

Е.И. Барилюк,
Г.И. Зайончковский, д-р техн. наук
Национальный авиационный университет, Киев, Украина
В.Л. Кисель, канд. техн. наук,
Я.Б. Федоричко
ПАО «Киевское центральное конструкторское бюро арматуростроения», Киев, Украина

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО КЛАПАНА С ДВУХПОЗИЦИОННЫМ ПОЛЯРИЗОВАННЫМ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫМ ПРИВОДОМ

THE MATHEMATICAL MODEL OF THE PNEUMATIC VALVE WITH THE TWOPOSITION SOLENOID POLARIZATION DRIVE

Дано описание особенностей функционирования пневматических клапанов с двухпозиционным поляризованным электромагнитным приводом, широко применяемых в авиационной и космической технике. Отмечены их преимущества и недостатки. Разработана типовая математическая модель, описывающая работу клапана для режимов открытия и закрытия.

Ключевые слова: пневматический клапан, электромагнитный привод, математическая модель, закрытие, открытие, термодинамический процесс.

Постановка задачи исследований

В изделиях авиационной и космической техники, в транспортных средствах специального применения, а также во многих других технических устройствах широкое применение получили пневматические и гидравлические клапаны с электромагнитным приводом [1, 2, 3].

Среди большого количества различных типов электромагнитных клапанов (ЭМК) особое место занимают клапаны с двухпозиционным поляризованным электромагнитным приводом, потребляющие наименьшее количество электрической энергии, что обусловило их широкое применение в космической технике, в том числе в системах ориентации и стабилизации космических летательных аппаратов, в системах управления двигателями малой тяги, в системах энергоснабжения [4].

Решение вопросов оптимизации параметров и характеристик таких клапанов на стадии проектирования и опытной отработки требует предварительного моделирования их работы в составе основного изделия. Разработка адекватной математической модели, учитывающей специфику и особенности функционирования клапана в составе основного изделия, до сих пор является довольно сложной актуальной научной задачей, решению которой посвящены работы ряда авторов [5, 6, 7].

Несмотря на имеющиеся разработки, до сих пор является актуальным создание универсальной математической модели пневматического клапана с двухпозиционным поляризованным электромагнитным приводом, учитывающей как особенности работы магнитной системы привода, так и особенности термодинамических процессов протекания рабочей среды через затвор клапана в процессе его открытия, что являлось задачей данных исследований.

Объект исследований

Объектом исследований была выбрана типовая конструкция пневматического клапана с двухпозиционным поляризованным электромагнитным приводом и разгруженным запорным органом, изображенная на рисунке 1.

Клапан имеет следующие конструктивные особенности. Запорный орган (золотник) 11, статически разгруженный от давления рабочей среды, выполнен комбинированным: в нижней части установлен уплотнительный пояс А, на верхнем буртике — эластичный уплотнитель Б. В корпусе 10 внизу входной камеры К смонтирован эластичный уплотнитель В, соприкасающийся с уплотнительным пояском А запорного органа, а на дне выходной камеры Л выполнено седло Г, входящее в соприкосновение с уплотнителем Б запорного органа.

Запорный орган при помощи штока 9 соединен с якорем 7 поляризованного электромагнита.

Электромагнит состоит из корпуса 6 со стопами 1 и 8, обмоток 2 и 5, наружного магнитопровода 3 и постоянных магнитов 4, создающих магнитный поток в якоре 7.

Рассмотрим особенности работы клапана. Магнитный поток циркулирует по замкнутому контуру: полюс N, якорь 7, конусная поверхность якоря и стопа 8, стоп 8, корпус 6, наружный магнитопровод 3 и полюс S. Проходящий через рабочий зазор Δ_n магнитный поток создает силу притяжения якоря 7 к стопу 8. Якорь через шток 9 давит на запорный орган 11 и создает уплотнительное усилие на запорном органе. Клапан находится в закрытом положении.

Для открытия клапана в обмотку 3 подается импульс тока такого направления, чтобы магнитное поле обмотки

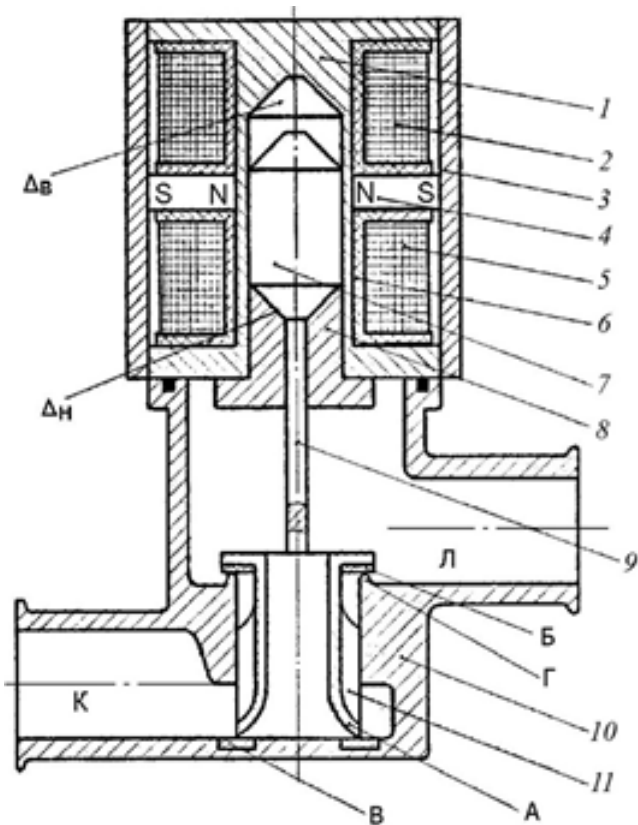


Рисунок 1 — Пневматический клапан с двухпозиционным поляризованным электромагнитным приводом:

1 — верхний стоп; 2 — обмотка открытия; 3 — наружный магнитопровод; 4 — постоянные магниты; 5 — обмотка закрытия; 6 — корпус электромагнита; 7 — якорь; 8 — нижний стоп; 9 — шток; 10 — корпус клапана; 11 — запорный орган (золотник)

2 совпадало с направлением магнитного поля магнитов 4. При этом в зазоре Δ_H магнитное поле, возбужденное обмоткой, не совпадает по направлению с полем магнитов 4, а в зазоре Δ_B — совпадает. В зазоре Δ_H результирующий магнитный поток уменьшается, а в зазоре Δ_B станет больше потока в зазоре Δ_H . В силу этого начнется движение вверх якоря и запорного органа. Клапан откроется, то есть появятся щели между уплотнителем В и уплотнительным пояском А, уплотнителем Б и уплотнительным пояском Г, а рабочая среда (газ) получает возможность перетекать из камеры К в камеру Л.

Когда якорь переходит в верхнее положение, то зазор Δ_B становится меньше зазора Δ_H и магнитный поток магнитов 4 переходит из нижнего зазора Δ_H в верхний Δ_B , создавая дополнительную силу притяжения между верхним стопом 1 и якорем 7.

Когда управляющий импульс тока на открытие клапана кончается и исчезает магнитное поле, создаваемое обмоткой 2, остается магнитное поле постоянных магнитов 4. Это поле создает силу, удерживающую якорь у верхнего стопа 1, а клапан — в открытом положении.

Для закрытия клапана управляющий импульс тока подается в обмотку закрытия 5. Направление тока в обмотке такое, что возбужденное обмоткой магнитное поле совпадает по направлению с полем магнитов в зазоре Δ_H и направлено навстречу полю магнитов 4 в зазоре Δ_B . В результате действия магнитодвижущей силы обмотки 5 магнитный поток в зазоре Δ_H становится больше магнитного потока в зазоре Δ_B , а сила притяжения между стопом 8 и якорем 7 станет больше силы притяжения между верхним стопом 1 и якорем. Якорь с запорным органом переместится вниз под действием силы притяжения якоря к нижнему стопу 8. Магнитный поток постоянных магнитов 4 перейдет из зазора Δ_B в зазор Δ_H и создаст притяжение между якорем 7 и нижним стопом 8, которое останется и после окончания импульса тока в обмотке закрытия 5. Клапан с помощью постоянных магнитов 4 будет удерживаться в закрытом положении, создавая усилие герметизации в запорном узле клапана.

Таким образом, основным преимуществом клапанов с двухпозиционным поляризованным электромагнитным приводом является минимальное потребление электрической энергии, которая расходуется только на перемещение подвижной системы электромагнитного привода в момент открытия или закрытия клапана, а удержание запорного органа в открытом или закрытом положении обеспечивается за счет магнитного потока постоянных магнитов, встроенных в конструкцию привода. Другим преимуществом таких клапанов является их повышенное быстродействие (время открытия и закрытия клапана составляет в среднем 8–12 мс).

Такое быстродействие обеспечивается за счет высокой скорости перемещения элементов подвижной системы клапана, что в свою очередь имеет и негативные последствия, связанные с наличием интенсивных периодических ударных эксплуатационных нагрузок, которые, как показал опыт эксплуатации, могут вызывать деформации и усталостные разрушения механических элементов клапана [8].

Математическая модель клапана с двухпозиционным поляризованным электромагнитным приводом

Учитывая особенности функционирования клапанов рассматриваемого типа в системах космических объектов, принята следующая расчетная схема клапана (рисунок 2).

Работа электромагнитного привода, якорь которого с помощью штока жестко соединен с запорным органом (золотником), может быть в первом приближении, достаточном для выполнения инженерных расчетов, описана следующими дифференциальными уравнениями [7]:

- уравнение движения якоря

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} = N_{cp} + N_T - N_{уд} - N_{гд} - N_{тр}; \quad (1)$$

- уравнение баланса напряжений в цепи обмотки электромагнита

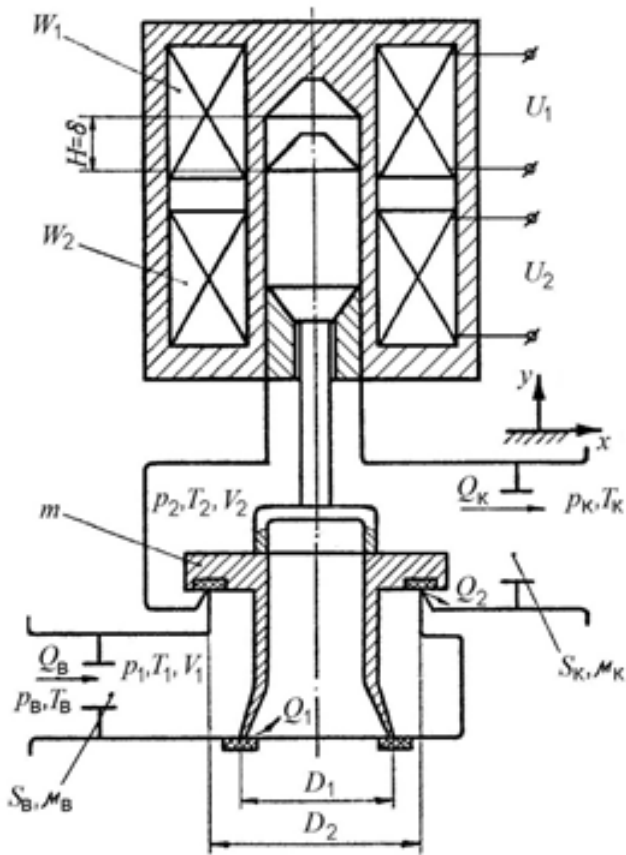


Рисунок 2 — Расчетная схема пневматического клапана с двухпозиционным поляризованным электромагнитным приводом

$$\frac{d\Phi_T}{dt} = \frac{U_1}{W \left(1 + \frac{R_1}{R_2 W^2}\right)} - \frac{R_3 \Phi_T}{G_{\text{общ}} W \left(1 + \frac{R_1}{R_2 W^2}\right)}, \quad (2)$$

где m — масса подвижных элементов клапана, соединенных с якорем (масса подвижной системы электромагнитного привода), y — перемещение якоря и связанного с ним запорного органа, t — время, N_{cp} — сила воздействия рабочей среды на запорный орган, N_T — тяговое усилие электромагнита, $N_{уд}$ — сила удержания, $N_{гд}$ — гидродинамическая сила потока рабочей среды, действующая на запорный орган, $N_{тр}$ — сила трения, действующая на подвижные элементы клапана, Φ_T — магнитный поток, образующий тяговое усилие, U_1 — управляющее напряжение, приложенное к обмотке электромагнита, W — количество витков электромагнита; R_1 — сопротивление обмотки электромагнита; R_2 — сопротивление вихревым токам сердечника электромагнита, $G_{\text{общ}}$ — общая проводимость магнитопровода относительно рабочего зазора.

Сопротивление вихревым токам сердечника электромагнита равно $R_2 = 4\pi q / l_{\text{мп}}$, где q — удельное сопротивление электрическому току стали магнитопровода; $l_{\text{мп}}$ — длина пути магнитного потока в магнитопроводе.

Анализируя уравнение (1), следует отметить, что при исследовании работы пневматических ЭМП часто

пренебрегают гидродинамической силой потока рабочей среды $N_{гд}$, препятствующей движению подвижной систем клапана во время его открытия. Однако при описании работы гидравлических клапанов, работающих на различных жидкостях, величина гидродинамической силы $N_{гд}$ в случае применения магнитов малой мощности становится соизмеримой с силами электромагнитного привода и ее обязательно следует учитывать в общем балансе сил, действующих на запорный орган клапана.

Тяговое усилие электромагнита N_T и сила удержания запорного органа $N_{уд}$ определяются как [2]

$$N_T = 40,6 \cdot 10^{-4} \frac{\Phi_T^2}{S_{\text{я}}} \sin^2 \alpha; \quad (3)$$

$$N_{уд} = 40,6 \cdot 10^{-4} \frac{\Phi_{уд}^2}{S_{\text{я}}} \sin^2 \alpha, \quad (4)$$

где N — сила, $H, S_{\text{я}}$ — площадь сечения якоря электромагнита, см^2 ; α — угол между осью якоря и образующей конуса; $\Phi_{уд}$ — магнитный поток от магнита, создающий удержание, Вб .

Магнитный поток, образующий тяговое усилие, может быть определен как

$$\Phi_T = \Phi_{\text{то}} + \Phi_{\text{тм}}, \quad (5)$$

где $\Phi_{\text{то}}$ — магнитный поток, возбуждаемый обмоткой управляющего магнита и создающий силу тяги, равный

$$\Phi_{\text{то}} = IWG_{\text{общ}} \quad (6)$$

$\Phi_{\text{тм}}$ — магнитный поток, возбуждаемый постоянным магнитом и создающий силу тяги, определяемый как

$$\Phi_{\text{т.м}} = N_M \frac{G_{\text{р.з}} G_M}{G_{\text{р.з}} + G_M + G_{\text{уд}}}. \quad (7)$$

В выражениях (6) и (7): I — сила тока в обмотке управляющего электромагнита; N_M — магнитодвижущая сила постоянного магнита, равная

$$N_M = \frac{\Phi_M}{\frac{G_{\text{уд}} \cdot G_{\text{ст}}}{G_{\text{уд}} + G_{\text{ст}}} + \frac{G_{\text{р.з}} \cdot G_{\text{ст}}}{G_{\text{р.з}} + G_{\text{ст}}}}, \quad (8)$$

где Φ_M — магнитный поток постоянного магнита, $G_{\text{р.з}}$ — проводимость рабочего зазора, в котором действует сила тяги, G_M — магнитная проводимость постоянного магнита с прилегающими зазорами, $G_{\text{уд}}$ — проводимость рабочего зазора, в котором действует сила удержания, $G_{\text{ст}}$ — магнитная проводимость стали, охватывающая обмотку.

Проводимость рабочего зазора, в котором действует сила удержания, равна

$$G_{\text{уд}} = \mu_0 \frac{S_{\text{я}}}{y \cdot \sin^2 \alpha_1}; \quad (9)$$

проводимость рабочего зазора, в котором действует сила тяги, определится как

$$G_{\text{р.з}} = \mu_0 \frac{S_{\text{я}}}{(\delta - y) \cdot \sin^2 \alpha_2}, \quad (10)$$

где $\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7} \text{ Г/м}$ — абсолютная магнитная проницаемость в рабочем зазоре электромагнита; δ — начальный зазор между головкой якоря и верхним стопом; α_1 и α_2 — соответствующие углы между осью якоря и образующими верхнего и нижнего конуса якоря (в нашем случае $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$).

Общая проводимость магнитной системы клапана будет равна

$$G_{\text{общ}} = \frac{\frac{G_{\text{ст}} \cdot G_{\text{р.з}}}{G_{\text{ст}} + G_{\text{р.з}}} \left(\frac{G_{\text{ст}} \cdot G_{\text{уд}}}{G_{\text{ст}} + G_{\text{уд}}} + G_{\text{м}} \right)}{\frac{G_{\text{ст}} \cdot G_{\text{р.з}}}{G_{\text{ст}} + G_{\text{р.з}}} + \frac{G_{\text{ст}} \cdot G_{\text{уд}}}{G_{\text{ст}} + G_{\text{уд}}} + G_{\text{м}}} \quad (11)$$

Усилие воздействия рабочей среды на запорный орган клапана определится как

$$N_{\text{ср}} = f_N (S_{\text{упл2}} - S_{\text{упл1}}) (p_1 - p_2), \quad (12)$$

где $S_{\text{упл1}}$ и $S_{\text{упл2}}$ — соответственно, площади нижнего и верхнего запорного элемента клапана; p_1 и p_2 — давление рабочей среды (газа) в соответствующих полостях клапана (рисунок 2); f_N — функция-поправка, учитывающая изменение силы $N_{\text{ср}}$ от величины подъема клапана x .

Для определения изменения значений давлений p_1 и p_2 в процессе срабатывания клапана используются следующие термодинамические уравнения, полагая процесс истечения газа через клапан адиабатическим [9]:

- уравнения для определения скорости изменения давления p_1 и p_2 :

$$\frac{dp_1}{dt} = k \frac{RT_{\text{в}} Q_{\text{в}} - RT_1 (Q_1 + Q_2) - p_1 \frac{dV_1}{dt}}{V_1}, \quad (13)$$

$$\frac{dp_2}{dt} = k \frac{RT_1 (Q_1 + Q_2) - RT_2 Q_{\text{к}} - p_2 \frac{dV_2}{dt}}{V_2}, \quad (14)$$

где k — показатель адиабаты; R — универсальная газовая постоянная; $T_{\text{в}}$, T_1 , T_2 , $T_{\text{в}}$ — соответственно абсолютная температура газа перед клапаном, в полостях клапана перед запорным узлом и после запорного узла, на выходе клапана; $Q_{\text{в}}$, Q_1 , Q_2 , $Q_{\text{к}}$ — соответственно расход газа на входе в клапан, через уплотнения 1 и 2, на выходе клапана; V_1 , V_2 — объемы рабочих полостей клапана перед запорным узлом и после запорного узла (рисунок 2).

- уравнения для определения абсолютных температур газа в рабочих полостях клапана:

$$\frac{dT_1}{dt} = T_1 \left[\frac{dp_1}{p_1} + \frac{dV_1}{V_1} - \frac{(Q_{\text{в}} - Q_1 - Q_2)RT_1}{p_1 V_1} \right], \quad (15)$$

$$\frac{dT_2}{dt} = T_2 \left[\frac{dp_2}{p_2} + \frac{dV_2}{V_2} - \frac{(Q_1 + Q_2 - G_{\text{в}})RT_2}{p_2 V_2} \right] \quad (16)$$

При неустановившихся процессах в газе во время движения клапана параметры p_1 , V_1 , T_1 , p_2 , V_2 и T_2 изменяются, поэтому, чтобы получить замкнутую систему уравнений, уравнения (13), (14), (15) и (16) дополняются уравнениями Менделеева-Клайперона для полостей V_1 , V_2 :

$$p_1 V_1 = m_1 R T_1; \quad (17)$$

$$p_2 V_2 = m_2 R T_2, \quad (18)$$

где m_1 и T_1 — удельная масса и абсолютная температура газа в полости V_1 ; m_2 и T_2 — удельная масса и абсолютная температура газа в полости V_2 ; R — универсальная газовая постоянная.

Объемы полостей V_1 и V_2 зависят от перемещения запорного органа клапана y :

$$V_1 = \phi_1(y); \quad V_2 = \phi_2(y), \quad (19)$$

которые определяются конструктивной схемой и параметрами проточной части клапана.

Расходы газа через соответствующие проходные сечения клапана для докритического истечения газа определяются как

$$Q_i = \mu_i S_i p_i \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{1}{RT_i} (\beta^{2/k} - \beta^{(k+1)/k})} \quad \text{при } \beta \geq \beta_{\text{кр}}, \quad (20)$$

где μ_i — коэффициент расхода; S_i — площадь i -го сечения дроссельного элемента клапана; $\beta = p_{i+1}/p_i$ — отношение выходного давления газа к входному на дроссельном элементе клапана; $\beta_{\text{кр}}$ — критическое значение величины β , при котором скорость газа достигает скорости звука.

В общем случае массовый расход газа через соответствующие проходные сечения клапана являются функциями термодинамических параметров, определяющих истечение газа через клапан, а также конструктивных параметров клапана, в том числе величины y подъема золотника клапана над седлом:

$$\begin{aligned} Q_{\text{в}} &= Q \left(\mu_{\text{в}}, S_{\text{в}}, p_{\text{в}}, T_{\text{в}}, \frac{p_1}{p_{\text{в}}} \right); \\ Q_2 &= Q \left(\mu_2, S_2, \frac{y}{H}, p_1, T_1, \frac{p_2}{p_1} \right); \\ Q_{\text{к}} &= Q \left(\mu_{\text{к}}, S_{\text{к}}, p_2, T_2, \frac{p_{\text{к}}}{p_2} \right). \end{aligned} \quad (21)$$

С учетом начальных и граничных условий решение системы уравнений (1) — (4), (12) — (18) дает возможность определить изменение всех параметров электромагнитного привода и гидродинамических процессов в проточной части клапана при его срабатывании.

Для примера рассмотрим процесс открытия клапана, который распадается на несколько этапов.

I этап. Клапан находится в исходном закрытом состоянии. Уравнение баланса сил на запорном органе клапана будет

$$N_{\text{ср}} + N_{\text{уп}} = N_{\text{уд}}, \quad (22)$$

где N_{cp} — сила воздействия рабочей среды на запорный орган, равная

$$N_{cp} = (S_2 - S_1) (p_1 - p_2); \quad (23)$$

$N_{уп}$ — сила упругости материала уплотнителей Б и В (рисунок 1), равная

$$N_{уп} = N_{упБ} + N_{упВ} = C_Б \Delta_Б + C_В \Delta_В, \quad (24)$$

где $C_Б$ и $C_В$ — упругости материалов уплотнителей Б и В, соответственно; $\Delta_Б = \Delta_В = \Delta$ — линейная деформация материалов уплотнителей и под действием силы удержания $N_{уд}$.

При подаче на обмотку электромагнита 2 управляющего импульса U_1 в соответствии с выражением (2) возникает магнитный поток Φ_T , образующий тяговое усилие N_T на открытие клапана и равный

$$\Phi_T = \frac{A}{B} (1 - e^{-Bt}), \quad (25)$$

$$\text{где } A = \frac{U_1}{W \left(1 + \frac{R_1}{R_2 W^2} \right)}; \quad B = \frac{R_1}{G_{обш} W^2 \left(1 + \frac{R_1}{R_2 W^2} \right)}$$

Возникшее тяговое усилие N_T на открытие клапана, величина которого определится выражением (3) и пропорциональна Φ_T^2 изменяет баланс сил на запорном органе, который в начальный период открытия клапана обычно называют периодом предварения, будет определяться как

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} = N_{cp} + N_T + N_{уп} - N_{уд}. \quad (26)$$

Запорный орган клапана начнет перемещаться вверх, оставаясь закрытым в пределах упругой деформации $\Delta_Б$ ($\Delta_В$) материала уплотнителей Б и В. Этот этап в открытии клапана будет продолжаться, пока выполняется условие $\Delta_Б$ ($\Delta_В$) $\geq y$.

II этап. Этап непосредственного открытия клапана, когда якорь 7 электромагнитного привода вместе с запорным органом клапана 11 перемещается от нижнего стопа 8 до верхнего стопа 1 (рисунок 1).

Баланс сил на запорном органе клапана будет определяться выражением (1), магнитный поток Φ_T и, соответственно, тяговое усилие N_T будут нарастать в соответствии с выражениями (25), (5)–(7) и (3). Давление газа p_1 и p_2 в полостях V_1 и V_2 проточной части клапана будут изменяться в соответствии с термодинамическими уравнениями (13)–(18), что приведет к соответствующему изменению силового воздействия N_{cp} рабочей среды на запорный орган клапана.

Этот этап будет продолжаться до тех пор, пока не выберется рабочий зазор δ между якорем электромагнита и верхним стопом 1, то есть не выполнится условие $\delta - y = 0$ или $H - y = 0$.

III этап. Клапан открыт. Управляющий импульс U_1 снят. Якорь электромагнита с помощью постоянных магнитов 4 (рисунок 1) прижимается к верхнему стопу клапана с силой $N_{уд}$, определяемой выражением (4). При этом завершается изменение объемов полостей клапана

и их производных и обеспечивается стабильный поток рабочего тела через внутренние полости клапана.

Расход газа через запорный узел клапана в соответствии с выражением (20) будет определяться как

$$Q_2 = \mu_2 S_2 p_1 \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{1}{RT_1} \left(\left[\frac{p_2}{p_1} \right]^{2/k} - \left[\frac{p_2}{p_1} \right]^{(k+1)/k} \right)} \quad (27)$$

В случае, когда можно пренебречь сопротивлением потоку газа на входе и на выходе клапана, т. е. когда $p_Б = p_1$, $T_Б = T_1$; $p_2 = p_к$, $T_2 = T_к$ и $Q_Б = Q_2$ расход газа через клапаны будет равен

$$Q_к = \mu_2 S_2 p_Б \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{1}{RT_Б} \left(\left[\frac{p_к}{p_Б} \right]^{2/k} - \left[\frac{p_к}{p_Б} \right]^{(k+1)/k} \right)} \quad (28)$$

Процесс закрытия рассматриваемого пневматического клапана происходит аналогично, но при этом гидродинамическая сила $N_{гд}$ в уравнении (1) меняет знак на противоположный.

Исследование параметров истечения газа в проточной части запорного узла клапана

При взаимодействии резиновой поверхности уплотнительной вставки Б с уплотнительным пояском седла клапана Г (рисунок 1) в процессе эксплуатации на резиновой поверхности образуется кольцевая канавка, размеры которой в процессе увеличиваются (рисунок 3).

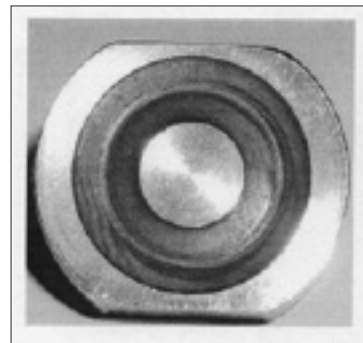


Рисунок 3 — Канавка на резиновой поверхности уплотнительной вставки запорного узла клапана, которая образовалась после 90% выработки ресурса клапана

При небольших усилиях $N_{уд}$ удержания клапана в закрытом положении канавка на новой уплотнительной вставке имеет небольшие размеры: ширина $\approx 0,1$ мм и глубина 0,005–0,01 мм. С увеличением $N_{уд}$ и за счет динамического воздействия золотника на седло клапана в процессе выработки ресурса размеры канавки увеличиваются. Она приобретает кольцевую форму с поднятым краем над поверхностью. На краю канавки образуются выступы.

В результате обмеров резинового уплотнительного кольца клапана после проведения специальных стендовых испытаний получены точечные значения поверхности резиновой вставки, на которой образовалась канавка.

Полученные экспериментальные данные послужили основой для получения зависимости, описывающей форму канавки при наличии износа и остаточной деформации резины

$$Y(x) = a_m e^{-\alpha x^2} \cos(\tau x), \quad (29)$$

где параметры a_m , α , τ получены из условия наибольшего приближения зависимости (29) к экспериментальным данным: $a_m = 1,1 \text{ мм}$, $\alpha = 2 \text{ мм}^{-1}$, $\tau = 4 \text{ мм}^{-1}$.

Зависимость (29) достаточно точно описывает форму канавки на ее основном участке (рисунок 4).

Следует отметить, что в закрытом состоянии седло вдавливается в резиновую поверхность золотника, при этом форма резиновой поверхности в центре канавки повторяет форму поверхности седла. При подъеме штока во время открытия клапана резиновая поверхность вставки освобождается от нагрузки, и ее форма начинает изменяться. Особенностью изменения формы резиновой поверхности вставки есть существенная нелинейность ее перемещения во времени.

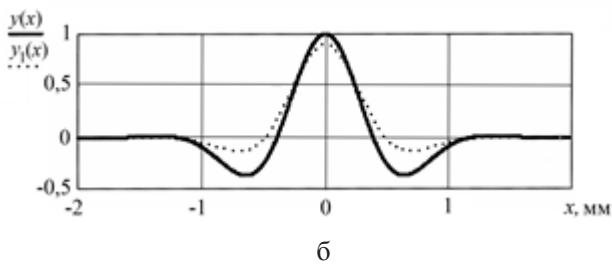
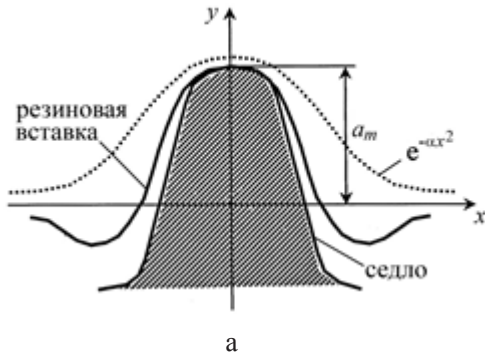


Рисунок 4 — Форма канавки на поверхности резиновой вставки золотника (а) и ее взаимодействие с седлом клапана (б)

Предлагается описывать изменение во времени формы поверхности резиновой вставки экспоненциальной зависимостью вида (рисунок 5)

$$Y_p = y_0 (1 - e^{-\gamma t}).$$

Основное влияние на параметры истечения газа в проточной части запорного узла клапана имеет изменение площади щели в центральной части поверхности контакта резиновой вставки золотника с седлом. Поэтому изменение во времени формы резиновой поверхности вставки может

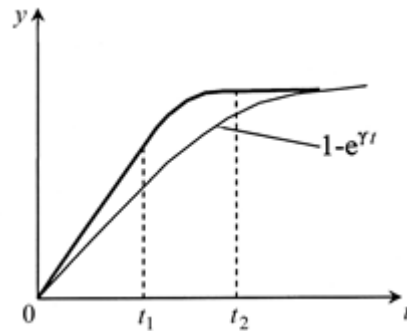


Рисунок 5 — Восстановление размера резиновой вставки во времени после прекращения действия нагрузки за счет релаксации резины

быть описано зависимостью вида

$$Y(t, x) = [a_m + y_0 (1 - e^{-\gamma t})] \cdot e^{-\alpha x^2} \cos(\tau x). \quad (30)$$

Площадь поперечного сечения проточной части запорного узла клапана изменяется в результате релаксации резины. Изменение площади будет описываться зависимостью

$$\Delta A = \pi D_c \Delta y(t, x),$$

где $D_c = D_2$.

Приравняв прирост площади ΔA к функции дифференциала, получаем

$$\Delta A = \pi D_c \cdot \left. \frac{\partial y}{\partial t} \right|_{t=0} \cdot t + \left. \frac{\partial y}{\partial x} \right|_{t=0} \cdot x,$$

где производные зависимости (30) вычисляются при $t = 0$.

После дифференцирования зависимости (2) получаем

$$\frac{\partial y}{\partial t} = y_0 \gamma e^{-\gamma t} e^{-\alpha x^2} \cos(\tau x),$$

Подставив значение $t = 0$, найдем

$$\frac{\partial y}{\partial x} = [a_m + y_0 (1 - e^{-\gamma t})] \times$$

$$\times \left[\tau \cdot e^{-\alpha x^2} \cdot \sin(\tau \cdot x) + 2\alpha x e^{-\alpha x^2} \cdot \cos(\tau \cdot x) \right]$$

$$\Delta A = \pi d_c y_0 \gamma e^{-\alpha x^2} \cos(\tau x) \cdot t +$$

$$+ \left[\tau e^{-\alpha x^2} \sin(\tau x) + 2\alpha x e^{-\alpha x^2} \cos(\tau x) \right] \cdot x.$$

Металлическая рабочая поверхность седла клапана в большинстве случаев выполняется в виде участка тора с конечными боковыми гранями. Фактические рабочие поверхности седла имеют некоторое отклонение от геометрии тора. Для их точного описания можно использовать ряды Фурье–Бесселя.

Экспериментально фактическая форма сечения рабочей поверхности седла клапана определялась с помощью отпечатка поверхности на красномедной

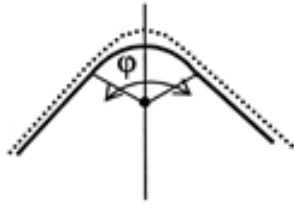


Рисунок 6 — Экспериментальное определение фактической формы сечения рабочей части седла клапана

пластинке. В результате обработки фотоотпечатка получен ряд фактических форм рабочей поверхности седла клапана (рисунок 6).

Определено, что причиной отклонения формы сечения рабочей части седла клапана от окружности есть выпуклости формы сечения. При этом радиус кривизны в центральной части рабочей зоны увеличивается.

В результате обработки экспериментальных данных установлено, что отклонения формы сечения от окружности описывается полиномиальной зависимостью, которая включает в себя только четные степени и имеет вид

$$\Delta r = b_0 x^2 + b_1 x^4,$$

где b_1, b_2 — коэффициенты, которые имеют разные знаки.

Полученная зависимость дает возможность описать изменение (вариацию) площади проточной части запорного узла клапана, которое обусловлено допусками на изготовление деталей запорного узла клапана.

Вариация площади проточной части запорного узла клапана будет определяться приближенной зависимостью

$$\Delta A = \pi D_n \Delta r = \pi D_n (a_0 x^2 + a_1 x^4),$$

где D_c — средний диаметр проточной части запорного узла клапана.

При открытии клапана истечение газа через кольцевой зазор запорного узла сопровождается специфическими газодинамическими эффектами. В этом случае в проточном канале запорного узла газ будет протекать через щель переменного поперечного сечения (рисунок 7).

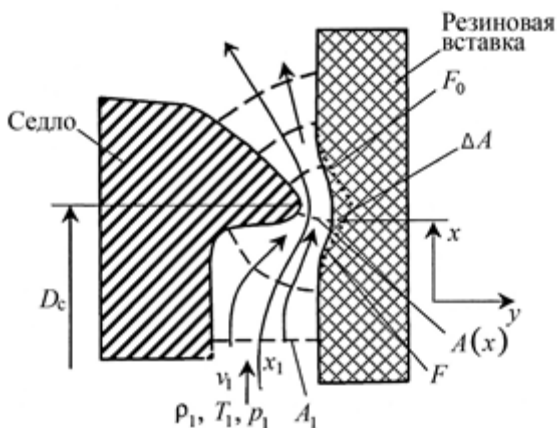


Рисунок 7 — Расчетная схема течения газа через щель запорного узла клапана

Следует заметить, что перемещение у золотника клапана с резиновой вставкой при открытии клапана намного меньше диаметра D_c седла. Поэтому течение газа в щели между седлом и резиновой вставкой можно принять одномерным, зависящим только от координаты x .

Будем полагать истечение газа через запорный узел клапана адиабатичным и изоэнтропичным. При этом параметры истечения будут определяться термодинамическими параметрами газа в некотором начальном сечении x_1 и изменением сечения потока $A(x)$ по длине канала. В выбранном начальном сечении x_1 с площадью A_1 имеем давление газа p_1 , среднюю скорость его истечения v_1 , плотность газа ρ_1 , температуру T_1 и число Маха M_1 .

Изменение площади поперечного сечения канала $A(x)$ будет определяться геометрическими размерами седла и запорной части золотника, а также зависеть от формы резиновой вставки. В начальный момент открытия клапана уплотняющая поверхность резиновой вставки имеет кольцевую канавку (показано пунктирной линией F_0 на рисунке 7). В дальнейшем в процессе открытия клапана происходит релаксация формы резиновой поверхности, и она принимает форму кривой F .

В соответствии с этим течение газа происходит в канале запорного узла клапана, площадь поперечного сечения которого изменяется.

Результаты специальных исследований изменения параметров истечения газа через запорный узел клапана при его открытии приведены в работе [10].

Авторами работы сделан вывод, что изменение относительной площади поперечного сечения канала в результате релаксации формы поверхности резиновой вставки не превышает 0,15, в связи с чем предлагается расчет параметров истечения газа через щель запорного узла клапана производить как для канала постоянного сечения, а отклонение формы канала за счет релаксации резины учитывать в виде дифференциалов (приращений) соответствующих параметров истечения.

Показано, что максимальное значение числа Маха в узком сечении канала не превышает 0,6. Для таких скоростей истечения максимальные изменения термодинамических параметров потока газа через клапан за счет релаксации резины составляют: 2% для скорости, 3% для температуры, 6% для плотности и 10% для давления газа.

Зависимость относительного изменения статического давления газа по длине канала запорного узла клапана показана на рисунке 8.

Имеет место плавное изменение давления газа в канале запорного узла клапана. Наименьшее значение давления наблюдается в узкой части канала. Уменьшение давления составляет немногим более 20% от давления на входе в запорный узел клапана.

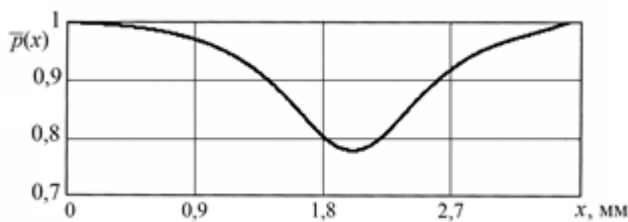


Рисунок 8 — Відносне зменшення статичного тиску по довжині каналу в запорному вузлі клапана

Результати розрахунків змінення тиску в проточному каналі запорного вузла клапана рекомендується використовувати для визначення в вираженні (2) значень функції-поправки f_N , уявляючої змінення сили тиску серед N_{cp} от величини підйому клапана.

Висновки

1. Представлена математична модель функціонування пневматичного клапана з двохпозиційним поляризованим електромагнітним приводом дозволяє вирішувати задачу раціонального вибору параметрів проточної частини клапана і його електромагнітного приводу, а також може бути використана при оцінці впливу експлуатаційних змін у клапані (в тому числі утворення канавки на поверхні резинового ущільнення запорного вузла) в процесі виробки його ресурса на його характеристики і вихідні параметри.

2. Для розрахунку номінальних параметрів течія газу (щільності, швидкості, тиску і температури) в проточній частині запорного вузла пневматичного клапана цілорозумно використовувати залежності, які описують одномерне течія ідеального газу.

3. Урахування змінення сечення проточного каналу запорного вузла клапана при його відкритті за рахунок релаксації форми резинового ущільнення рекомендується виконувати шляхом обчислення частинних похідних змінення параметрів по площі сечення каналу з наступним знаходженням варіацій значень параметрів, що відповідають їх диференціалам.

Показано, що максимальне значення числа Маха в вузькому сеченні каналу не перевищує 0,6. Для таких швидкостей виходу максимальні змінення термодинамічних параметрів потоку газу через клапан за рахунок релаксації резини складають: 2% для швидкості, 3% для температури, 6% для щільності і 10% для тиску газу.

Література

1. Кармугин, Б.В. Сучасні конструкції малогабаритної пневмоарматури / Б.В. Кармугин, В.Л. Кисель, А.Г. Лазебник. — К.: Техніка, 1980. — 296 с.

2. Пржиалковський, А.Л. Електромагнітні клапани / А.Л. Пржиалковський, С.Х. Щутинський. — Л.: Машинобудування, 1967. — 243 с.

3. Никитин, Ю.Ф. Електромагнітні клапани / Ю.Ф. Никитин, Б.С. Плюгин, Н.А. Рыков. — М.: МВТУ ім. Н.Е.Баумана, 1976. — 90 с.

4. Рыкуніч, Ю.Н. Дослідження по енергетичним критеріям запасів работоспособності поляризованих двохпозиційних електромагнітних клапанів двигательних установок / Ю.Н. Рыкуніч, А.Е. Ситников, Л.Г. Александров, Е.И. Барилук, Г.Й. Зайончковський // Вестник ФГУП «НПО ім. С.А. Лавочкина». Космонавтика і ракетобудування. — 2013. — №4 (20). — С. 61—67.

5. Семин, Д.А. Експериментальні дослідження силового впливу потоку на запірну частину електропневматичного клапана / Д.А. Семин, Я.И. Мальцев, М.О. Мальцева // Вісн. Сум. держ. ун-ту. Сер. Техн. науки. — 2006. — № 5. — С. 60—65.

6. Ратманський, О.И. Арматура реактивних систем управління космічних летальних апаратів / О.И. Ратманський, И.Р. Кричкер. — М.: Машинобудування, 1980. — 152 с.

7. Кисель, В.Л. Математичні моделі функціонування клапанів з електромагнітним приводом / В.Л. Кисель, Ю.Н. Рыкуніч, Я.Б. Федоричко, Г.И. Зайончковський // Вибрації в техніці і технологіях. — 2003. — №2 (28). — С. 10—19.

8. Хильчевський, В.В. Надійність трубопроводної пневмогідроарматури / В.А. Хильчевський, А.Е. Ситников, В.А. Ананьєвський. — М.: Машинобудування, 1989. — 208 с.

9. Гідрогазотермодинаміка: навч. посіб. / [Бадах В.М., Глазков М.М., Головка Ю.С. та ін.]; за ред. Г.Й. Зайончковського. — К.: Наудрук, 2009. — 352 с.

10. Рыкуніч, Ю.М. Особливості нестационарних газодинамічних процесів у проточній частині електромагнітного клапана високого тиску / Ю.М. Рыкуніч, Г.Й. Зайончковський, С.В. Струтинський // Промислова гідроліка та пневматика. — 2013. — № 1(39). — С.55—61.

References

1. Karmugin, B.V. Sovremennyye konstrukcii malogabarnitnoy pnevmoarmany / B.V. Karmugin, V.L. Kisel', A.G. Lazebnik. — K.: Tekhnika 1980. — 295 s.

2. Pzhialkovskiy, A.L. Electromagnitnye klapany / A.L. Pzhialkovskiy, S.H. Schutinskiy. — L.: Mashinostroenie, 1967. — 234 s.

3. Nikitin, Yu.F. Elektromagnitnie klapani / Yu.F. Nikitin, B.S. Pljugin, N.A. Rikov // М.: MVTU im. N.E. Baumana, 1976. — 90 s.

4. Rikunich, Yu.N. Issledovanie po energeticheskim kriteriyam zapasov rabotosposobnosti polyarizovannih dvuh polyarizovannih elektromagnitnih klapanov dvigatelnykh ustanovok / Yu. N. Rikunich, A.E. Sitnikov, L.G. Aleksandrov, E.I. Bariljuk, G.J. Zajonchkovskiy // Vестnik FGUP «NPO im. S.A. Lavochkina». Kasmonavtika i raketostroenie. — 2013. — №4 (20). — S. 61—67.

5. Semin, D.A. Eksperimentalnie issledovaniya silovogo vozdeictviya na zapornuju chast elektropnevmaticheskogo klapanu / D.A. Semin, Ya.I. Maltsev, M.O. Maltseva // Visn. Sum. derzh. untu. Ser. Tehnich. nauki. — 2006. — №5. — S.60—65.

6. Ratmanskij, O.I. Armatura reaktivnykh system upravleniya kosmicheskikh letatelnykh apparatov. — М.: Mashinostroenie, 1980. — 152 s.

7. Kisel, V.L. Matematicheskie modeli funktsionirovaniya klapanov s elektromagnitnim privodom / V.L. Kisel, Yu. N. Rikunich, Ja.B. Fedorichko, G.I. Zajonchkovskiy // Vibratsii v tehnikе i tehnologiyah. — 2003. — №2 (28). — S. 10—19.

8. Hilchevskiy, V.V. Nadezhnost pnevmo gidroapparatur / V.V. Hilchevskiy, A.E. Sitnikov, V.A. Ananevskiy — М.: Mashinostroenie, 1980. — 152 s. М.: Mashinostroenie, 1989. — 208 s.

9. Gidrogazotermodynamika: navch. posib. / [Badah V.M., Glazkov M.M., Golovko Yu.S. ta in.]; za red. G.J. Zajonchkovskogo. — К: Vidvo Nats. avia. untu «NAUdruk», 2009. — 352 s.

10. Rikunich, Yu.M. osoblivosti nestatsionarnih gazodinamichnykh protsesiv u protochniy chastini elektromagnitnogo klapanu visokogo tisku / Yu.M. Rikunich, G.Yo. Zajonchkovskiy, S.V. Strutinskiy // Promislova gidravlika i pnevmatika. — 2013. — №1 (39). — S. 55—61.

Надійшла 15.09.2014 року

УДК 621.646.4

Математична модель пневматичного клапана з двопозиційним поляризованим електромагнітним приводом

**Є.І. Барилюк, Г.Й. Зайончковський,
В.Л. Кисель, Я.Б. Федоричко**

Наведено опис особливостей функціонування пневматичних клапанів з двопозиційним електромагнітним приводом, які широко використовуються в авіаційній і космічній техніці. Відзначено їх переваги і недоліки. Розроблено типову математичну модель, яка описує роботу клапана для режимів відкриття і закриття.

Розглянуто особливості термодинамічних процесів течії газу в каналі запірного вузла клапана упродовж його відкриття з урахуванням релаксації гумового ущільнення.

Ключові слова: пневматичний клапан, електромагнітний привод, математична модель, відкриття, закриття, термодинамічний процес.

UDC 621.646.4

The mathematical model of the pneumatic valve with the two-position solenoid polarization drive

**E.I. Barilyuk, G.J. Zajonchkovskiy,
V.L. Kisel, Ja.B. Fedorichko**

The article explains operational peculiarities of the pneumatic valves with twopositioned electromagnetic drive, which are widely used in aviation and space aircrafts. The article points out advantages and disadvantages of such valves. The paper gives typical mathematical model that describes the work of the valve during opening and closure.

The peculiarities of thermodynamic processes of gas flow in the channel of the sealing unit of the valve during opening subject to rubber sealing relaxation had been studied.

Keywords: pneumatic valve, electromagnetic drive, mathematical model, opening, closure, thermodynamic process.