

ОПТИМИЗАЦИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКОЙ ФОРМЫ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ РАЗДЕЛИТЕЛЬНОГО КЛАПАНА

Одним из основных проектных параметров агрегатов автоматики пневмогидравлических систем ракет-носителей является коэффициент гидравлического сопротивления, который представляет собой коэффициент пропорциональности между перепадом давлений на агрегатах автоматики и скоростным напором. Коэффициент гидравлического сопротивления полностью открытого агрегата автоматики должен иметь предельно малое значение при требуемых габаритах и массе. При снижении потерь давления требуемое давление на входе в двигательную установку обеспечивается меньшим давлением наддува бака. Это приводит к уменьшению необходимого объема газа для наддува, что способствует повышению энергетических характеристик ракеты-носителя в целом. В данной работе описан способ снижения коэффициента гидравлического сопротивления разделительного клапана путем оптимизации геометрической формы проточной части. Рассмотрено решение задачи минимизации коэффициента гидравлического сопротивления клапана при заданных ограничениях по массе и габаритам конструкции. Базовый вариант клапана разработан с учетом заданных требований, рекомендаций литературы и характеристик узлов-аналогов. Для решения задачи оптимизации рассматривались варианты конструкции клапана, отличающиеся от базового конфигурацией входных и выходных патрубков, а именно различными размерами углов, образующих профиль потока, и длинами прямооточных участков. Проведены расчеты четырех вариантов конструкции клапана численными методами с помощью программного обеспечения ANSYS CFX. Использовались уравнения Навье – Стокса и модель турбулентности $k-\omega$ SST. По результатам расчетов выбран оптимальный вариант конструкции. Проведено сравнение базового варианта конструкции с оптимальным. Коэффициент гидравлического сопротивления оптимального варианта клапана снизился на 26% по сравнению с базовым при незначительном изменении массы и габаритных размеров. Конструкция разработанного разделительного клапана может быть использована при проектировании новых ракет-носителей.

Ключевые слова: агрегаты автоматики, клапан, ракета-носитель, оптимизация конструкции, ANSYS CFX.

Одним з основних проектних параметрів агрегатів автоматики пневмогидравлічних систем ракет-носіїв є коефіцієнт гідравлічного опору, який являє собою коефіцієнт пропорційності між перепадом тисків на агрегатах автоматики і швидкісним напором. Коефіцієнт гідравлічного опору повністю відкритого агрегату автоматики повинен мати гранично мале значення за необхідних габаритів і маси. У разі зменшення втрат тиску необхідний тиск на вході в рушійну установку забезпечується меншим тиском наддування бака. Це викликає зменшення необхідного об'єму газу для наддування, що сприяє підвищенню енергетичних характеристик ракети-носія загалом. У цій роботі описано спосіб зменшення коефіцієнта гідравлічного опору роздільного клапана через оптимізацію геометричної форми проточної частини. Розглянуто вирішення завдання мінімізації коефіцієнта гідравлічного опору клапана за заданих обмежень щодо маси й габаритів конструкції. Базовий варіант клапана розроблено з урахуванням заданих вимог, рекомендацій літератури та характеристик вузлів-аналогів. Для вирішення завдання оптимізації було розглянуто варіанти конструкції клапана, що відрізняються від базового конфігурацією вхідних і вихідних патрубків, а саме різними розмірами кутів, що утворюють профіль потоку, і довжинами прямострумінних ділянок. Проведено розрахунки чотирьох варіантів конструкції клапана чисельними методами за допомогою програмного забезпечення ANSYS CFX. Використано рівняння Нав'є – Стокса і модель турбулентності $k-\omega$ SST. За результатами розрахунків вибрано оптимальний варіант конструкції. Порівняно базовий варіант конструкції з оптимальним. Коефіцієнт гідравлічного опору оптимального варіанта клапана зменшився на 26% у порівнянні з базовим з незначною зміною маси та габаритних розмірів. Конструкцію розробленого роздільного клапана може бути використано під час проектування нових ракет-носіїв.

Ключові слова: агрегаты автоматики, клапан, ракета-носій, оптимізація конструкції, ANSYS CFX.

One of the main design parameters of the automatic equipment in the launch vehicle's pneumohydraulic systems is the flow friction characteristic, which represents the proportionality factor between the automatic equipment pressure differential and velocity head. The flow friction characteristic of the completely open automatic device should have very small value with required dimensions and mass. With decrease of the pressure losses, the required upstream pressure of the propulsion system is ensured with smaller pressurization of the tanks. It results in the decrease of the required pressurization gas volume, which boosts reduction of the performance of the launch vehicle as a whole. This paper describes the method of reduction of the flow

friction characteristic of the dividing valve, optimizing the geometric shape of the flow passage. The problem of minimization of the valve's flow friction characteristic is considered with the specified mass and design dimensions restrictions. The initial design of the valve was developed, taking into account the specified requirements, literature references and parameters of the analogue units. With the goal of optimization various options of valve design were considered, different from the initial design in configuration of the inlet and discharge nozzles, notably various angle sizes, forming the stream profile, and lengths of the direct-flow sections. Four options of the valve design were calculated using numerical methods of ANSYS CFX software. Navier – Stokes equations and $k-\omega$ SST turbulence model were used. Based on the calculations results the optimal design was selected. Initial design of the valve was compared with the optimal one. The flow friction characteristic of the optimal valve design decreased by 26 % in comparison with initial design with insignificant change of mass and dimensions. The design of the developed dividing valve can be involved in the design of the new launch vehicles.

Keywords: automation devices, valve, launch vehicle, design optimization, ANSYS CFX.

Введение

Одним из основных проектных параметров агрегатов автоматики (АА) пневмогидравлических систем ракет-носителей является коэффициент гидравлического сопротивления, который представляет собой коэффициент пропорциональности между перепадом давлений на АА (потери давления) и скоростным напором [1]. Во избежание больших потерь давления коэффициент гидравлического сопротивления полностью открытого АА должен иметь предельно малое значение при требуемых габаритах и массе [1, 2].

Требуемое давление на входе в двигательную установку (ДУ) обеспечивается меньшим давлением наддува в баках. Это приводит к улучшению прочностных характеристик баков и уменьшению необходимого объема газа для наддува и способствует повышению энергетических характеристик ракеты-носителя в целом.

Снизить коэффициент гидравлического сопротивления разделительного клапана возможно путем оптимизации геометрической формы его проточной части.

Варианты конструкции разделительного клапана

Общий вид базового варианта разделительного клапана показан на рис. 1.

Разработанный клапан имеет диаметр проходного сечения 170 мм и массу 12,6 кг.

Клапан открывается следующим образом: при подаче управляющего давления к штуцеру 3 в рабочей полости пневмопривода создается усилие, которое, преодолевая усилия сопротивления открытию, пере-

мещает поршень 6, шток 8 и затвор 1 до упора затвора в корпус 4.

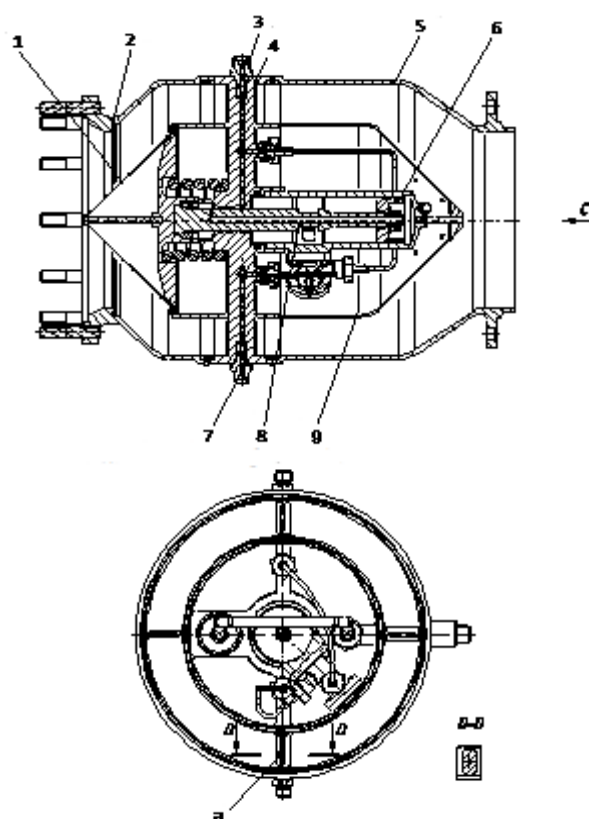


Рис. 1. Конструктивно-компоновочная схема разделительного клапана в открытом положении: 1 – затвор; 2, 5 – фланцы (фланец 5 не показан); 3, 9 – штуцеры; 4 – корпус; 6 – поршень; 7 – обтекатель (не показан); 8 – шток, а – ребра

В открытом положении клапана профиль проточной части образуется фланцами 2 и 5, корпусом 4, обтекателем 7 и затвором 1.

Для минимизации габаритов клапана сигнализатор контроля положения затвора, пневмопривод и механическая защелка размещены внутри клапана, под обтекателем 7. Штуцеры подвода управляющего давления соединены с пневмоприводом и

механической защелкой пневматическими магистралями, электрический разъем – с сигнализатором положения кабелями, которые размещены в ребрах a , выполненных в корпусе 4.

Геометрические размеры проточной части, образованной корпусом 4, обтекателем 7, затвором 1 и фланцами 2, 5, выбраны с учетом рекомендаций по обеспечению минимального гидравлического сопротивления [2] и других требований к конструкции. Форма профиля центрального тела удобообтекаемая – с плавно закругленной передней частью и более длинной клинообразной задней [3].

Гидравлическое сопротивление ребер a корпуса 2 обуславливается двумя факторами: сопротивлением трения и сопротивлением формы. Последнее является результатом отрыва потока от поверхности тела и вызванного этим вихреобразования. С целью снижения сопротивления формы ребра a выполнены с минимально возможными геометрическими размерами, острые кромки ребер закруглены таким образом, чтобы профиль максимально возможно соответствовал профилю удобообтекаемого тела [3].

Методы расчета

Решалась задача минимизации коэффициента гидравлического сопротивления клапана при заданных ограничениях по массе и габаритам конструкции. Оптимальную геометрическую форму проточной части разделительного клапана выбирали по результатам:

- 1) разработки базового варианта клапана с учетом заданных требований, рекомендаций литературы и характеристик узлов-аналогов;
- 2) численного моделирования течения рабочей жидкости через клапан;
- 3) определения участков с наибольшими потерями давления по результатам численного моделирования (контурные графики давления и скорости, линии тока);
- 4) корректировки 3D-модели;
- 5) численного моделирования течения рабочей жидкости для откорректированной конструкции.

При необходимости п. 3-5 повторялись.

Для решения задачи оптимизации рассматривали варианты конструкции клапана, отличающиеся от базового конфигурацией входных и выходных патрубков, а именно различными размерами углов, образующих профиль потока, и длинами прямооточных участков.

Базовый вариант клапана приведен на рис. 2.

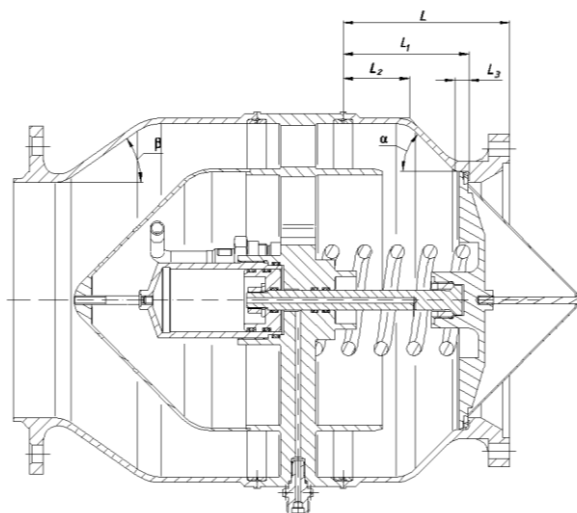


Рис. 2. Расчетная схема разделительного клапана: L – длина фланца; L_1 – расстояние от стыка фланца с корпусом; L_2 – длина цилиндрической части фланца; L_3 – расстояние от конической части фланца до седла; α , β – углы полураствора конических частей фланцев; D – диаметр условного прохода клапана

Численное моделирование течения жидкой среды в клапане выполнено с использованием программного обеспечения ANSYS CFX по модели турбулентности $k-\omega$ SST на сетке, состоящей из 32 432 559 элементов. Расчетная модель представляла собой трехмерную электронную модель разделительного клапана с прямолинейными участками трубопроводов длиной, равной десяти диаметрам клапана, для обеспечения выполнения граничных условий.

Движение жидкой среды в сечениях разделительного клапана моделировали с помощью уравнений Навье – Стокса, описывающих в нестационарной постановке законы сохранения массы и импульса, уравнений переноса турбулентной кинетической энергии и частоты турбулентной диссипации [4].

Основные уравнения записываются в следующем виде:

– уравнение неразрывности

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \mathbf{U}) = 0;$$

– уравнение сохранения импульса

$$\frac{\partial(\rho \mathbf{U})}{\partial t} + \nabla(\rho \mathbf{U} \otimes \mathbf{U}) = -\nabla p + \nabla \tau;$$

– уравнение переноса турбулентной кинетической энергии

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla(\rho \mathbf{U} k) = \nabla(\mu_{eff,k} \nabla k) + S_k;$$

– уравнение переноса частоты турбулентной диссипации

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \nabla(\rho \mathbf{U} \omega) = \nabla(\mu_{eff,\omega} \nabla \omega) + S_\omega,$$

где ρ – плотность жидкости, кг/м³; μ – динамическая вязкость, Па·с; μ_{eff} – эффективная вязкость, Па·с; p – давление, Па; \mathbf{U} – вектор скорости, м/с; k – турбулентная кинетическая энергия, м²/с²; ω – частота турбулентной диссипации, 1/с; $\tau = \mu(\nabla \mathbf{U} + (\nabla \mathbf{U})^T)$ – тензор вязких напряжений.

Результаты расчета

Геометрические параметры разделительного клапана и результаты численного расчета коэффициента гидравлического сопротивления приведены в таблице.

Результаты расчета коэффициента гидравлического сопротивления клапана

№	L , мм	L_1 , мм	L_2 , мм	L_3 , мм	α , град	β , град	m , кг	ζ	Δp , кгс/см ²
1	120	91	48	2	38	38	12,6	1,94	0,132
2	129	100	48	10,5	38	35	14	1,10	0,074
3	120	91	33	10,5	38	35	12,8	1,46	0,099
4	120	91	48	10,5	45	35	12,5	1,43	0,097

Коэффициент гидравлического сопротивления определяли по формуле [3]

$$\zeta = \frac{2(p_1 - p_2)}{\rho U_1^2},$$

где p_1, p_2 – средние значения давления в сечениях перед разделительным клапаном и за ним соответственно; U_1 – среднее значение скорости в сечении перед клапаном.

Как видно из таблицы, наиболее низкий коэффициент гидравлического сопротивления клапана оказался у варианта №2. Однако применение варианта №2 кроме увеличения массы ведет к значительному увеличению общего габаритного размера клапана, что, учитывая ограниченную зону для установки клапана, недопустимо. Наиболее приемлемым является вариант №4, имеющий оптимальное сочетание коэффициентов гидравлического сопротивления, массы и габаритных размеров.

На рис. 3–6 приведены контурные графики давления и скорости в продольном сечении клапана для базового и оптимального вариантов.

Расширение проточной части разделительного клапана за счет увеличения угла полураствора конуса и удлинения цилиндрической части фланца, расположенного вниз по потоку, привело к снижению потерь давления на клапане.

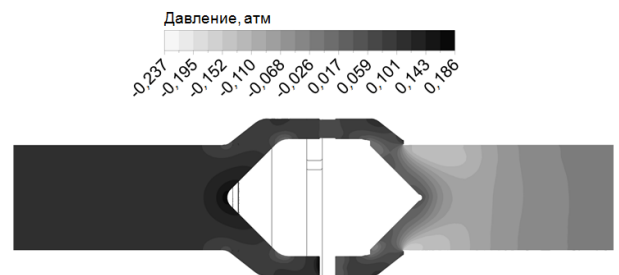


Рис. 3. Распределение избыточного давления по сечению разделительного клапана (базовый вариант)

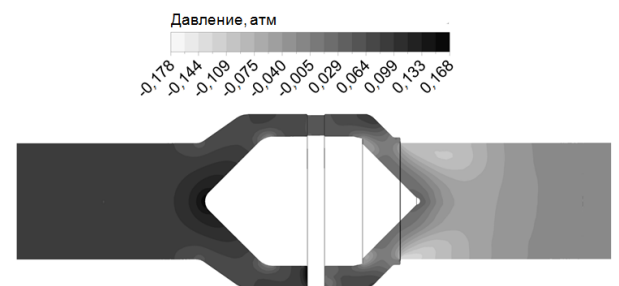


Рис. 4. Распределение избыточного давления по сечению разделительного клапана (оптимальный вариант)

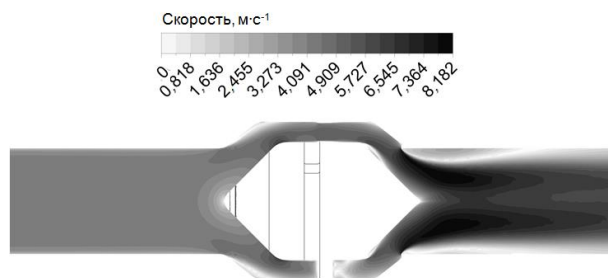


Рис. 5. Распределение скорости по сечению разделительного клапана (базовый вариант)

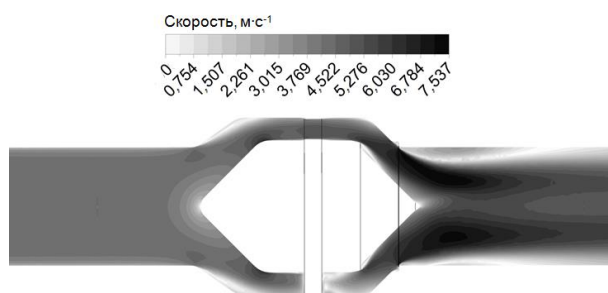


Рис. 6. Распределение скорости по сечению разделительного клапана (оптимальный вариант)

Выводы

1. Оптимизация геометрической формы проточной части разделительного клапана при проектировании позволила снизить коэффициент гидравлического сопротивления на 26%, что соответствует снижению потерь давления на $0,035 \text{ кгс/см}^2$.

2. Для получения гидравлических характеристик агрегатов автоматики на этапе проектирования целесообразно проводить гидравлические расчеты с использованием численного моделирования, позволяющего:

- определить потери давления на агрегатах автоматики с минимальной погрешностью;
- выдать рекомендации по оптимизации конструкции.

3. Конструкция разработанного разделительного клапана может быть использована при проектировании новых ракет-носителей.

Список использованной литературы

1. Гуревич Д. Ф. Расчет и конструирование трубопроводной арматуры: Расчет трубопроводной арматуры. – 5-е изд. – М.: Изд-во ЛКИ, 2008. – 480 с.

2. Яньшин Б. И. Гидродинамические характеристики затворов и элементов трубопроводов. – М.: Машиностроение, 1965. – 259 с.

3. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Под ред. М. О. Штейнберга. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.

4. Ansys CFX Solver Theory Guide [Электронный ресурс] / ANSYS Inc., 2012. – Режим доступа:

http://www1.ansys.com/customer/content/documentation/180/cfx_thry.pdf.

Статья поступила 12.12.2018