления открытия клапана достигает нижней границы поля допуска при $(2,5 \pm 0,01) \cdot 10^4$ срабатываний и в дальнейшем выходит из допустимого диапазона. В связи с этим при эксплуатации агрегата в условиях повышенной температуры определяющим его надежность параметром является не утечка среды через уплотняемый стык (как предполагалось ранее), а давление открытия клапана. При этом для достижения требуемой наработки необходимо предусмотреть мероприятия по снижению скорости движения элостника в момент контакта элемента КУ (например, введение демпфирующих устройств /3/).

Полимерные уплотнители находят все более широкое применение в запорной арматуре, поскольку их использование способствует снижению статической напряженности и металлоемкости конструкций. Однако темпы освоения полимеров отечественным арматуростроением сдерживает их склонность к прогрессирующей поверхностной пластической деформации в условиях воздействия динамических нагрузок (срабатывание ударного характера, вибрация при транспортировке и в эксплуатации). В связи с этим в разряд актуальных выдвинуты задачи, связанные с созданием безынерционных и бесконтактных датчиков замера скоростей движения исполнительных органов агрегатов /4/, а также с разработкой устройств снижения динамических нагрузок на элементы КУ и способа безразборного диагностирования герметизируемых стыков в эксплуатации, основанного на эффекте пластической деформации полимерных уплотнений. Решение указанных задач позволит обеспечить требуемые параметры надежности агрегатов с полимерными уплотнителями и расширить рамки их использования в запорной арматуре.

Библиографический список

1. Кармугин Б.В., Стратиневский Г.Г., Менделсон Д.А. Клапанные уплотнения пневмогидроагрегатов. - М.: Машиностроение, 1983. - 152 с.
2. Алексеев В.М., Покусаев В.С., Ярош В.М. Влияние износа уплотнительных поверхностей на работоспособность уплотнений клапанного типа //Механика и физика контактного взаимодействия: Сб.науч.тр. - Калинин, 1985. - С.104-106.
3. Исследование динамики исполнительных органов клапанных механизмов с демпфирующими устройствами /Д.Е.Чегодаев, Ф.М.Шакиров, В.М.Квасов, Ю.И.Кондрашов, О.П.Мулюкин //Проектирование и доводка авиационных газотурбинных двигателей: Сб.науч.тр. - Куйбышев: КуАИ, 1985. - С. 154-159.
4. Оптико-волоконный датчик перемещения исполнительных органов запорной арматуры энергетических установок /В.М.Гречишников, В.М.Квасов, Ю.И.Кондрашов, О.П.Мулюкин, Д.Е.Чегодаев, Ф.М.Шакиров //Фотоэлектрические и волоконно-оптические преобразователи для систем управления вычислительной техники: Сб.науч.тр. - Куйбышев: КуАИ, 1986. - С. 23-29.

УДК 534.1, 629.734.4

И.Д.Эскин, В.И.Иващенко

РАСЧЕТ ОДНООСНОГО НАГРУЖЕНИЯ ДЕМПИРУЮЩЕГО УСТРОЙСТВА
ДЛЯ ОПОР РОТОРОВ ГТД

С целью получения высоких упругофрикционных характеристик и снижения анизотропии жесткости демпферов разработана конструкция, в которой упругогистерезисный элемент (пакет) можно рассматривать как систему с неизменяющимися по величине за цикл нагружения силами трения на контактных поверхностях /1/. Каждый из двух пакетов 3 демпфера (рис. 1) состоит из двух групп гофрированных лент, скатой между ними группы гладких лент и двух крайних лент с выступами 6 (рис. 2). Пакеты монтируются в кольцевые зазоры вибратора 2, имеющего сечение в виде двутавра, и статора, состоящего из двух вту-