УДК 629.7.01+621.318 https://doi.org/10.15407/itm2024.03.049

Ю. В. КНИШЕНКО

ДИНАМІКА ЕЛЕКТРОКЕРОВАНИХ ПАЛИВНИХ КЛАПАНІВ РЕАКТИВНИХ ДВИГУНІВ МАЛОЇ ТЯГИ НА «ЗЕЛЕНОМУ» ПАЛИВІ

Інститут технічної механіки
Національної академії наук України і Державного космічного агентства України,
вул. Лешко-Попеля, 15, Дніпро, Україна, 49005; e-mail: knyshenko@ukr.net

В останні роки у ведучих космічних державах світу приділяється значна увага пошуку нових видів рідинних нетоксичних «зелених» палив. Відомі розробки двигунів на «зелених» видах палива тягою від 0,1 Н до 220 Н. Деякі з них успішно випробувані на космічних апаратах (КА) у орбітальних умовах. Рідинні реактивні двигуни малої тяги, що застосовуються на КА, є виконавчими органами системи керування рухом апарата. Їх робота відбувається за командними сигналами бортової системи керування шляхом подачі електричної напруги на котушки електромагнітів паливних клапанів кожного з двигунів, що забезпечують подачу палива на заданий інтервал часу для отримання необхідного імпульсу тяги. Проблемним питанням таких двигунів є затримки вмикання та вимкнення двигунів по відношенню до командного сигналу. Тому параметри клапанів необхідно обирати такими, щоб ці ефекти були мінімальними.

Мета роботи – визначення конструктивних параметрів електрокерованих паливних клапанів двигунів малої тяги на «зелених» видах палива для забезпечення їх ефективної роботи при керуванні рухом КА і мінімізації енерговитрат на живлення клапанів. Для визначення цих параметрів використано галузевий стандарт, методика роботи за яким підтверджена методами числового моделювання. Ключовим для скорочення затримки вмикання двигуна є зменшення ходу тарілі клапана від сідла до упору за умови подачі необхідної кількості палива до реакційної камери. Але при цьому відбувається збільшення затримки вимкнення. Розрахунковим шляхом показано, що після виходу електромагнітних параметрів на стаціонарні значення можна знизити електричну напругу до (30 – 40) % від номінального значення зі збереженням клапана у відкритому стані, що скорочує термін закриття клапана. Крім того, такий спосіб живлення зменшує загальні витрати електричної енергії на роботу клапанів. Математична модель динаміки клапанів дозволяє визначити параметри роботи двигунів за командних сигналів короткої протяжності, ймовірних у льотних умовах, за яких клапан не відчиняється повністю, що знижує питомий імпульс двигуна. Отримані результати можуть бути використанні при розробці систем реактивних двигунів малої тяги на «зелених» видах палива.

***Ключові слова**: реактивний двигун малої тяги, «зелене» монопаливо, електрокерований паливний клапан, динаміка клапана, затримка вмикання/вимкнення двигуна, зниження напруги живлення клапана, робота клапана у імпульсивних режимах.*

Recently, the leading space countries have paid much attention to searching for and using new types of untoxic “green” propellants. Developments of 0.1 N to 220 N “green”-propellant thrusters have been reported, and some of them have been successfully tested in flight conditions. Liquid-propellant spacecraft thrusters are actuators of a spacecraft in-orbit motion control system. They are actuated from command signals of the spacecraft control system by applying a voltage to the electromagnet coils of the propellant valves of each of the engines that are to feed the propellant during a specified time interval to produce a required thrust impulse. A problem common to liquid-propellant thrusters irrespective of the propellant type is a thruster start-up delay with respect to the command signal and a thruster shut-down delay with respect to the electromagnet coil de-energizing. In other words, the thruster response is shifted with respect to the command signal. Because of this, the valve parameters must be chosen in such a way as to minimize the delay effect.

The goal of this work is to determine design parameters of electrically controlled propellant valves that would provide an efficient in-orbit operation of “green”-propellant thrusters with a minimum of electric energy consumption. To determine these parameters, use was made of a branch standard, the procedure of work with which was based on empirical data and verified by numerical simulation. The key factor in shortening the thruster start-up delay is to reduce the seat-to-tip valve plate travel on condition that a required propellant amount is fed to the reaction chamber. However, this extends the shut-down delay, which has a harmful effect in the short-impulse operation mode. It is shown by calculation that after the electromagnetic parameters have reached their steady-state values, the voltage can be reduced by 30 to 40 per cent of its nominal value with the valve kept in an open state, after which the valve closes with a shorter delay. In addition, this way of valve energizing reduces the total electric energy consumption for valve operation. The mathematical model of valve dynamics allows one to determine the valve operation parameters in the case of short command signals probable in flight conditions. In such a case, a valve does not open to a full extent, which results in a low specific impulse. The results of this study may be used in the development of “green”-propellant thrusters.

***Ключові слова**: thruster, “green” monopropellant, electrically controlled propellant valve, valve dynamics, thruster start-up/shut-down delay, valve voltage reduction, impulse valve operation.*

Вступ. В якості виконавчих органів систем керування рухом космічних апаратів в орбітальних умовах широко застосовуються рідинні монокомпонентні реактивні двигуни малої тяги. Базовим паливом для таких двигунів є гідразин. Одержання тягового зусилля таких двигунів забезпечується термохімічною реакцією каталітичного розкладання гідразину у реакційній камері перед соплом з утворенням високотемпературних газів. Недоліком цього палива є його висока токсичність, що ускладнює технологію його транспортування та заправки. Тому в останні роки у ведучих космічних державах світу приділяється значна увага пошуку та використанню нових видів «зелених» токсично безпечних палив, що за своїми тяговими параметрами перевищують гідразин. У розробці є двигуни тягою від 0,1 Н до 200 Н. Деякі з них пройшли випробування у космічних умовах і продемонстрували переваги над гідразином [1]. Застосуванню таких розробок приділяється значний інтерес в Україні.

Термохімічні процеси цих палив проходять у дві стадії: термокаталітичному розкладанні складових «зеленого» палива та подальшому горінні газових продуктів, енергія яких забезпечує тягу двигуна за допомогою надзвукового сопла [2]. Особливістю горіння «зелених» палив є підвищена у порівнянні з гідразином температура продуктів реакції.

Подача рідких компонентів палива до камер згоряння під час запуску та зупинки кожного з системи реактивних двигунів малої тяги (ДМТ) регулюється за допомогою електрокерованих паливних клапанів (ЕПК), що знаходяться безпосередньо перед входами до двигунів. Робота кожного з клапанів здійснюється за командними сигналами від бортової системи керування на котушки електромагнітів відповідних двигунів. При спрацьовуванні клапана його деталі закривають або відкривають прохідний переріз, шляхом переміщення золотника (тарілі) з одного фіксованого положення в інше. Спрацьовування може бути одноразовим або багаторазовим. Таким чином відпрацювання циклограм роботи двигунів у наземних та льотних умовах забезпечується роботою електрокерованих клапанів. Характерною особливістю клапанів є можливість роботи у безперервних режимах, протяжністю від декількох секунд до десятків і навіть сотень секунд, та у режимах коротких вмикань протяжністю у соті долі секунди, з чергуванням з паузами такої ж протяжності (тобто у імпульсному режимі). Найбільш тонке керування рухом космічного апарата (КА) здійснюється короткочасними (імпульсними) вмиканнями двигунів, що забезпечується відповідною швидкістю спрацювання паливних клапанів. Час роботи двигунів у орбітальних умовах триває місяцями і роками, що обумовлюється високими вимогами до стабільної працездатності клапанних механізмів у частині електромагнітних та механічних параметрів. Проблемним питанням рідинних двигунів малої тяги є затримка вмикання двигуна по відношенню до командного сигналу у вигляді електричної напруги, що подається на котушку електромагніту клапана та затримка вимкнення двигуна після зняття напруги з котушки. Тому важливо обирати параметри клапана таким чином, щоб ефекти затримки були мінімальними.

Метою роботи є визначення конструктивних параметрів електрокерованих паливних клапанів двигунів малої тяги на «зелених» видах палива для забезпечення їх ефективної роботи при керуванні рухом КА і мінімізації енерговитрат на живлення клапанів в орбітальних умовах.

Математична модель роботи ЕПК є складовою частиною комплексної математичної моделі, що описує рух палива в магістралях живлення кожного з двигунів та неусталені процеси в реакційних камерах двигунів у різних режимах роботи [3].

На рис. 1 наведено умовну конструктивну схему ЕПК з протоком палива через електромагніт та схему підключення одного з двигунів до паливного колектора. Така схема дозволяє більш ефективно підтримувати температурний режим електромагніту під час тривалих вмикань. У закритому положенні ЕПК його таріль 1 притиснута до поверхні сідла 2 під дією перепаду тиску між входом до клапана та реакційною камерою 8, а також дією пружини 5. Після подачі напруги на обмотку електромагніту 6 створюється електромагнітна сила, яка втягує якір 4, жорстко зв’язаний з таріллю 1 до упору, що відкриває прохід через патрубок 3 до паливних форсунок 7. Після зняття напруги зусилля поворотної пружини притискає таріль до сідла і припиняє подачу палива до двигуна.

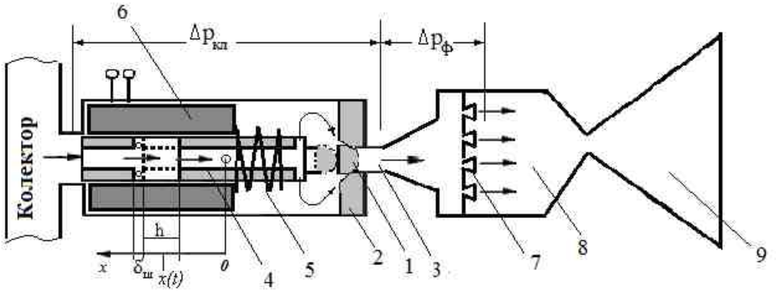


Рис. 1

Визначення параметрів електрокерованих паливних клапанів. Порядок розрахунку та проєктування клапана полягає у такому. Задаються параметри палива (густина, тиск у реакційній камері, втрати тиску на форсунках, на клапані, максимальний тиск палива на вході до двигуна), мінімальний прохідний переріз ЕПК, електрична напруга з діапазоном допуску, допустима величина електричного струму у котушці електромагніту з урахуванням застосування даного ЕПК для аналогічних двигунів з широким діапазоном тисків палива на входах. Обираються форми поверхні золотника (тарелі) та сідла, що забезпечують необхідну подачу палива до двигуна за умов відкритого клапана та відсутність витрат палива за умов закритого клапана.

Далі, відповідно до рекомендацій [4], виконуються такі розрахунки.

1. Виходячи з умов забезпечення швидкодії електромагніту обирається початкове зусилля електромагніту $F_0^{\text{ем}}$.

2. Обирається робочий зазор між якорем і стопом $\text{¢}_{\text{р}}$, який складається з ходу якоря h і товщини немагнітної шайби $\delta_{\text{ш}}$.

3. З використанням значень $F_0^{\text{ем}}$ і $\text{¢}_{\text{р}}$ визначається значення конструктивного фактора $KФ=\sqrt{F_0^{\text{ем}}}\Big/\text{¢}_{\text{р}}$.

4. У залежності від значення $KФ$ графічно визначається орієнтовне значення магнітної індукції $B_{\text{р}}$ у зазорі і співвідношення між довжиною $l_{\text{к}}$ і висотою котушки $h_{\text{к}}$: $b = l_{к}/h_{к}$.

5. Визначаються розміри магнітопроводу:

– радіус якоря за формулою

$$r_я^{\bullet} = \sqrt{\frac{2«_0 F_0^{ем}}{®B_р^2}}\,,$$

де $«_0$ – магнітна проникливість вакууму;

– радіус якоря з центральним отвором для руху палива r_0

$$r_я = \sqrt{r_я^{\bullet 2} + r_0^2}\,;$$

– площа якоря

$$S_я = ®\,(r_я^2 - r_о^2)\,;$$

– товщина стінки каркаса електромагніту, що знаходиться під тиском робочого тіла

$$¢_с = \frac{p_{вх}^{max} r_я}{±} k_¢\,,$$

де $±$ – межа міцності матеріалу каркаса; $k_¢$ – коефіцієнт запасу міцності;

– внутрішній радіус намотки

$$r_{вн} = r_я + ¢_с\,.$$

6. Визначається сумарна намагнічувальна сила котушки

$$F_\Sigma = I_{20}\mu = k_{ст}\frac{B_р ¢_р}{«_0}\,,$$

де I_{20} – струм у котушці електромагніту за нормальних умов T =20° С; μ – кількість витків дроту котушки; $k_{ст}$ – коефіцієнт, що враховує падіння намагнічуючої сили у сталі магнітопроводу та фіксованих зазорах і дорівнює $k_{ст}$ =1,15 – 1,3 для $¢_р$ =(0,25 – 0,5) мм відповідно.

7. Визначаються висота та довжина намотки котушки з урахуванням таких умов: за максимальної температури навколишнього середовища $T_{нс}^{max}$ температура перегріву ізоляції $T^{\bullet} = T_{доп} - T_{нс}^{max}$ не повинна перевищувати 120° С за максимальної напруги на обмотці електромагніту U_{max}; намагнічувальна сила F_Σ за мінімальної напруги U_{min} повинна відповідати розрахунковій. Висота намотки котушки

$$h_к = \sqrt[3]{\frac{°_{–}\,²_д F_\Sigma^2}{2k_т f_к b^2 T^{\bullet}}}\,,$$

де $°_{–}$ – питомий опір міді (матеріал дроту) за температури перегріву, що знаходиться зі співвідношення $°_{–} = °_0\left(1 + \sim T_{доп}\right)$; $°_0$ – питомий опір міді за 0° С; $\sim$ – температурний коефіцієнт опору міді ($\sim$ =0,00425 1/град); $T_{доп}$ – гранично допустима температура нагріву ізоляції проводу (наприклад, для дроту ПЕВ-2 $T_{доп}$ =160° С); $²_д$ – коефіцієнт тривалості вмикання електромагніту (за повторного короткотермінованого (імпульсного) режиму роботи $²_д$ =0,1 – 0,5); $k_т$ – коефіцієнт тепловіддачі котушки, що визначається із залежності $k_{\text{т}} = 9{,}3(1+0{,}006\cdot T^{\bullet})(1+\quad)$; для безкаркасних котушок з течією робочого тіла через якір та стоп =0,9; $f_{\text{к}}$ – коефіцієнт заповнення котушки, що являє собою відношення площі перерізу сумарного простору, що займає провідниковий матеріал (мідь без ізоляції) до площі вікна котушки з розмірами $l_{\text{к}}$ і $h_{\text{к}}$ і визначається наступним чином:

$$f_{\text{к}} = \frac{\text{®}d^{2}\mu}{4l_{\text{к}}h_{\text{к}}} = 0{,}5 - 06,$$

де d – діаметр проводу без ізоляції.

8. Кількість витків котушки з урахуванням повторних тривалих вмикань електромагніта за максимально допустимої температури нагріву визначається за формулою

$$\mu = \frac{F_{\Sigma}}{I_{\text{g повт}}}.$$

де $I_{\text{g повт}} = U_{\min}/R_{\text{g повт}}$; $R_{\text{g повт}} = R_{\text{g min}}\left[1+\sim\cdot\left(\text{g}_{\text{повт}}-\text{g}_{\min}\right)\right]$ – електричний опір дроту нагрітої котушки електромагніту в омах; $U_{\min}$ – мінімальна напруга в електромагніті; $R_{\text{g min}} = U_{\max}/I_{\max}$; $U_{\min}$, $U_{\max}$, $\text{g}_{\min}$, $\text{g}_{\text{повт}}$ – параметри, які задаються у технічному завданні на клапан.

9. Визначення діаметру дроту котушки

$$d = \sqrt{\frac{4S}{\text{®}}},$$

де $S = {}^{\circ}{}_{20}L_{\text{м}}/R_{20}$ – площа поперечного перерізу дроту; $L_{\text{м}} = \text{®}\mu\left(D_{\text{к}}+h_{\text{к}}\right)$ – довжина дроту котушки; $D_{\text{к}} = D_{\text{я}} + 2\text{¢}_{\text{с}}$ – діаметр якоря електромагніту; $\text{¢}_{\text{с}}$ – товщина стінки каркаса.

Отриманий в розрахунку діаметр дроту котушки електромагніту округляється до найближчого значення з ряду діаметрів дроту необхідної марки.

Кількість шарів намотки для котушки визначається за формулою

$$n_{\text{ш}} = \frac{k_{\text{у}}h_{\text{к}}}{d_{\text{із}}},$$

де $k_{\text{у}}$ – коефіцієнт укладки дроту (для рядної намотки він дорівнює 0,9 – 0,95); $d_{\text{із}}$ – діаметр дроту в ізоляції. Кількість рядів дроту у котушці визначається за формулою $n_{\text{р}} = l_{\text{к}}/d_{\text{із}}$.

12. Визначення розрахункової кількості витків котушки

$$\mu_{\text{р}} = n_{\text{р}}\cdot n_{\text{ш}}.$$

Правильність розрахованих параметрів котушки визначається умовою

$$\mu_{\text{р}}/\mu = 0{,}9 - 1{,}1.$$

Якщо це співвідношення виходить за вказані межі, необхідно згідно з [4] повторити розрахунок, прийнявши величину B_{p} менше початкової на (5 – 10) %.

Викладений порядок розрахунку обґрунтовано даними численних експериментів [5], [6] та підтверджено результатами числових розрахунків з використанням сучасних програмних комплексів [7].

Вихідні дані для розрахунків ЕПК двигунів на «зеленому» паливі. Вихідні дані для розрахунків на прикладі електрокерованих паливних клапанів для однокомпонентних двигунів на «зеленому» паливі тягою 1 Н, 5 Н та 22 Н:

- паливо: LMP-103S;
- тиск у реакційних камерах (РК) на номінальному режимі: $5{,}4\cdot10^5$ Па;
- початковий тиск у реакційній камері при запусках у робочих умовах: $1\cdot10^2$Па;
- тиск на входах до ЕПК: від $5{,}2\cdot10^5$ Па до $27\cdot10^5$ Па;
- напруга живлення: 28^{+6}_{-4} В;
- витрати палива на безперервних режимах роботи двигунів тягою 1 Н, 5 Н, та 22 Н відповідно: $G_1=0{,}44$ г/с, $G_5=2{,}015$ г/с та $G_{22}=8{,}8$ г/с;
- густина палива $\rho=1240$ кг/м^3.
- динамічна в’язкість ¦ $=3{,}6\cdot10^{-3}$ Па·с.

Розглянемо визначення параметрів системи таріль (золотник) – сідло. Приймаємо, що поверхня тарелі клапана, яка контактує з сідлом, має сферичну форму радіусом R, а поверхня сідла, на яку відбувається посадка тарелі при закритті, являє собою внутрішню поверхню усіченого конуса з півкутом при вершині α. Прохідний переріз для руху палива при частковому та повному відкритті клапана є зазором між поверхнею тарелі клапана і поверхнею сідла.

На рис. 2 представлено схему для визначення площини прохідного перерізу паливного клапана при його відкритті (позиції 1 і 2 відповідають сідлу і тарілі; R, Δ, r, R^*, ~, $d_{\text{отв}}$, d_s – геометричні параметри зазору між тарелю та сідлом у залежності від ходу тарелі h; стрілками показано напрям руху палива через клапан.

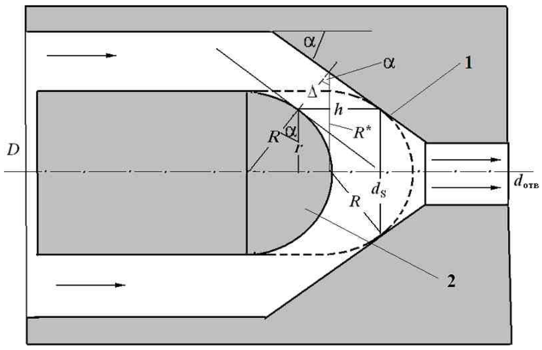


Рис. 2

Переріз вихідного патрубка клапана $d_{\text{отв}}$ визначається з урахуванням витрат палива та перепаду тиску між входом до двигуна та реакційною камерою

$$d_{\text{отв}}=\sqrt{\frac{4G}{\text{®«}_{\text{вп}}\sqrt{2\Delta p_{\text{кл}}\,\text{°}}}}\,, \tag{1}$$

де G – витрати палива; $\Delta p_{кл}$ – перепад тиску на клапані та форсунках; ° – густина палива; $«_{вп}$ – коефіцієнт витрат вихідного патрубка.

З очевидних геометричних міркувань з рис. 2 випливає

$$\Delta = h\sin\alpha\,; \quad r = R\cos\alpha\,; \; R^{*} = (R+\Delta)\cos\alpha\,, \tag{2}$$

де h – хід тарелі клапана; r – радіус елемента тарелі, за якого вона контактує з сідлом.

Площа кільцевого зазору як поверхні усіченого конуса з основами у вигляді кіл радіусами r та R^{*} з довжиною утворюючої конуса h і урахуванням залежностей (2) визначається за формулою

$$S_{к} = ®h\sin{\sim}\,\cos{\sim}\left(2R + h\sin{\sim}\right). \tag{3}$$

Враховуючи, що повинна виконуватись умова $S_{к} \geq ®d_{отв}^{2}/4$, з рівняння (3) визначається хід тарелі клапана

$$h = -\frac{R}{\sin{\sim}}\left(1-\sqrt{1+\frac{d_{отв}^{2}}{4R^{2}\cos{\sim}}}\right). \tag{4}$$

Діаметри вихідних отворів клапанів $d_{отв}$, що забезпечують подачу необхідної кількості палива, з використанням формули (1) для двигунів тягою 1 Н, 5 Н та 22 Н складають:

$$d_{отв}^{1Н} = 0{,}24 \text{ мм}; \; d_{отв}^{5Н} = 0{,}51 \text{ мм}; \; d_{отв}^{22Н} = 1{,}06 \text{ мм}.$$

Живлення двигунів, що розглядаються, забезпечується з єдиної паливної магістралі. Виходячи з цього та з технологічних умов приймаємо, що $d_{отв}^{1Н} = d_{отв}^{5Н} = d_{отв}^{22Н} = 1{,}1$ мм. Зменшення витрат палива на двигуни меншої тяги забезпечується установкою відповідних витратних жиклерів. Виходячи з рівняння (4) за R=2 мм з урахуванням ущільнюючого покриття з фторопласту, ~ =45° отримуємо хід тарелі клапана h=0,15 мм. З урахуванням товщини немагнітної шайби між якорем та стопом $¢_{ш}$ =(0,1 – 0,2) мм, максимальний робочий зазор складає $¢_{р}$ =(0,25 – 0,35) мм.

Визначаємо діаметр лінії дотику клапана до сідла згідно з рис. 2

$$d_{s} = 2R\cos\alpha = 2{,}83 \text{ мм}.$$

Зусилля притискання клапана до сідла з максимальним тиском палива (перед пуском двигуна у вакуумі) за заданого діапазону тисків палива

$$F_{max} = \frac{®d_{s}^{2}}{4}\Delta p_{max} = 17\cdot\text{Н}; \quad F_{min} = \frac{®d_{s}^{2}}{4}\Delta p_{min} = 3{,}2 \text{ Н}.$$

Визначаємо допустиму з точки зору міцності силу притискання клапана до сідла [6]

$$F_{доп} = q®d_{дот} = 1{,}1\cdot10^{3}\cdot3{,}14\cdot2{,}83\cdot10^{-3} = 9{,}8 \text{ Н},$$

де q =1,1·10³ Н/м – допустиме погонне навантаження на ущільнюючий матеріал.

Для забезпечення сили притискання клапана до сідла знаходимо мінімальне зусилля пружини за мінімального тиску

$$F_{\text{пр}} = F_{\text{доп}} - F_{\min} = 9{,}8 - 3{,}2 = 6{,}6 \text{ Н}.$$

Знаходимо сумарне зусилля притискання клапана до сідла

$$F_0 = F_{\text{пр}} + F_{\max} = 6{,}6 + 17 = 23{,}6 \text{ Н}.$$

Для розрахунку електромагніту за вищенаведеною методикою отримано вихідні дані: $F_0 = 23{,}6$ Н; $\delta_{\text{р}} = 0{,}25$ мм. Магнітний ланцюг електромагніту представлено на рис. 3. Він характеризується довжинами силових ліній L_1 - L_{10}, їх площинами поперечного перерізу S_1 - S_{10} та відносною магнітною проникливістю елементів електромагніту: кожуху, каркасу, якорю, стопу та фіксованим зазорам.

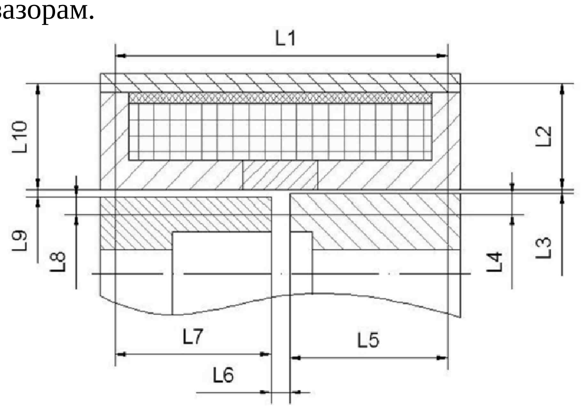


Рис. 3

Розрахунок поворотної пружини клапана (рис. 4) проводиться за такою методикою [8]. Вихідними даними для розрахунку є попередній натяг $P_{\text{поп}}$, жорсткість c і величина робочого ходу h, а також середній діаметр $D_{\text{сер}}$, який визначається за габаритами відведеного для пружини простору. Використовуючи ці дані задаються діаметром проводу d і числом витків за умови, що індекс пружини $c_1 = D_{\text{сер}} / d$ повинен бути не менше ніж 6.

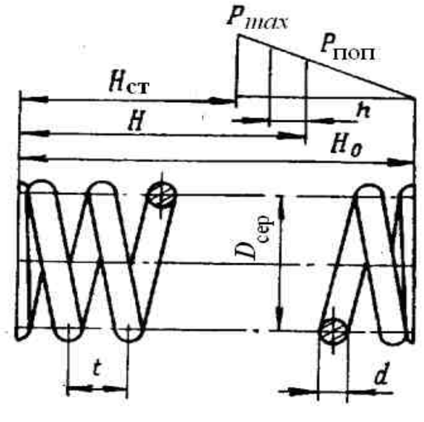


Рис. 4

Число робочих витків обирається цілим. В такому разі повне число витків буде дрібним, що підвищує сталість пружини за стисканням.

Розрахунок проводиться таким чином.

1. Визначаємо монтажний прогин, на який потрібно стиснути пружину для отримання сили $P_{\text{поп}}$

$$f = \frac{8P_{\text{поп}} D_{\text{сер}}^3 n}{Gd^4},$$

Модуль зсуву G залежить від матеріалу проводу. Для пружинної сталі за ГОСТ 13765-86 він складає 78500 МПа.

2. Визначаємо жорсткість пружини $c = P_{\text{поп}} / f$. Отримане значення повинно бути не більше жорсткості заданої у вихідних даних на клапан. Підбором даних d, $D_{\text{сер}}$, n досягають виконання заданих умов.

3. За найденими d, $D_{\text{сер}}$, n та повним числом витків $n_1 = n + 1{,}5$ знаходимо довжину пружини у повністю стиснутому стані

$$H_{\text{ст}} = d(n_1 - 0{,}5).$$

4. Знаючи максимальний робочий хід клапана та задавшись сумарним мінімальним зазором між витками A, отримуємо монтажну висоту пружини

$$H = H_{\text{ст}} + h + A.$$

Тоді довжина пружини у вільному стані буде $H_0 = H + f$. Відношення $H_0 / D_{\text{сер}}$ характеризує сталість пружини при стисканні. Якщо $H_0 / D_{\text{сер}} < 3$, не потрібно додаткових заходів для утримання пружини від викривлення.

5. Визначивши максимальний прогин $f_{\max} = H_0 - H_{\text{ст}}$, знаходимо максимальну силу

$$P_{\max} = f_{\max} c.$$

6. Знаходимо напругу за повного стискання пружини

$$\tau_{\max} = k \frac{8P_{\max} D_{\text{сер}}}{\pi d^3},$$

де k – коефіцієнт, що враховує кривизну проводу у витку і визначається за залежністю

$$k = \frac{4c_1 - 1}{4c_1 - 4} + \frac{0{,}615}{c_1}.$$

Отримане значення $\tau_{\max}$ повинно задовольняти умові: $\tau_{\max} \le [\tau]$.

Допустима напруга $[\tau]$ залежить від обраного матеріалу, кількості робочих циклів і температури робочого середовища.

Результати розрахунків параметрів електромагнітних паливних клапанів для двигунів на паливі LMP-103S представлені у таблиці 1

Таблиця 1

Параметр	Розмірність	Значення
Електрична напруга живлення, U	В	28^{+6}_{-4}
Омічний опір котушки, R	Ом	65
Хід якоря, h	м	$0{,}22 \cdot 10^{-3}$
Початкова індуктивність, L_0	Гн	0,2
Кількість витків котушки ЕГК, ω	–	1392
Магнітна проникливість вакууму, «$_0$	Гн/м	$4\pi \cdot 10^{-7}$
Товщина немагнітної шайби, ¢$_{ш}$	м	$0{,}1 \cdot 10^{-3}$
Маса рухомих частин, m	кг	0,01
Площа якоря, $S_я$	м^2	$74{,}6 \cdot 10^{-6}$
Пружність пружини, c	Н/м	2310
Початковий зазор пружини, Δh_0	м	0,35
Коефіцієнт рідинного тертя, $k_{тр}$	–	0,1
Діаметр дотику тарілі до сідла, d_s	м	$2{,}83 \cdot 10^{-3}$

Етапи роботи клапана на відкриття та закриття. Розглянемо електричні, магнітні та динамічні процеси, що супроводжують процеси відкриття та закриття клапана. В залежності від протяжності командного сигналу на відкриття та закриття клапана його робота може супроводжуватись або повним відкриттям, або частковим.

Процес повного відкриття клапана можна розділити на три етапи.

Перший етап, від моменту подачі командного сигналу (замикання ланцюга обмотки електромагніту) $t = 0$ до початку зрушення якоря жорстко зв'язаного з тарілля $t = t_{зр}$, характеризується наростанням струму в обмотці котушки електромагніту до величини, при якій електромагнітна сила стане більше сил жорсткості пружини і перепаду тиску на тарілі клапана.

Другий етап, від моменту зрушення якоря $t = t_{зр}$ до його руху до упору (повне відкриття клапана) $t = t_{уп}$. Таріль клапана відходить від сідла 2, відкриваючи прохід для подачі рідини (компонента палива) до форсунок камери згоряння. Сумарний час першого і другого етапів визначає затримку початку запуску двигуна по відношенню до командного сигналу.

Третій етап, від моменту відкриття клапана $t = t_{уп}$ до виходу електричних і магнітних параметрів ЕПК на стаціонарні значення при положенні якоря на упорі.

Процес закриття клапана також складається з трьох етапів.

Перший етап, від моменту зняття напруги $t = t_{u=0}$ з ланцюга обмотки електромагніту до початку відпускання якоря $t = t_{відп}$, характеризується падінням струму в обмотці електромагніту до такої величини, при якій сумарна сила тяги електромагніту і перепаду тиску на тарелі клапана стане менше сили пружності поворотної пружини.

Другий етап, рух якоря з моменту його відпускання $t = t_{відп}$ до посадки тарелі на сідло (повне закриття) $t = t_{закр}$. Сумарний час першого і другого етапів визначає затримку початку відключення двигуна щодо відповідного командного сигналу на його зупинку.

Третій етап, вихід електричних і магнітних параметрів ЕПК від моменту повного закриття $t = t_{\text{закр}}$ на нульові значення (таріль клапана знаходиться на сідлі) $t = t_{\text{I=0}}$.

Математичні моделі електричних та механічних процесів на різних етапах роботи ЕПК. Для ланцюга обмотки електромагніта справедливе рівняння [9], [10]

$$U = IR + L\frac{dI}{dt} + I\frac{dL}{dt}. \tag{5}$$

Тут і далі використовуються позначення, наведені в таблиці 1.

На перших і третіх етапах відкриття і закриття клапана необхідно розв’язання рівняння (4), що описує зміну електромагнітних параметрів в обмотці електромагніту, які визначають його тягові зусилля. До моменту зрушення якір є нерухомим і залежність індуктивності від струму слабка, тому можна вважати, що $L = \text{const}$, отже $dL/dt = 0$.

За цієї умові розв’язання рівняння (5) за початкової умови: $t = 0,\ I = 0$ має вигляд

$$I = \frac{U}{R}\left(1 - e^{-\alpha t}\right), \tag{6}$$

де $\alpha = R/L$ – корінь характеристичного рівняння.

Струм у котушці електромагніту I буде змінюватись за залежністю (6) до моменту зрушення якоря. Струм зрушення якоря $I_{\text{зр}}$ визначається за умови тотожності сили тяги електромагніту $F_{\text{ем}}$ та сил механічної протидії (жорсткості пружини та перепаду тиску на тарелі клапана) $F_{\text{мех}}$ за максимального зазору між якорем та упором електромагніту $\delta_{\text{р}} = h + \delta_{\text{ш}}$.

Тяглове зусилля електромагніту визначається виразом [8]

$$F_{\text{ем}} = -\frac{I^2}{2}\frac{dL}{d\delta_x}, \tag{7}$$

де $\delta_x = h + \delta_{\text{ш}} - x(t)$ поточний проміжок між якорем і упором електромагніту; підрахунок $x(t)$ ведеться від закритого положення клапана і попередньо стиснутої пружини на величину $x^0_{\text{пр}}$.

Індуктивність обмотки електромагніту L залежить від зазору між якорем та упором

$$L = \frac{\mu_0 S_{\text{я}} \mu^2}{\delta_x}. \tag{8}$$

До початку руху якоря після диференціювання (8) з урахуванням $x(t) = 0$,

$$\frac{dL}{d\delta_x} = -\frac{L_0}{\delta_{\text{р}}}, \tag{9}$$

де $L_0 = \dfrac{\mu_0 S_я w^2}{\delta_р}$ – індуктивність обмотки електромагніту за початкового (максимального) проміжку між якорем та упором.

Отже, тяга електромагніту на першому етапі залежить тільки від струму, що протікає в обмотці.

$$F_{ем} = \frac{I^2}{2} \frac{L_0}{\delta_р} . \qquad (10)$$

Сила механічної протидії є сумою сили жорсткості пружини та сили перепаду тиску рідини на тарілі клапана

$$F_{мех} = c x^o_{пр} + \Delta p^0_{под} S_{тар} , \qquad (11)$$

де c – жорсткість поворотної пружини клапана; $x^о_{пр}$ – початкове стискання пружини; $\Delta p^0_{под}$ – перепад тиску палива на тарелі при тиску у камері згоряння близькому до вакууму; $S_{тар} = \frac{\pi}{4} d_s^2$ – площа дотику тарілі до сідла.

На другому етапі відкриття, при визначенні величини струму, тягових зусиль, шляху та швидкості якоря необхідно рівняння (5) доповнити рівнянням руху якоря

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = F_{ем} - F_{мех} , \qquad (12)$$

де m – маса рухомих частин електромагнітного клапана.

При розрахунку тяглового зусилля електромагніту необхідно враховувати, що індуктивність обмотки електромагніту L змінюється по мірі зменшення зазору між якорем і стопом у відповідності із залежністю (8).

Вираз для dL/dt може бути представлено у вигляді

$$\frac{dL}{dt} = \frac{dL}{d\delta_x} \frac{d\delta_x}{dt} . \qquad (13)$$

З урахуванням співвідношення $\delta_x = h + \delta_ш - x(t)$ залежності $\dfrac{dL}{d\delta_x}$ і $\dfrac{d\delta_x}{dt}$ будуть

$$\frac{dL}{d\delta_x} = -\frac{L_0 \delta_0}{\left(\delta_р - x\right)^2} ; \; \frac{d\delta_x}{dt} = -\frac{dx}{dt} . \qquad (14)$$

Сумарна сила механічної протидії може бути представлена

$$F_м = c\left(x^0_{пр} + x\right) + k_{рт} V + \Delta p^0_{под} S_{тар} , \qquad (15)$$

де $k_{рт}$ – коефіцієнт рідинного тертя; V – швидкість руху якоря.

З урахуванням наведених виразів система рівнянь другого етапу вмикання електромагнітного клапана приймає вигляд

$$
\begin{cases}
\dfrac{dI}{dt}=\dfrac{\text{¢}_{\text{р}}-x}{\text{¢}_{\text{р}}}\left[\dfrac{U-IR}{L_0}-\dfrac{I\text{¢}_{\text{р}}}{\left(\text{¢}_{\text{р}}-x\right)^2}\dfrac{dx}{dt}\right]; \\
\dfrac{dx}{dt}=V; \\
\dfrac{dV}{dt}=\dfrac{1}{m}\left[\dfrac{I^2L_0\text{¢}_{\text{р}}}{2\left(\text{¢}_{\text{р}}-x\right)^2}-c\left(x^0_{\text{пр}}+x\right)-\Delta p^0_{\text{под}}S_{\text{тар}}-k_{\text{рт}}V\right].
\end{cases}
\tag{16}
$$

Розв’язання даної системи диференціальних рівнянь необхідно проводити на інтервалі часу від $t=t_{\text{зр}}$ до $t=t_{\text{уп}}$ за наступних початкових умов: $t=t_{\text{зр}}$, $x=0, V=0, I=I_{\text{зр}}$ до виконання умови $x=h$, що відповідає досягненню якорем упора. З цього моменту починається третій етап спрацювання ЕПК на відкриття. Якщо часова протяжність командного сигналу на відкриття клапана менше сумарного терміну першого та другого етапів спрацювання ЕПК, то розв’язання системи (12) проводиться до виконання умови $U=U(t_k^{(2)})=0$, де $t_k^{(2)}$ – час зняття напруги з котушки електромагніту під час другого етапу відкриття клапана. В залежності від величини $t_k^{(2)}$, яка задається системою керування, струм може не вийти на стале значення, але виконається умова $x=h$, що відповідає повному відкриттю клапана.

В іншому разі, при менших значеннях $t_k^{(2)}$ можлива ситуація, коли клапан не відкриється повністю і до камери згоряння потрапить паливо у зменшеній кількості, яка недостатня для формування номінального тиску у реакційній камері.

Третій етап повного відкриття клапана характеризується сталістю проміжку між якорем та упором $x=h$, що супроводжується зростанням струму в обмотці і виходом його на стаціонарне значення $I_{\text{ст}}=U/R$. Темп виходу струму на стаціонарний рівень відрізняється від темпу виходу струму на першому етапі оскільки при мінімальному проміжку між якорем та упором індуктивність має максимальне значення, визначене в кінці другого етапу. З іншого боку, на даному етапі зростання струму викликає насичення магнітопроводу, що приводить до зниження індуктивності. Як показують досліди [9], результатом цих факторів є зменшення індуктивності, що призводить до більш швидкого виходу струму до стаціонарного значення. Врахування цього фактору може бути проведено з використанням даних експериментального відпрацювання конкретної конструкції клапана.

Без врахування цього фактора в результаті розв’язання рівняння (4) при $L_k=\text{const}$ за початкової умови: $t=t_{\text{уп}}$, $I=I_{\text{уп}}$ зміна струму в обмотці клапана визначається таким чином

$$
I=\frac{U}{R}\left[1-\exp\left(-\frac{t-t_{\text{уп}}}{2}\right)\right]+I_{\text{уп}}\exp\left(-\frac{t-t_{\text{уп}}}{2}\right),
\tag{17}
$$

де $t_{\text{уп}}$ – час закінчення другого етапу (посадка якоря на упор); $I_{\text{уп}}$ – струм в обмотці електромагніту у кінці другого етапу; $\tau = R/L_k$; $L_k = \mu_0 S_я \mu^2/\delta_ш$.

Сила тяги електромагніту за аналогією першого етапу визначається за залежністю (10) з використанням визначення індуктивності за формулою (8) за $\delta_x = \delta_ш$.

Третій етап відкриття клапана є підготовчим до першого етапу його закриття.

Перший етап закриття клапана від моменту зняття напруги $t = t_{U=0}$ з ланцюга обмотки електромагніту до початку відпускання якоря $t = t_{вя}$ характеризується падінням струму в обмотці електромагніту до такої величини, при якій сумарна сила тяги електромагніту стане менше сили пружності поворотної пружини.

Зміна струму у котушці ЕПК визначається з рівняння (5) при U =0, $dL/dt = 0$, $L = L_k$ і має вигляд

$$I = I_k \exp(-t/\tau_р),$$

де I_k , L_k – струм у котушці електромагніту та її індуктивність перед зняттям напруги; $\tau_р = L_k/R$.

Після цього починається другий етап закриття клапана, який описується системою рівнянь (16) з покладанням у правій частині першого рівняння $U = 0$. При цьому розв’язання даної системи необхідно проводити на інтервалі часу від $t = t_{вя}$ за наступних початкових умов: $I = I_{вя}$, $V = 0$, $x = h$, до виконання умови $x = 0$, що відповідає закриттю клапана, посадці тарелі на сідло.

Третій етап спрацювання ЕПК супроводжується подальшим спадом струму в обмотці і виходом його на нульове значення. Для даного етапу розв’язання рівняння (5) за $U = 0$, $dL/dt = 0$, $L = L_0$ і початковій умові, що відповідає закритому клапану, $t = t_{зк}$ і $I = I_{зк}$

$$I = I_{зк} \exp\left(-\frac{t - t_{зк}}{L_0/R}\right).$$

На рис. 5 представлено вплив розміру немагнітної шайби $\delta_ш$ між якорем та стопом на характер змін електричного струму в обмотці ЕПК та величини затримок запуску та зупинки двигуна для характерних значень напруги живлення, омічного опору та індуктивності котушки для h =0,2 мм та часу роботи двигуна 0,04 с.

Позиції 1, 2, 3, 4, 5 відповідають часу відкриття клапана для $\delta_ш$ =0,05 мм, $\delta_ш$ =0,04 мм, $\delta_ш$ =0,03 мм, $\delta_ш$ =0,02 мм та $\delta_ш$ =0,015 мм, а позиції 1^*, 2^*, 3^*, 4^*, 5^* – моментам закриття клапана. Наведені дані показують, що зменшення розміру немагнітної шайби скорочує час затримки запуску двигуна, але відповідно, навіть у більшій мірі, зростає час відключення двигуна після зняття напруги з котушки електромагніту.

Це пов’язано з тим, що зменшення $\delta_ш$ після відкриття клапана підвищує індуктивність котушки електромагніту, що сприяє уповільненню спаду струму після вимкнення напруги.

З метою скорочення часової затримки закриття клапана та зменшення енерговитрат на роботу системи ЕПК доцільно відразу ж з виходом струму до значення близького до стаціонарного, згідно з залежністю (17), знизити командну напругу U , що подається на обмотку електромагніту, до величини, що забезпечує утримання клапана у відкритому стані.

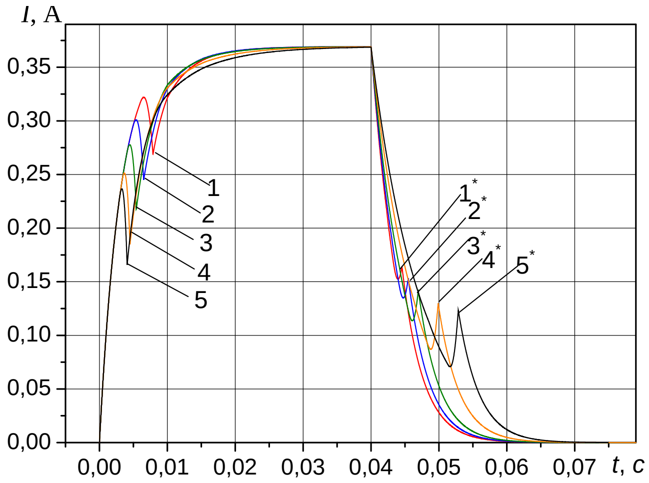


Рис. 5

Оцінимо допустиму ступінь зниження напруги командного сигналу, яка забезпечує підтримання клапана у відкритому стані. Очевидно, що при відкритті клапана напруга, що подається на котушку електромагніту, повинна забезпечувати електромагнітну силу, яка перевищує силу механічного спротиву при зрушенні якоря, тобто

$$\frac{U_0^2}{2R^2}\frac{L_0}{h+¢_ш} > c(x_{пр}^0+h)+\Delta p^0 S_{тар} = F_м^0\,, \tag{18}$$

де I_0, U_0, L_0 – величини струму, напруги і індуктивності при відкритті клапана; Δp^0 – перепад тиску на тарелі, близький до тиску на вході до двигуна, у камері якого в момент зрушення тиск відповідає вакууму, але після відкриття клапана при зростанні тиску у камері двигуна стає незначним.

Для підтримки якоря у відкритому положенні при зниженій напрузі $U_{ут}$ на обмотці клапана необхідно виконання умови

$$\frac{U_{ут}^2}{2R^2}\frac{L_k}{¢_ш} > c(x_{пр}^0+h)+\Delta p_д^к S_{тар} = F_м^k\,, \tag{19}$$

де $U_{ут}$, L_k – напруга і індуктивність котушки, необхідні для утримання якоря у стані відкритого клапана; $\Delta p_д^k$ – перепад тиску на тарелі клапана з урахуванням робочого тиску в камері двигуна на момент зниження напруги.

З порівняння (18) і (19) з урахуванням залежностей для L_0 і L_k допустиме зменшення напруги на обмотці електромагніту буде

$$U_{ут}/U_0 = \frac{¢_ш}{h+¢_ш}\sqrt{\frac{F_м^k}{F_м^0}} \approx \frac{¢_ш}{h+¢_ш}\,.$$

Враховуючи, що $F_{\text{м}}^{0}$ і $F_{\text{м}}^{k}$ величини одного порядку, для оцінки прийнято $F_{\text{м}}^{0} \approx F_{\text{м}}^{k}$. Для геометричних даних клапана при $¢_{\text{ш}}$ =(0,1 – 0,15) мм, h = (0,25 – 0,35) мм отримуємо $U_{\text{ут}}/U_{0} \approx 0{,}22 - 0{,}375$. Це дозволить зменшити енерговитрати та часові затримки при закритті клапана.

На рис. 6, з використанням методики розрахунку робіт [2] і [3], продемонстровано вплив величини східчастого зниження напруги на обмотці ЕПК на характер змін електричного струму в обмотці ЕПК та характеристики двигуна з номінальною тягою R =1 Н. Фоном на рис. 6 виділено роботу двигуна в імпульсному режимі при протяжності вмикання двигуна і паузи, що дорівнюють 0,04 с з використанням зниження напруги живлення ЕПК з 24 В до 8 В через 0,03 с після вмикання двигуна. Криві 1, 2 відповідають змінам імпульсів напруги без їх зниження та зі зниженням для утримання тарілі перед закриттям клапана, криві 3, 4 відображають пов’язані з цим зміни електричного струму в котушці електромагніту, а криві 5, 6 показують зміни тягових характеристик двигуна та зменшення затримки вимкнення двигуна $\Delta t^{\bullet}$. Позитивним при цьому є також зменшення ефекту післядії тяги після закриття клапана за рахунок витоку залишків продуктів реакції палива з заклапанних об’ємів і реакційної камери.

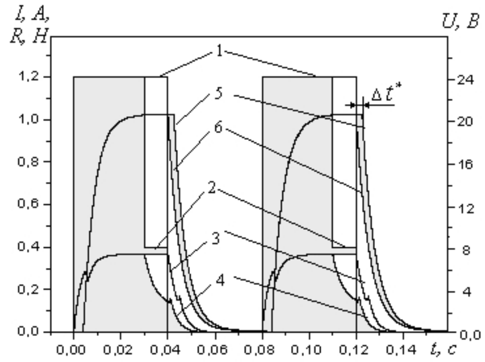


Рис. 6

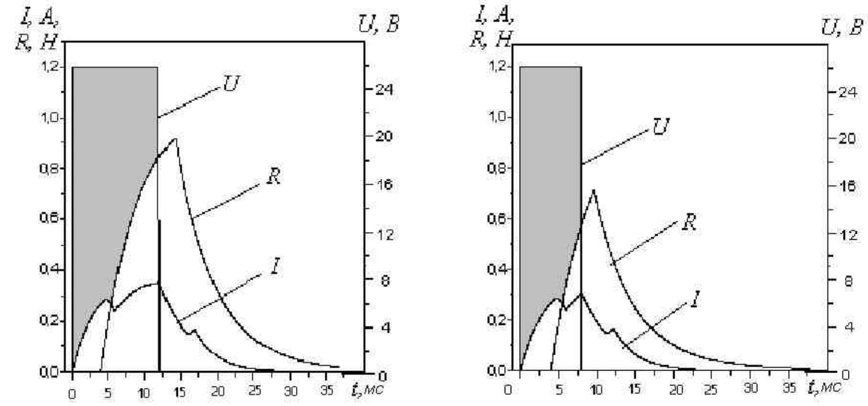
Представлена робота одного двигуна або їх системи із заданими часовими параметрами вмикання та вимкнення характерна для їх наземного відпрацювання відповідно до заданої циклограми. В льотних умовах робота двигунів, як виконавчих органів системи керування рухом космічного апарата, ці параметри є наперед невизначеними.

За достатньо протяжних часових інтервалів роботи двигунів процеси мають якісно представлений на рис. 6 вигляд. Але зменшення часових інтервалів вмикання суттєво змінює характер роботи двигунів.

Якщо інтервал вмикання двигуна менше часу виходу електричних і тягових характеристик на квастаціонарні значення, але клапан відкрився повністю, східчасте зменшення напруги не спрацьовує, що приводить до зростання затримки закриття клапана з відповідним зменшенням рівня тяги меншим номінальних значень, тобто додаткового падіння питомої тяги. Даний варіант роботи двигуна представлено на рис. 7, а).

При подальшому скороченні інтервалу вмикання двигуна, коли клапан відкрився частково, форму імпульсу тяги наведено на рис. 7, б). При цьому відбувається подальше зменшення максимуму тяги двигуна і зростання імпульсу післядії.

Представлена математична модель динаміки електрокерованих паливних клапанів реактивних двигунів малої тяги може бути використана як складова розрахункової моделі системи двигунів різного масштабу тяги.



а) б)

Рис. 7

Висновки. Представлено схему вибору конструктивних параметрів електрокерованих паливних клапанів на «зеленому» монопаливі для реактивних двигунів малої тяги різного масштабу. Ця схема базується на даних експериментального обґрунтування, перевірених на експлуатації подібних систем, та включає у себе вибір проточної системи клапана у залежності від витратних параметрів двигуна, розрахунок параметрів електромагніта, пружини та інших складових. Керуючим документом для її реалізації обрано галузевий стандарт, рекомендації якого перевірено сучасними методами числового моделювання.

Розроблено математичну модель роботи клапанів, що враховує конструктивне виконання клапана та взаємодію електромагнітних та механічних характеристик на перехідних режимах під час відкриття/закриття клапанів та виходах на стаціонарні режими роботи двигунів. Показано, що для скорочення часу закриття клапана доцільно зменшення напруги на котушці електромагніту до (30 – 40) % від номінального значення після виходу струму на стаціонарне значення. Це дозволить скоротити витрати електричної енергії на роботу клапана та зменшити імпульс післядії двигуна. Можливість розрахунковим шляхом перевірити роботу клапана у складі двигуна у різних динамічних режимах дозволяє отримати додаткове підтвердження працездатності обраної конструкції.

1. Rocket Engines – ECAPS. URL: https://www.ecaps.se (Last accessed on April 20, 2024)
2. *Тимошенко В. І., Патриляк Л. К., Книшенко Ю. В., Дураченко В. М., Долінкевич А. С.* Застосування «зелених» палив в системах реактивних керуючих двигунів малої тяги. Технічна механіка. 2021. № 4. С. 29–43. https://doi.org/10.15407/itm2021.04.029
3. *Тимошенко В. И., Кнышенко Ю. В., Кошкин М. И.* Расчетно-экспериментальное обеспечение разработки реактивных двигательных установок малой тяги. Техническая механика. 2005. № 2. С. 50–64.
4. ОСТ 92-9376-80 Электромагниты пневматических и гидравлических клапанов. Методика расчета. [Чинний від 1982-01-01]. Отраслевой стандарт. 49 с.
5. *Смолянінов В. Г., Сухопара О. М.* Методика розрахунку струму та напруги живлення виконуючих пристроїв радіоелектронних засобів. Вісник національного технічного університету України «КПІ». Серія Радіотехніка. Радіапаратобудування. 2011. № 45. С. 153–158.

6. *Барилюк Е. І.* Підвищення ресурсу пневматичних електромагнітних клапанів шляхом введення демпфірування в рухому систему електромагнітного приводу клапана. Дис. …канд. техн. наук. Київ. Видавн. Національного авіаційного інституту, 2016. 218 с.
7. *Иголкин А. А., Губенко Т. А., Максимов А. Д.* Разработка модели электромагнитного клапана с улучшенными характеристиками для жидкостного ракетного двигателя. Вестник самарского университета. Аэрокосмическая техника, технология и машиностроение. 2020. Т.19. № 4. С. 30–42. https://doi.org/10.18287/2541-7533-2020-19-4-30-42
8. *Л. М. Назарова и др.* Клапаны бортовых систем стратегических ракет и космических аппаратов, под ред. М. К.Янгеля. Москва: Машиностроение, 1969. 359 с.
9. *Тер-Акопов А. К.* Динамика быстродействующих электромагнитов. Москва: Энергия, 1965. 168 с.
10 *Беляев Н. М., Белик Н. П., Уваров Е. И.* Реактивные системы управления космических летательных аппаратов. Москва: Машиностроение, 1979. 232 с.

Отримано 28.05.2024,
в остаточному варіанті 25.09.2024