

Е. П. Назаренко, В. И. Реута, А. Д. Макаров

ОБЕСПЕЧЕНИЕ СТАБИЛЬНОСТИ НАСТРОЙКИ РЕДУКТОРОВ ДАВЛЕНИЯ ГАЗА

Изложены общие сведения о редукторах давления газа, об их назначении в пневмогидравлических системах ракет-носителей и космических аппаратов. Рассмотрено влияние различных условий эксплуатации на физические характеристики этих устройств. Приведены основная и вспомогательные параметрические характеристики редуктора и объяснен физический процесс понижения давления газа в нем. Оценена погрешность регулирования выходного давления с помощью полного дифференциала функции, аргументы которой (входное давление, расход, температура) имеют разброс. Показан график температурной характеристики редуктора и объяснено влияние температуры конструкции на значение динамического (с расходом) и статического (без расхода) давлений в выходной полости редуктора. Показано различие между редуктором избыточного давления и редуктором абсолютного давления. Приведен краткий обзор конструкций жидкостного и биметаллического термокомпенсаторов, описаны их преимущества и недостатки, а также проанализирован опыт испытаний редукторов с регулировочными пружинами из элнвара. Акцентировано внимание на температуре эксплуатации и ее влиянии на стабильность настройки редуктора. Приведены формулы, которые описывают термодинамические процессы, происходящие в редукторе. Особое внимание уделено свойствам регулировочной пружины редуктора из-за изменения коэффициента модуля упругости при различных температурах, оценен ожидаемый разброс давления на выходе из редуктора и объяснена необходимость применения мер, направленных на уменьшение этой погрешности. Для компенсации температурных возмущений выведена формула давления газа в закрытом объеме чувствительного элемента. Изложена суть оригинальной методики пневмокоррекции исходного давления в полости чувствительного элемента, которая была предложена и внедрена в редукторах разработки ГП «КБ «Южное».

Ключевые слова: параметрическая характеристика, пружина, модуль упругости, термокомпенсатор, пневмокоррекция.

Викладено загальні відомості про редуктори тиску газу, про їх призначення в пневмогидравлічних системах ракет-носіїв і космічних апаратів. Розглянуто вплив різних умов експлуатації на фізичні характеристики цих пристроїв. Наведено основну й допоміжні параметричні характеристики редуктора та пояснено фізичний процес зниження тиску газу в ньому. Оцінено похибку регулювання вихідного тиску за допомогою повного диференціала функції, аргументи якої (вхідний тиск, витрата, температура) мають розкид. Показано графік температурної характеристики редуктора та пояснено вплив температури конструкції на значення динамічного (з витратою) і статичного (без витрати) тиску у вихідній порожнині редуктора. Показано відмінність між редуктором надлишкового тиску і редуктором абсолютного тиску. Наведено короткий огляд конструкцій рідинних і біметалевих термокомпенсаторів, описано їх переваги й недоліки, а також проаналізовано досвід випробувань редукторів з регулювальними пружинами з елнвару. Акцентовано увагу на температуру експлуатації і її вплив на стабільність настройки редуктора. Наведено формули, які описують термодинамічні процеси, що відбуваються в редукторі. Особливу увагу приділено властивостям регулювальної пружини редуктора через зміну коефіцієнта модуля пружності за різних температур, оцінено очікуваний розкид тиску на виході з редуктора та пояснено необхідність застосування заходів, спрямованих на зменшення цієї похибки. Для компенсації температурних збурювань виведено формулу тиску газу в закритому об'ємі чутливого елемента. Викладено зміст оригінальної методики пневмокорекції вихідного тиску в порожнині чутливого елемента, яку було запропоновано і впроваджено на редукторах розроблення ДП «КБ «Південне».

Ключові слова: параметрична характеристика, пружина, модуль пружності, термокомпенсатор, пневмокорекція.

The general information on gas pressure reducers, on their purpose in launch vehicles and spacecraft pneumohydraulic systems is set forth. The impact of different operating conditions on physical characteristics of these devices is considered. The main and auxiliary parametric characteristics of the reducer are presented and the physical process of gas pressure reduction in it is explained. The error of output pressure regulation is evaluated using full differential of function, whose arguments (input pressure, flow rate, temperature) have scatter. The reducer temperature curve is shown and the impact of structural temperature on the value of dynamic (with flow rate) and static (without flow rate) pressure in reducer output cavity is explained. The difference between the excess pressure reducer and absolute pressure reducer is shown. The brief review of the designs of liquid and bimetal thermal compensators is presented, their advantages and disadvantages are

described and the experience of reducers testing with regulating springs made of elinvar is analyzed. Attention is focused on operating temperature and its impact on stability of reducer adjustment. The formulas that describe thermodynamic processes occurring in the reducer are presented. Special attention is given to the properties of regulating spring of the reducer because of change of elasticity modulus coefficient at different temperatures, the expected pressure scatter at reducer output is evaluated and the necessity of measures to reduce this error is explained. To compensate for temperature disturbance, the formula of gas pressure in closed volume of sensitive element is derived. The essence of original technique of pneumocorrection of initial pressure in sensitive element cavity that was proposed and introduced on Yuzhnoye SDO-developed reducers is set forth.

Keywords: parametric characteristic, spring, elasticity modulus, thermal compensator, pneumocorrection.

Введение

Редуктор давления газа является устройством, предназначенным для следующих целей:

- понижение давления газа, поступающего на вход от источника питания;
- автоматическое регулирование давления на выходе в заданных пределах при изменении параметров рабочего процесса (входного давления, расхода газа на потребитель, температуры конструкции и т.д.) и при воздействии факторов, возмущающих течение рабочего процесса (ударов, вибрации, линейных перегрузок и т.д.);
- прекращение подачи газа от источника питания к объекту, потребляющему газ, в случае отсутствия расхода.

Редукторы давления газа в ракетно-космической технике применяют в различных системах наддува и газореактивных системах ориентации спутников для питания магистралей управляющего давления, обеспечения необходимого давления при проверках и испытаниях систем ракет-носителей при предстартовой подготовке и др.

Цикл работы редуктора давления газа включает в себя измерение текущего значения регулируемого параметра, сравнение его с заданным (эталонным) значением и воздействие на процесс регулирования таким образом, чтобы привести регулируемый параметр к требуемому значению, то есть компенсировать рассогласование.

Постановка задачи

Работоспособность редуктора давления газа определяется многими факторами, одним из которых является сохранение стабильности его настройки.

Стабильность настройки – это способность редуктора при многократных пусках

в различных условиях сохранять стабильными или незначительно колеблющимися значения редуцированного давления. Под настройкой в общем случае подразумевается регулировка нажимной пружины для получения заданного значения редуцированного давления [1].

Стабильность настройки редуктора зависит от внешних условий и качества выполнения самого редуктора.

К числу внешних условий относятся:

- температура среды, в которой работает редуктор, и температура газа, подводимого к нему;
- степень постоянства расхода газа (зависит от режима работы двигательной установки или другого потребителя);
- способ подвода к редуктору газа высокого давления и др.

К числу основных факторов, влияющих на стабильность работы редуктора и определяемых качеством его изготовления, относятся:

- значение трения подвижной системы;
- стабильность упругих свойств пружин, чувствительного элемента и др.

Таким образом, для обеспечения стабильности настройки редуктора необходимо исследовать целый комплекс факторов и проанализировать степень воздействия каждого из них.

Одним из перспективных направлений, позволяющих успешно решать задачу сохранения настройки редуктора при воздействии различных температур рабочего газа и окружающей среды, является применение термокомпенсаторов.

Изложение основного материала

Работа редуктора характеризуется рядом параметров [2]. К их числу относятся:

- расход газа G ;

- давление на выходе $P_{\text{вых}}$ и точность его поддержания;
- диапазон изменения и допустимый предел понижения давления на входе $P_{\text{вх}}$, при котором редуктор обеспечивает заданную точность;
- температура конструкции T .

Основной параметрической характеристикой редуктора является зависимость $P_{\text{вых}} = f(P_{\text{вх}})$, показывающая, как изменяется текущее давление на выходе за редуктором при изменении давления на его входе в диапазоне от максимального до минимального значений в расходном режиме (при конкретном постоянном значении расхода газа на потребитель). Такие характеристики определяются обычно для крайних значений расхода газа при нормальной, максимальной и минимальной температурах конструкции, а иногда и газа (если это существенно).

Вспомогательными параметрическими характеристиками редуктора могут быть следующие функциональные зависимости:

- $P_{\text{вых}} = f(G)$ – зависимость давления на выходе за редуктором от расхода рабочего тела;
- $P_{\text{вых}} = f(T)$ – зависимость давления на выходе за редуктором от температуры конструкции;
- $P_{\text{вых}} = f(g)$ – зависимость давления на выходе за редуктором от значений линейной или вибрационной перегрузок.

Понижение давления газа в редукторе происходит вследствие дросселирования газа при протекании его из полости высокого давления в полость низкого давления через проходное сечение малой площади. Это сечение образуется затвором и его седлом. Суть процесса дросселирования состоит в том, что в узком сечении, образованном затвором и седлом, за счет снижения давления газ приобретает большую скорость и энергия давления превращается в кинетическую энергию газа. Попадая в полость низкого давления, газ тормозится, при этом кинетическая энергия его теряется на трение в многочисленных завихрениях, сопровождающих торможение. Поэтому при таком торможении газа давление его не

восстанавливается. Значение понижения давления при дросселировании обусловлено размером дросселирующей щели между затвором и седлом.

Как известно [3], погрешность функции, аргументы которой имеют разброс, можно оценить с помощью полного ее дифференциала. Учитывая, что по условиям эксплуатации основные погрешности в работу редуктора вносят возмущающие факторы (изменение входного давления, расхода и температуры конструкции), погрешность регулирования его выходного давления может быть представлена в виде

$$\Delta P_{\text{вых}} \cong dP_{\text{вых}} = \frac{\partial P_{\text{вых}}}{\partial P_{\text{вх}}} dP_{\text{вх}} + \frac{\partial P_{\text{вых}}}{\partial G} dG + \frac{\partial P_{\text{вых}}}{\partial T} dT,$$

где $\Delta P_{\text{вых}}$ – погрешность регулирования выходного давления; $P_{\text{вх}}$ – давление на входе в редуктор; G – расход газа; T – температура конструкции.

Изменение температуры конструкции – это один из немаловажных возмущающих факторов.

Определение частного дифференциала

$$\frac{\partial P_{\text{вых}}}{\partial T} dT$$

с некоторыми упрощениями дает

$$\Delta P_{\text{вых}T} \cong d_T P_{\text{вых}} = \alpha P_{\text{вых}T} \Delta T,$$

где α – температурный коэффициент модуля упругости пружин; $P_{\text{вых}T}$ – давление настройки редуктора; ΔT – полный диапазон изменения температуры конструкции.

Оценив ожидаемую температурную погрешность, можно принять меры по ее уменьшению. Так, если по условиям эксплуатации редуктор должен обеспечивать работоспособность в широком диапазоне климатических температур от минус 50 до плюс 50 °С, то, к примеру, при его настройке на 5 ата и при наличии регулировочной пружины из стали 51ХФА с температурным коэффициентом модуля упругости $\alpha = 0,00035$ 1/К будем иметь (если не принять специальных мер) температурную погрешность порядка 0,175 ат. Для работы точного редуктора наддува подушек баков,

допуск на настройку которого не превышает обычно 0,4 ат, это недопустимо много, так как на него воздействуют и другие возмущающие факторы (разброс давления на входе, разброс расходов, ресурсные наработки, которые тоже вызывают дрейф исходной настройки из-за углубления отпечатка от седла на уплотнительном элементе, вибрация и т.д.).

При снижении температуры конструкции редуктора и подводимого к нему газа увеличиваются усилие и жесткость пружин, жесткость сильфонов и мембран, плотность газа [4]. В незначительной степени меняются и зазоры в сопрягаемых деталях редуктора. Поэтому при неизменном положении регулировочного винта с изменением температуры меняется динамическое и статическое давление. С понижением температуры редуцированное давление растет, с повышением – падает. Эта зависимость для редукторов, сильфонная полость которых сообщена с окружающей средой, приведена на рис. 1. Рост давления при снижении температуры окружающей среды от плюс 20 до минус 50 °С составляет 3-4 % давления настройки (настройка проводится при температуре от плюс 15 до плюс 25 °С), падение давления при повышении температуры от плюс 20 до плюс 50 °С составляет от 1-2 % [1].

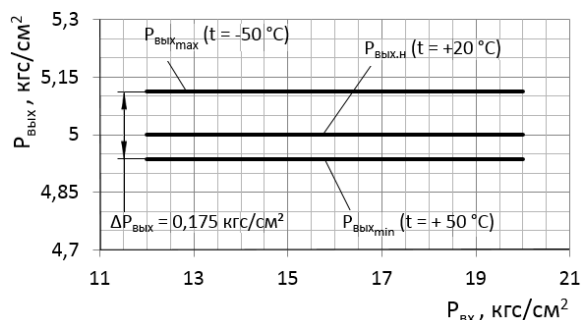


Рис. 1. Температурные характеристики редуктора

Для уменьшения температурной разбежки разработан ряд схем редукторов с термокомпенсаторами.

Термокомпенсаторы представляют собой звено в подвижной системе редуктора, линейные размеры которого изменяются при колебаниях температуры таким образом, что восстанавливается баланс сил, нарушающийся при колебаниях температуры из-за изменения линейных размеров

остальных звеньев редуктора и подъемов клапана, связанных с изменением плотности газа [1].

Рассмотрим некоторые из известных схем редукторов с термокомпенсаторами [5].

Редуктор с жидкостным термокомпенсатором

В редукторе с жидкостным термокомпенсатором, представленном на рис. 2, компенсация изменения баланса сил из-за температурных изменений жесткостей пружин и линейных размеров звеньев происходит за счет увеличения или уменьшения объема жидкости с высоким коэффициентом объемного расширения в полости А, так как это определяет степень выдвижения штока 2, встроенного в сильфон 3.

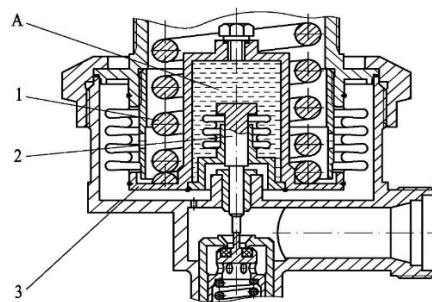


Рис. 2. Конструкция жидкостного термокомпенсатора:

А – жидкостная полость; 1 – регулировочная пружина; 2 – шток; 3 – сильфон

Преимущества:

- 1) схема может быть применена в конструкции, пружинная полость которой сообщается с окружающей средой (не герметизируется);
- 2) возможность получения в случае необходимости больших линейных перемещений штока.

Недостатки:

- 1) усложнение конструкции по сравнению с классической схемой;
- 2) большая трудность отработки оптимального объема жидкости.
- 3) при отработке опытных образцов с жидкостным термокомпенсатором целесообразно будет провести испытания узлов без жидкости в полости А с заторможенным штоком 2, для того чтобы определить максимальные температурные разбросы

конструкции и по полученным данным рассчитать в первом приближении требуемый объем жидкости.

Редуктор с биметаллическим термокомпенсатором

Поиски простой и надежной конструкции термокомпенсатора привели к решению использовать в качестве последнего металлическую или иную вставку достаточной механической прочности, изменение линейных размеров которой компенсировало бы температурную разбежку редуктора. Однако такой компенсатор, отличаясь простотой и надежностью, малоэффективен из-за низких коэффициентов линейного удлинения твердых вставок.

Поэтому вместо вставок в конструкции применены биметаллические пластины. В редукторах с биметаллическим термокомпенсатором сохранение первоначального баланса сил происходит за счет прогиба и изменения общей длины биметаллической пластины, выполняющей функцию одного из звеньев подвижной системы.

В конструкции, приведенной на рис. 3, температурный прогиб биметаллической пластины 2, связанной с опорой 3, изменяет значение поджатия регулировочной пружины.

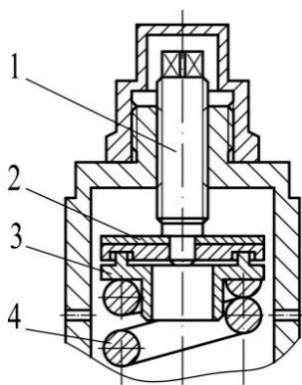


Рис. 3. Конструкция биметаллического термокомпенсатора:

1 – регулировочный винт; 2 – биметаллическая пластина; 3 – опора; 4 – регулировочная пружина

Преимущества:

- 1) простота и надежность конструкции;
- 2) малые габариты термокомпенсатора;

3) возможность использования в любых конструкциях (с герметизацией или без герметизации полости регулировочной пружины).

Недостатки:

- 1) трудность обработки биметаллического компенсатора;
- 2) относительно небольшое значение изменений длинного размера (порядка нескольких сотых миллиметра) в эксплуатационном диапазоне температур. Большие прогибы пластины получить трудно, так как это приводит к утонению слоев и потере механической жесткости.

Редукторы с пружинами из элинвара

Эффективным способом борьбы с температурной погрешностью считается применение в редукторах пружин из элинвара (сплава на железоникелевой основе, упругие свойства которого мало зависят от изменения температуры). При проведении экспериментов редукторы с такими пружинами показали более точные значения настройки в широком диапазоне температур, однако в связи с высокой стоимостью и сложностями с поставкой элинвара при производстве серийных редукторов разработки ГП «КБ «Южное» этот сплав не применялся.

Редуктор с пневмокоррекцией

В пневмогидравлических системах ракет-носителей применяются редукторы двух типов: чувствительные к изменению давления окружающей среды и редукторы абсолютного давления, выходное давление которых остается постоянным и при атмосферном давлении, и в условиях космического вакуума. Полость сильфона у редуктора первого типа сообщена с окружающей средой. С подъемом на высоту (а это, как правило, редуктор верхней ступени ракеты) его настройка снижается на одну атмосферу. У редуктора второго типа, представленного на рис. 4, сильфонная полость В герметизирована, и в ней сохраняется исходное давление. Настройка редуктора не зависит от давления окружающей среды.

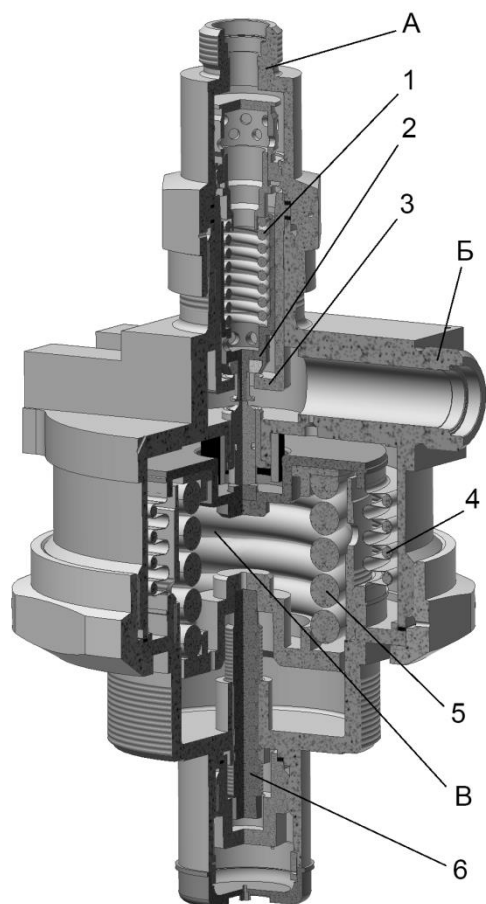


Рис. 4. Редуктор с пневмокоррекцией:
 А – штуцер входного давления; Б – штуцер выходного давления; В – сильфонная полость;
 1 – запорная пружина; 2 – клапан;
 3 – седло; 4 – сильфон; 5 – регулировочная пружина; 6 – регулировочный винт

Эксперименты, проведенные в испытательном подразделении ГП «КБ «Южное», показали, что у редукторов с герметизированной полостью при повышении плюсовой температуры, когда усилия пружин уменьшаются из-за снижения модуля упругости, редуцированное давление возрастает, а у редукторов с негерметизированной пружинной полостью при таких же температурах – снижается.

Этот эффект объясняется ростом исходного давления газа из-за его нагрева в полости герметизированного сильфона. Экспериментально установлено, что прирост силы на крышке сильфона от нагрева газа превышает снижение силы пружины. При испытаниях в минусовом диапазоне температур эффект такой же, но с противоположным знаком. Стало очевидно, что определенное давление в замкнутой полости может компенсировать изменение усилия

пружины при температурных возмущениях.

В процессе проведения экспериментов и теоретических обоснований термодинамических процессов был разработан метод уменьшения температурной погрешности редукторов с помощью пневмокоррекции (подбора нужного давления газа в замкнутой полости сильфона) [6]. Этот способ внедрен в редукторах, применяемых в пневмогидросистемах существующих проектов ракет.

Для объяснения метода пневмокоррекции приведена схема на рис. 5.

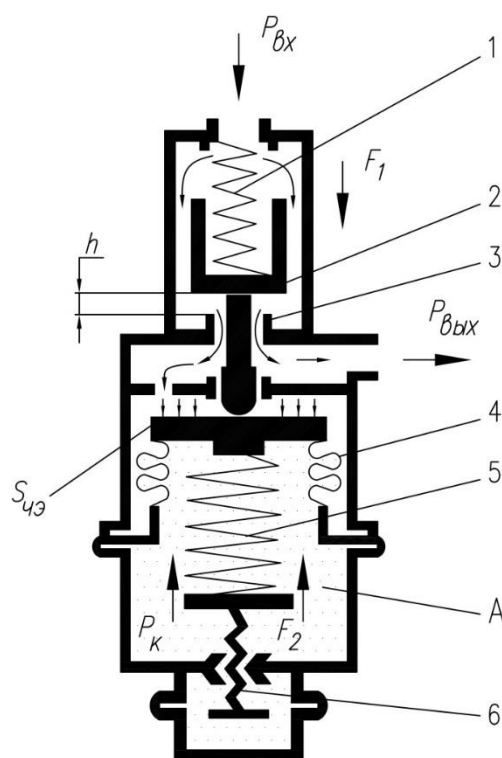


Рис. 5. Схема редуктора с пневмокоррекцией:
 1 – запорная пружина; 2 – клапан; 3 – седло;
 4 – сильфон; 5 – регулировочная пружина; 6 – регулировочный винт; А – сильфонная полость;
 F_1 – усилия запорной пружины; F_2 – усилия регулировочной пружины; P_k – давление в полости чувствительного элемента; $S_{чэ}$ – площадь чувствительного элемента

Суть метода заключается в следующем. Сильфонная полость В редуктора с помощью технологического приспособления вакуумируется, а потом заполняется гелием до нужного давления – как правило, несколько десятых абсолютной атмосферы (то есть в полости сохраняется частичный вакуум). Заполнение полости именно гелием

лием делается для того, чтобы после герметизации полости можно было проконтролировать ее герметичность гелиевым течеискателем. Для обеспечения перепада давления в сторону истечения из полости редуктор помещают в вакуум-камеру.

Контроль давления заполнения сильфонной полости гелием осуществляется по изменению выходного давления за редуктором, который во время пневмокоррекции находится в расходном режиме на настроенном жиклере (расходной шайбе). Например, для настройки редуктора до 4 ати при давлении в полости сильфона 0,5 ата нужно настроить редуктор на 4,5 ати и отсосать воздух из сильфонной полости. Когда давление настройки достигнет 3,5 ати, следует плавно заполнять полость гелием до тех пор, пока давление за редуктором не составит 4 ати, после чего герметизировать полость. Несколько трудоемко, но осуществимо.

Для определения давления в сильфонной полости, необходимого для достижения максимального эффекта температурной стабилизации выходного давления, рассмотрим несколько математических выкладок.

Текущая сила пружины с учетом текущего изменения температуры определяется по формуле

$$F = F_n - F_n \alpha (T - T_n) = F_n [1 - \alpha (T - T_n)],$$

где F_n – исходная сила пружины при T_n ; α – температурный коэффициент модуля упругости материала пружины; T – текущая температура нагретого или охлажденного узла; T_n – исходная температура (плюс 20 °С) при настройке редуктора.

Для определения жесткости пружины закономерность та же:

$$C = C_n [1 - \alpha (T - T_n)],$$

где C_n – исходная жесткость пружины при настройке редуктора ($T_n = 20^\circ\text{C}$).

Согласно закону Шарля для газа в постоянном объеме

$$P_2 = P_1 \frac{T_2}{T_1}, \quad (1)$$

где P_1 и T_1 – давление и температура газа в начальном состоянии; P_2 и T_2 – давление и температура газа в конечном состоянии.

Характеристическое уравнение редуктора $P_{\text{вых}} = f(T)$ с герметизированной полостью чувствительного элемента с учетом влияния температуры конструкции имеет вид

$$P_{\text{вых}}(T) = \frac{1}{S_{\text{чЭ}} - S_c} \times \{ (F_2 - F_1) [1 - \alpha (T - T_n)] - C [1 - \alpha (T - T_n)] h \pm S_c P_{\text{вх.н}} + S_{\text{чЭ}} P_k \},$$

где $S_{\text{чЭ}}$ и S_c – площади чувствительного элемента и седла редуктора соответственно; F_1 и F_2 – усилия запорной и регулировочной пружин при настройке соответственно; T – текущая температура конструкции при испытании; T_n – температура при настройке редуктора; C – исходная жесткость подвижной системы редуктора при настройке; h – ход (подъем) клапана редуктора при настройке; $P_{\text{вх.н}}$ – давление на входе в редуктор при его настройке; P_k – текущее давление в полости чувствительного элемента.

Знак перед членом $S_c P_{\text{вх.н}}$ зависит от типа редуктора: для обратного действия – минус, для прямого действия – плюс. Для редуктора с разгрузкой этот член вообще отсутствует. Давление $P_{\text{вх.н}}$ и расход газа, от которых зависит ход h , считаем для нашего случая постоянными.

Скорость изменения функции определяется значением ее производной. Нужно, чтобы она была равна нулю. Выразим текущее давление в полости сильфона P_k через исходную температуру T_n и исходное давление $P_{\text{к.н}}$ по формуле (1). Подставим это выражение в характеристическое уравнение и продифференцируем его по температуре T . Получим

$$\frac{dP_{\text{вых}}(T)}{dT} = [-\alpha(F_2 - F_1 - Ch) + \frac{P_{\text{к.н}}}{T_n} S_{\text{чЭ}}] \frac{1}{S_{\text{чЭ}} - S_c}. \quad (2)$$

Приравняв (2) к нулю и решив полученное уравнение относительно $P_{\text{к.н}}$, имеем

$$P_{\text{к.н}} = \frac{(F_2 - F_1 - Ch)\alpha T_n}{S_{\text{чЭ}}}. \quad (3)$$

Чтобы формулой (3) было удобно пользоваться, сделаем следующую подстановку: исходя из баланса сил (рис. 5), действующих на чувствительный элемент редуктора, получим

$$F_2 - F_1 - Ch = P_{\text{вых.н}} S_{\text{чЭ}} - P_{\text{к}} S_{\text{чЭ}} \pm S_c P_{\text{вх.н}}. \quad (4)$$

Подставив в (3) формулу (4) и решив ее относительно $P_{\text{к.н}}$, получим

$$P_{\text{к.н}} = \frac{P_{\text{вых.н}} \pm \frac{S_c P_{\text{вх.н}}}{S_{\text{чЭ}}}}{\frac{1}{\alpha T_n} + 1}.$$

Если упростить выражение для $P_{\text{к.н}}$ за счет члена $S_c (P_{\text{вх.н}}/S_{\text{чЭ}})$ ввиду его относительной малости и подставить численные значения $\alpha = 0,00035 \text{ 1/К}$ и $T_n = 293 \text{ К}$, получим рабочее соотношение для выбора давления пневмокоррекции

$$P_{\text{к.н}} = 0,093 P_{\text{вых.н}} \approx 0,1 P_{\text{вых.н}}. \quad (5)$$

Полученное по формуле (5) расчетное значение давления пневмокоррекции является ориентировочным. Стремиться к сверхточному $P_{\text{к.н}}$ нет смысла, так как температурный коэффициент модуля упругости находится в определенном диапазоне значений. Согласно одному источнику он составляет $3,5 \cdot 10^{-4} \text{ 1/К}$, согласно другому – $3,7 \cdot 10^{-4} \text{ 1/К}$ и т.д. Для каждой партии пружинной проволоки он индивидуальный. Поэтому давление пневмокоррекции, выбранное изначально по формуле (5), нужно уточнять по результатам конструкторской отработки. В зависимости от того, куда

смещается расходная характеристика, нужно увеличить или уменьшить давление пневмокоррекции.

Выводы

Для обеспечения стабильности настройки редукторов давления газа применены термокомпенсаторы, чтобы нивелировать температурные возмущения, и разработана методика пневмокоррекции, которая гарантирует стабильность настройки среднерасходных редукторов давления газа, применяемых в существующих проектах изделий ракетно-космической техники.

Список использованной литературы

1. Назарова Л. М., Уткин В. Ф., Титов С. М., Лисенко Ю. И., Присняков В. Ф., Горбачев А. Д. Клапаны бортовых систем стратегических ракет и космических аппаратов / под ред. акад. М. К. Янгеля. М., 1969. 358 с.
2. Ермилов В. А., Нестеренко Ю. В., Николаев В. Г. Газовые редукторы. Л., 1981. 176 с.
3. Выгодский М. Я. Справочник по высшей математике. М., 1958. 783 с.
4. Голубев М. Д. Газовые регуляторы давления / под ред. проф. Г. И. Воронина. М., 1964. 152 с.
5. Эдельман А. И. Редукторы давления газа. М., 1980. 167 с.
6. Хомяков А. Н., Трашутин А. И., Найденова Л. П. Анализ типов (схемных решений) редукторов давления: техн. отчет №711-222/76 / КБЮ. Днепропетровск, 1976. 50 с.

Статья поступила 04.06.2019