

ВПЛИВ ДИСТАНЦІЙНОГО РОЗТАШУВАННЯ ПАЛИВНОГО КЛАПАНА НА ЗАТРИМКУ ЗАПУСКУ РЕАКТИВНОГО ДВИГУНА МАЛОЇ ТЯГИ НА «ЗЕЛЕНОМУ» ПАЛИВІ

Інститут технічної механіки

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

В останні роки провідними космічними державами світу приділяється значна увага пошуку та використанню нових видів токсично безпечного палива для керуючих реактивних двигунів космічних апаратів. В якості «зеленого» палива використовується розчин у воді іонної речовини, пального та стабілізатора. Відмінність використання такого палива полягає у суттєвому збільшенні температури у реакційній камері двигуна у порівнянні з традиційними видами палива. Електрокеровані паливні клапани, які забезпечують відпрацювання командних сигналів на запуск та зупинку двигунів шляхом подачі палива до реакційної камери, стикаються з нею дистанційно, через додатковий паливний трубопровід, що забезпечує необхідні температурні умови для роботи клапанів. Таке конструктивне рішення створює умови для додаткової затримки запуску двигуна по відношенню до командного сигналу, що ускладнює роботу системи керування рухом космічного апарата. Розрахунок терміну подачі палива необхідно проводити з урахуванням низького тиску у трубопроводі, що характерно для орбітальних умов.

Метою роботи є розрахункове визначення затримки запуску реактивного двигуна малої тяги на «зеленому» паливі, обумовленої дистанційним розташуванням паливного клапана від паливних форсунок у реакційній камері в умовах вакуумованого трубопроводу.

Розглянуто термофізичні процеси при заповненні вакуумованого трубопроводу між виходом з клапана до паливної форсунки та побудовано математичну модель, з врахуванням скипання палива та витискання пари палива через форсунку до досягнення границею рідкого палива входу до реакційної камери. Представлено результати розрахунків витрат палива у рідинній фазі, тиску пари, температури та змін відносних об'ємів рідини та пари у часі за різних варіантів тиску палива у баку та співвідношень діаметрів трубопроводу та форсунки стосовно двигуна з номінальною тягою 1 Н.

Показано, що вплив тиску палива у баку та конструктивних параметрів системи подачі «зеленого» палива до реакційної камери двигуна проявляється у зміні часу затримки запуску двигуна у діапазоні від декількох тисячних секунди до кількох сотих секунди, що порівняно з часом вмикання двигуна у імпульсному режимі його роботи.

Ключові слова: реактивний двигун малої тяги, «зелене» монопаливо, затримка запуску, математична модель.

In recent years, the leading space countries have paid much attention to a search for and the application of new toxically safe propellants for spacecraft thrusters. A water solution of an ion substance, a fuel, and a stabilizer is used as a “green” propellant. Its feature is a significant increase in the temperature in the thruster reaction chamber in comparison with traditional propellants. Electrically driven propellant valves, which control fuel feed to the reaction chamber in response to thruster startup and shutdown signals, are connected to the reaction chamber via an additional propellant pipeline to provide thermal conditions required for the valve operation. This design solution is responsible for an additional delay between a command signal and a thruster startup, thus complicating the operation of the spacecraft control system. The propellant feed time must be calculated with account for a low pressure in the pipeline, which is characteristic of orbital conditions.

The goal of his work is to calculate the startup delay of a “green”-propellant thruster caused by the propellant valve being at a distance from the propellant nozzles in the reaction chamber under conditions of a vacuumized pipeline.

The paper considers thermophysical processes during the filling of a vacuumized pipeline between the valve outlet and the propellant nozzle and presents a mathematical model that accounts for propellant ebullition and propellant vapor extrusion through the propellant nozzle until the liquid propellant boundary reaches the reaction chamber inlet. The paper presents the liquid propellant flow rate, the vapor pressure, the temperature, and the relative volumes of the liquid and the vapor calculated as a function of time at different values of the propellant tank pressure and the pipeline-to-nozzle diameter ratio for a thruster of nominal thrust 1 N.

It is shown that the effect of the propellant tank pressure and the design parameters of the system of “green” propellant feed to the thruster reaction chamber manifests itself as the thruster startup delay varying in the range from some thousandths to some hundredths of a second, which is comparable with the thruster startup time in the pulsed operation.

Keywords: thruster, “green” monopropellant, startup delay, mathematical model.

Вступ. Характерною особливістю рідинних двигунів малої тяги як виконуючих органів систем керування рухом космічних апаратів є запізнення їх запуску по відношенню до командних електричних сигналів, що надходять до

© Ю. В. Книшенко, В. І. Щербаков, 2025

електрокерованих паливних клапанів від системи керування рухом космічного апарата (КА). Це обумовлено в першу чергу затримкою спрацювання клапанів та затримками запалення палива у камерах згоряння [1], [2].

В останні роки у провідних космічних державах, у тому числі і в Україні, проводяться роботи зі створення реактивних двигунів малої тяги з використанням нових екологічно безпечних видів палива, так званих «зелених» монопалив. В реактивних двигунах на «зеленому» монопаливі електрокеровані клапани розташовуються на деякій відстані від голівки реакційної камери, що пов'язано з високою температурою продуктів реакції та малими витратами палива як охолоджуючого фактора для забезпечення функціонування електромагнітної системи клапана. Ця конструктивна особливість є додатковим фактором збільшення термінів затримки запуску двигунів такого типу, що важливо при імпульсних режимах роботи двигунів, які найбільш характерні при керуванні рухом КА.

При роботі двигуна в умовах низьких тисків навколишнього середовища (в умовах космічного простору або у вакуумкамері за наземних випробувань) подача рідкого палива відбувається через трубопровід між клапаном та входом до камери, початковий тиск у якому близький до вакууму. При відкритті клапана рідке паливо, що поступає до вакуумованого трубопроводу закипає з утворенням парової фази в об'ємі між фронтом руху рідкого палива і вхідною форсункою до реакційної камери. Тобто до камери паливо після відкриття клапана потрапляє у вигляді пари, витрати якої суттєво менші, ніж у рідкому стані. Це обумовлює часову затримку у виході двигуна на розрахунковий режим.

Метою роботи є розрахункове визначення затримки запуску реактивного двигуна малої тяги на «зеленому» паливі, обумовленої дистанційним розташуванням паливного клапана від паливних форсунок у реакційній камері в умовах вакуумованого трубопроводу.

Для оцінки цієї затримки розглянуто термофізичні процеси у трубопроводі між клапаном та форсункою реакційної камери, що відбуваються після відкриття клапана.

Постановка задачі. Схему процесу заповнення паливного трубопроводу після спрацювання електрокерованого клапана представлено на рис. 1.

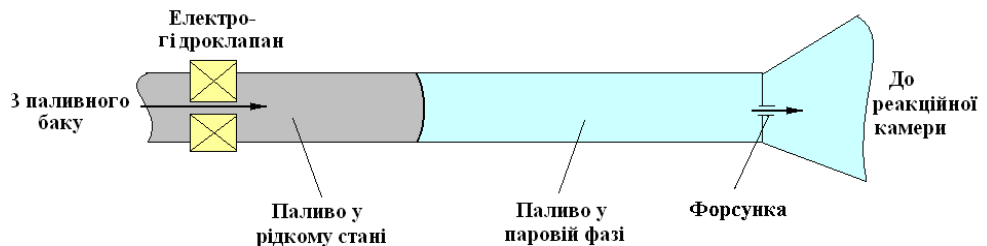


Рис. 1 – Схема подачі палива від клапана до форсунки двигуна при його запуску

Для забезпечення ефективного розпилю палива на дрібнодисперсному каталізаторному шарі реакційної камери двигуна необхідно створення значного тиску палива на форсунці (або декількох форсунках, в залежності від масштабу тяги двигуна) шляхом зменшення їх прохідного перерізу, якій, як прави-

ло, менше перерізу трубопроводу. Робочі тиски палива можуть змінюватись у діапазоні від 5 бар до 24 бар [3].

Процес заповнення трубопроводу після відкриття паливного клапана розглядається у середньооб'ємному наближенні та розділяється на два етапи. Приймається, що на першому етапі рідина (паливо), яка потрапляє до вакуумованої труби, закипає і миттєво перетворюється на пару, що заповнює об'єм труби від виходу з клапана до форсунки на вході до реакційної камери. Цей процес супроводжується зростанням тиску пари до того значення, при якому кипіння рідини зупиниться і вона у рідинному стані почне заповнювати трубопровід і стискати пару у об'ємі, що зменшується. З цього моменту починається другий етап заповнення трубопроводу, завершення якого становить початок подачі палива у рідинному стані до реакційної камери двигуна. Розрахунки проводяться стосовно до двигунів на «зеленому» паливі марки LMP-103S розробки шведської компанії ECAPS [3], яка є одним зі світових лідерів у цій області.

Математична модель. Рівняння стану для парової складової палива як ідеального газу має вигляд

$$m_{\pi} = \frac{p_{\pi} V_{\pi}}{R_{\pi} T_{\pi}}, \quad (1)$$

де V_{π} , p_{π} , T_{π} , R_{π} – об'єм, що займає пара, тиск, температура та газова стала пари.

Зміна маси пари визначається різницею між витратами палива $G_{\text{вх}}$, що надходить до об'єму з клапана, та витратами $G_{\text{вих}}$ через форсунку

$$\frac{dm_{\pi}}{dt} = G_{\text{вх}} - G_{\text{вих}}. \quad (2)$$

На першому етапі заповнення трубопроводу об'єм пари V_{π} є сталим і дорівнює об'єму труби $V_{\text{тр}}$ від виходу клапана до паливної форсунки

$$V_{\pi} = F_{\text{тр}} L = V_{\text{тр}},$$

де $F_{\text{тр}}$, L – площа прохідного перерізу трубопроводу та його довжина.

Крім того, покладається, що температура пари на цьому етапі є сталою величиною і приймається рівною температурі палива T_{π}^0 .

Після диференціювання співвідношення (1) за цих умов з урахуванням (2) отримуємо рівняння для визначення тиску пари на першому етапі

$$\frac{dp_{\pi}}{dt} = \frac{R_{\pi} T_{\pi}}{V_{\pi}} (G_{\text{вх}} - G_{\text{вих}}). \quad (3)$$

Розв'язання цього рівняння проводиться за початкової умови: $t = 0$, $p_{\pi} = p_{\pi}^0$, де p_{π}^0 – початковий тиск у трубі, характерний для орбітальних умов.

Масові витрати палива у рідинній фазі визначаються таким чином

$$G_{\text{вх}} = \mu f_{\text{кл}} \sqrt{2 \rho_{\text{рф}} (p_{\delta} - p_{\pi})},$$

де μ – коефіцієнт витрат паливного клапана; $f_{\text{кл}}$ – площа прохідного перерізу клапана; p_6 – тиск палива перед клапаном; $\rho_{\text{рф}}$ – густина палива.

Масові витрати пари через форсунку за надкритичного перепаду тиску пари між форсункою і реакційною камерою, тиск у якій близький до вакууму,

за $\frac{p_{\text{рк}}}{p_{\text{п}}} \leq \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$ визначаються згідно з залежністю [1]

$$G_{\text{вих}} = A_{\text{п}} \frac{f_{\text{ф}} p_{\text{п}}}{\sqrt{R_{\text{п}} T_{\text{п}}}}, \quad (4)$$

де $A_{\text{п}} = \sqrt{\gamma \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}}$; γ – показник адіабати пари палива; $f_{\text{ф}}$ – площа прохідного перерізу форсунки;

Для докритичного перепаду тиску пари між форсункою і реакційною ка-

мерою за $\frac{p_{\text{рк}}}{p_{\text{п}}} > \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$ масові витрати пару визначаються за формулою Сен-Венана–Вентцеля [4]

$$G_{\text{вих}} = f_{\text{ф}} \sqrt{\frac{2\gamma p_{\text{п}} \rho_{\text{п}}}{\gamma-1} \left[\left(\frac{p_{\text{рк}}}{p_{\text{п}}}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_{\text{рк}} p_{\text{п}}}{p_{\text{п}}}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]}.$$

Останній варіант розрахунку $G_{\text{вих}}$ може мати місце за наземних випробувань, коли початковий тиск у реакційній камері відрізняється від орбітальних умов.

Для визначення межі між першим та другим етапами числове розв’язання рівняння (3) необхідно проводити до $t = \bar{t}$, якому відповідає тиск $p_{\text{п}} = \bar{p}_{\text{п}}$, до якого за заданої температури і складу палива відбувається скипання з утворенням парової фази. Це пов’язано з тим, що при скипанні нових порцій рідкої фази тиск парової фази буде зростати, оскільки витрати при витіканні палива у паровій фазі будуть менші, ніж витрати при втіканні у рідкій фазі з утворенням нових порцій пари.

Для визначення цього тиску можна скористатись рівнянням Клапейрона–Клаузиуса [4]

$$\frac{d\bar{p}_{\text{п}}}{dT_{\text{п}}} = \frac{\Delta H_{\text{фп}}}{T_{\text{п}} v_{\text{п}}}, \quad (5)$$

де $\Delta H_{\text{фп}}$ – питома теплота фазового переходу палива; $v_{\text{п}}$ – питомий об’єм пари.

Скориставшись рівнянням газового стану для пари палива як ідеального газу, отримаємо

$$\frac{d\bar{p}_n}{\bar{p}_n dT_n} = \frac{\Delta H_{\text{фп}}}{R_n T_n^2}. \quad (6)$$

В результаті інтегрування (6) знаходимо

$$\bar{p}_n = p_n^* \exp \left[\frac{\Delta H_{\text{фп}}}{R_n} \left(\frac{1}{T_n^*} - \frac{1}{T_n} \right) \right], \quad (7)$$

де p_n^* та T_n^* – опорні значення, відомі з практики для палива LMP-103S $p_n^* = 10^5$ Па, $T_n^* = 393$ К [5].

При використанні залежності (7) проблемою є визначення $\Delta H_{\text{фп}}$ для конкретного хімічного складу «зеленого» палива. Довідкові дані для води за нормальних умов становлять $\Delta H_{\text{фп}}^{H_2O} = 2260$ кДж/кг. В роботі [6] для «зелених» палив LGP 1845 та LGP 1846 визначено, що ентальпії фазового переходу становлять $\Delta H_{\text{фп}}^{LGP-1845} = 2285,6$ кДж/кг, а для $\Delta H_{\text{фп}}^{LGP-1846} = 2266,8$ кДж/кг. З наведених даних витікає, що $\Delta H_{\text{фп}}$ «зелених» палив близькі за своїми значеннями до води, оскільки вона є основною розчинною компонентою палива. Газова стала пари палива складає $R_n = 421$ Дж/(кг·К). Густина палива у рідкому стані $\rho_{\text{рф}} = 1,24$ кг/м³.

Для математичного опису другого етапу заповнення трубопроводу звертаємось до рівнянь (1) – (2) з урахуванням того, що на цьому етапі процес кипіння рідини припиняється, зростання маси пари не відбувається, тобто $G_{\text{вх}} = 0$. Знаходимо $\frac{dm_n}{dt}$ з урахуванням змін тиску p_n , об'єму пари V_n та температури T_n

$$\frac{V_n}{R_n T_n} \frac{dp_n}{dt} + \frac{p_n}{R_n T_n} \frac{dV_n}{dt} - \frac{p_n V_n}{R_n T_n^2} \frac{dT_n}{dt} = -G_{\text{вх}}. \quad (8)$$

Змінний об'єм пари визначається за залежністю

$$V_n = V_{\text{тр}} - V_{\text{рф}}, \quad (9)$$

де $V_{\text{рф}} = Q_{\text{рф}} t$ – об'єм палива у рідкій фазі; $Q_{\text{рф}}$ – об'ємний прихід палива визначається за залежністю

$$Q_{\text{рф}} = \mu f_{\text{кл}} \sqrt{\frac{2(p_{\delta} - p_n)}{\rho_{\text{рф}}}}. \quad (10)$$

З урахуванням (9) – (10) знаходимо

$$\frac{dV_n}{dt} = \mu f_{\text{кл}} \sqrt{\frac{1}{2\rho_{\text{рф}}(p_{\delta} - p_n)}} t \frac{dp}{dt} - \mu f_{\text{кл}} \sqrt{\frac{2(p_{\delta} - p_n)}{\rho_{\text{рф}}}}. \quad (11)$$

Приймається, що стискання пари рідиною, що рухається у трубі за рахунок перепаду тиску, відбувається адіабатично, тому температура його змінюється за залежністю

$$T_{\Pi} = T_{\Pi}^0 \left(\frac{p_{\Pi}}{\bar{p}_{\Pi}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}.$$

З використанням цієї залежності отримуємо

$$\frac{dT_{\Pi}}{dt} = \frac{\gamma-1}{\gamma} \frac{R_{\Pi} T_{\Pi}^0}{(\bar{p}_{\Pi})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} p_{\Pi}^{-\frac{1}{\gamma}} \frac{dp_{\Pi}}{dt}. \quad (12)$$

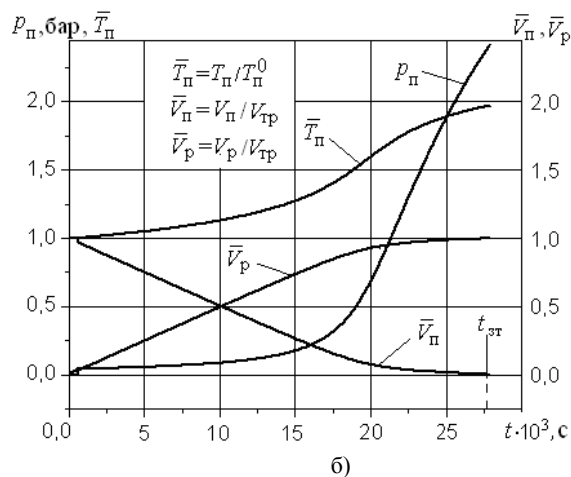
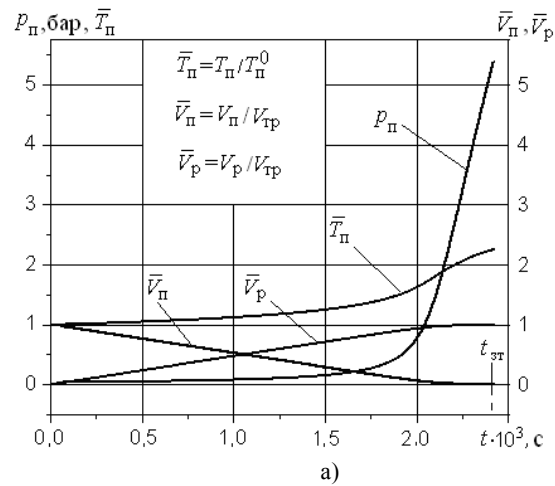
Використовуючи співвідношення (9) – (12), рівняння для визначення тиску пари при русі рідини у трубопроводі (8) приймає вигляд

$$\frac{dp_{\Pi}}{dt} = \frac{p_{\Pi} \left[\mu f_{\text{кл}} \sqrt{\frac{2(p_{\delta} - p_{\Pi})}{\rho_{\text{рф}}}} - A_n f_{\phi} \sqrt{R_{\Pi} T_{\Pi}} \right]}{V_{\Pi} + p_{\Pi} \mu f_{\text{кл}} t [2\rho_{\text{рф}} (p_{\delta} - p_{\Pi})]^{-0,5} - V_{\Pi} \frac{\gamma-1}{\gamma} \frac{T_{\Pi}^0}{T_{\Pi}} \left(\frac{p_{\Pi}}{\bar{p}_{\Pi}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}. \quad (13)$$

Рівняння (13) необхідно розв'язувати за таких початкових умов: $t = \bar{t}$, $p_{\Pi} = \bar{p}_{\Pi}$.

Розв'язання рівняння (13) для розроблюваних двигунів на «зеленому» монопаливі стикається з невизначеністю геометричних параметрів паливного трубопроводу для двигунів з різною тягою – його довжини та прохідного перерізу, вихідного діаметра клапана та перерізу паливної форсунки. Для двигуна з номінальною тягою 1 Н є інформація щодо довжини патрубку, діапазонів діаметрів трубопроводу та паливної форсунки [7], [8]. Ключовою для вибору цих параметрів є величина витрат палива, яка для двигунів тягою 1 Н складає 0,4 г/с – 0,5 г/с. Ці дані з деякими варіаціями використано при проведенні розрахунків за рівняннями (3) і (13). Розрахункові оцінки форсунки, що базуються на цих витратах, корелюють з даними щодо параметрів форсунок, відомих з літератури.

Результати розрахунків. На рис. 2 представлено зміни параметрів рідини і пари після спрацювання клапана на відкриття для крайніх значень вказаних вище параметрів, що показують діапазон змін часу затримок запуску t_{zm} двигунів тягою 1 Н, що відповідає нульовому об'єму пари у трубопроводі.



а) $D_{\text{тр}}/d_{\phi}=1,5/0,16$; $p_6=22$ бара

б) $D_{\text{тр}}/d_{\phi}=3,2/0,16$; $p_6=5$ бар

Рис. 2 – Зміни у часі параметрів рідини і пари після спрацювання клапана на відкриття ($D_{\text{кл}}=1,1$ мм, $L_{\text{тр}}=45$ мм)

Внаслідок стиснення пари його температура зростає для обраних варіантів приблизно у два рази, а об'єм зменшується до нуля. Зростання діаметра трубопроводу та зменшення тиску палива у баку збільшує затримку запуску двигуна на порядок.

Кінцеві результати розрахунків для всього діапазону змін діаметрів трубопроводу та прохідних перерізів форсунки для орбітальних та наземних умов представлено в таблиці 1.

Наведені дані показують, що зростання прохідного перерізу паливного трубопроводу за сталого перерізу форсунки сприяє зростанню затримки початку запуску двигуна. Зростання початкового тиску у трубопроводі приводить до зростання цієї затримки, що пов'язано зі зменшенням перепаду тиску та витрат палива, що надходить до трубопроводу.

Таблиця 1. Залежності затримки запуску двигуна (в секундах) з номінальною тягою 1 Н за різних значень тиску палива та параметрів паливного трубопроводу

$D_{\text{тр}}/d_{\text{ф}}, \text{ мм}$	Тиск палива на вході до трубопроводу, бар			Початковий тиск у трубопроводі, бар
	5	11	22	
3,2/0,16	0,0269	0,0178	0,0123	0,001
3,2/0,25	0,0243	0,0163	0,0115	
2,5/0,16	0,0164	0,0108	0,0075	
2,5/0,25	0,0148	0,0110	0,0070	
1,5/0,16	0,0059	0,0039	0,0027	
1,5/0,25	0,0053	0,0036	0,0025	
3,2/0,16	0,0708	0,0417	0,0264	1,0
3,2/0,25	0,0409	0,0262	0,0177	
2,5/0,16	0,0431	0,0254	0,0161	
2,5/0,25	0,0249	0,0160	0,0108	
1,5/0,16	0,0155	0,0092	0,0058	
1,5/0,25	0,0090	0,0058	0,0039	

На рис. 3 представлено зміни витрат палива після відкриття клапана при його русі у паливному трубопроводі до входу у форсунку за різних значень тиску у баку та різних діаметрів трубопроводу для форсунки діаметром 0,16 мм.

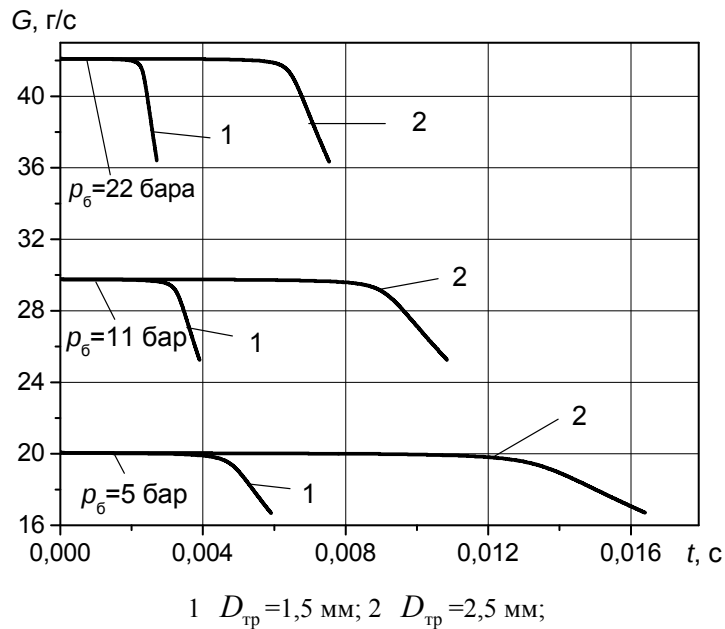


Рис. 3 – Зміни витрат палива при заповненні паливного трубопроводу

Як видно з представлених результатів, витрати палива, що надходять до трубопроводу, мають максимальне значення у перші миттєвості після відкриття клапана завдяки максимальному перепаду тиску, і поступово зменшуються по мірі зростання тиску пари в об'ємі між поверхнею рідини і форсунки.

На початку руху рідини через форсунку витрати палива суттєво перевищують значення, характерні для стаціонарного режиму роботи реакційної камери двигуна. Цей факт обумовлено початковим низьким тиском у реакційній камері. По мірі зростання тиску у реакційній камері до стаціонарних умов роботи двигуна, що обумовлено термokatалітичним розкладанням па-

лива та його горінням, витрати палива знижуються до відповідного рівня (для двигуна з номінальною тягою 1 Н це становить від 0,4 г/с – 0,5 г/с за максимального тиску 22 бара – 24 бара). Цей процес залежить від багатьох конструктивних і режимних факторів, обумовлених у першу чергу ефективністю взаємодії палива з елементами каталітичного шару і визначається у процесі експериментального відпрацювання двигунів різного типу.

При запуску двигунів в умовах, коли у реакційній камері тиск перевищує вакуумні умови (наприклад у наземних умовах, або за імпульсних режимів роботи, якщо спад тиску у реакційній камері ще не завершився) затримка нового або повторного запуску двигуна збільшується пропорційно зростанню початкового тиску у реакційній камері. Зміни температури палива у діапазоні від 250 К до 350 К не приводить до суттєвих змін затримки запуску двигуна.

Для двигунів тягою 5 Н та 22 Н витрати палива на стаціонарних режимах складають відповідно 2,0 г/с – 2,5 г/с та 8,8 г/с – 9,2 г/с за максимальних значень тисків на входах до двигунів 20 бар – 24 бара. Отже відповідні геометричні параметри мають бути у декілька разів більшими. Оціночні розрахунки параметрів паливного трубопроводу для двигуна тягою 22 Н, які спираються на пропорційне збільшення витрат палива, показують, що затримки запуску двигуна можуть сягати декількох сотих часток секунди. Такі затримки суттєві для імпульсних режимів, але можна вважати допустимими за протяжних вми-кань двигунів.

Висновки. Наведені розрахункові дані показують, що вибір геометричних параметрів паливного трубопроводу від виходу з паливного клапана до форсунки в реакційній камері двигуна, вихідних перерізів клапана і форсунки та тиску палива у баку суттєво впливає на часову затримку запуску двигуна у вакуумних умовах. Збільшення діаметра трубопроводу та зниження тиску палива у баку за сталих діаметрів вихідного отвору клапана і форсунки підвищують час затримки запуску двигуна, що обумовлено зростанням об'єму пари, який витискається через форсунку. При запуску двигунів в умовах, коли у реакційній камері тиск переважає вакуумні умови, затримка нового або повторного запуску двигуна збільшується пропорційно зростанню початкового тиску у реакційній камері, що сповільнює подачу палива до трубопроводу у рідкій фазі. Вплив змін у температурі палива слабо впливає на затримки запуску двигуна.

Представлену математичну модель розрахунку затримки запусків двигунів малої тяги на «зеленому» паливі доцільно включити як складову частину до комплексної моделі розрахунку систем двигунів даного типу, представлену у [9].

1. Беляев Н. М., Белік Н. П., Уваров Е. И. Реактивные системы управления космических летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1979. 232 с.
2. Книщенко Ю. В. Динаміка електрокерованих паливних клапанів реактивних двигунів малої тяги на «зеленому» паливі. Технічна механіка. 2024. № 3. С. 49–66. <https://doi.org/10.15407/itm2024.03.049>
3. Rocket Engines – ECAPS : <https://www.ecaps.se> (дата звернення: 20.07.2025).
4. Тимошенко В. И. Газовая динамика высокотемпературных технологических процессов. Днепропетровск: Институт технической механики НАНУ и НКАУ. 2003. 460 с.
5. Anflo K., Thormahlen P., Persson M. Hot-Firing tests using a low temperature derivative of LMP-103S. 5th European Conference for Aeronautics and Space Sciences, Munich, Germany, 1 – 5 Juli 2013. www.eucass.eu/2013.
6. Decker M. M., Klein N., Freedman E. et al. HAN-Based Liquid Gun Propellants: Physical Properties. BRL-TR-2864. 1987. 64 p.
7. Yoon W., Khandu V. B., Hosung Y. Reaktor Structure for The Decomposition of ADN-Based Monopropellant. Aerospace 2023, vol. 10(8), 686. <https://doi.org/10.3390/aerospace10080686>

8. Yoon W., Khandu V. B. and Hosung Y. Performance Evaluation of Ammonium Dinitramide-Based Monopropellant in a 1N Thruster. *Aerospace* 2024, 11(2), 110. <https://doi.org/10.3390/aerospace11020110>
9. Тимошенко В. І., Книщенко Ю. В., Дураченко В. М. Математична модель реактивних двигунів малої тяги на «зеленому» паливі та її верифікація. *Технічна механіка*. 2025. № 2. С. 17–34. <https://doi.org/10.15407/itm2025.02.017>

Отримано 25.08.2025,
в остаточному варіанті 03.10.2025