

УДК 621.454.2

doi: 10.32620/aktt.2025.4sup.2.10

О. С. ЧЕРНЯВСЬКИЙ¹, С. А. ШЕВЧЕНКО², С. І. ДОЛГОПОЛОВ³¹ Дніпровський національний університет імені Олеся Гончара, Дніпро, Україна² Інститут транспортних систем і технологій

Національної академії наук України, Дніпро, Україна

³ Інститут технічної механіки Національної академії наук України
і Державного космічного агентства України, Дніпро, Україна

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ПІД ЧАС РОБОТИ ЗВОРОТНОГО КЛАПАНА В СИСТЕМІ ЖИВЛЕННЯ ЗМІННОЇ СТРУКТУРИ В РІДИННОМУ РАКЕТНОМУ ДВИГУНІ

Предметом вивчення в статті є динамічні процеси в системі живлення змінної структури в рідинному ракетному двигуні (РРД), де для забезпечення запуску застосовуються зворотні клапани. **Метою** цієї статті є розробка математичної моделі динамічних процесів під час роботи зворотного клапана з використанням обчислювальної гідродинаміки (CFD) і математичне моделювання перехідних процесів, що відбуваються в системі живлення змінної структури під час запуску РРД. **Завдання** дослідження: провести серію CFD-розрахунків розподілу тиску на тарілі запірного органу зворотного клапана; отримати залежність сили дії потоку на таріль запірного органу від ходу тарелі та перепаду тиску; провести розрахунки перехідних процесів у системі живлення змінної структури РРД під час його запуску. **Методи** розв'язання задач: CFD-метод, методи обчислювальної математики, методи теорії коливань та імпедансний метод. Отримано такі **результати**. Розроблено математичну модель динамічних процесів системи живлення змінної структури РРД, яка включає зворотні клапани. При побудові математичної моделі динаміки гідравлічних трактів використано імпедансний метод для узгодження частотних характеристик різних гілок гідравлічної системи, отриманих за системою з розподіленими та зосередженими параметрами. При побудові математичної моделі динаміки зворотних клапанів використано CFD-моделювання, за результатами якого визначено розподіл тиску рідини на таріль клапана з боку входу залежно від ходу запірного органу та перепаду тиску на клапані. Це дозволило обчислити силу впливу потоку на тарілку запірного органу за різних умов. Проведено математичне моделювання динамічних процесів у гідравлічній системі змінної структури. У період спільної роботи клапанів живлення паливом здійснюється з двох джерел: з пускового бачка і з насоса пального. Під час руху запірних органів можливі їхні поздовжні коливання завдяки падінню статичного тиску під час появи витрати через клапани. **Висновки**. Показано, що перемикання на стаціонарне живлення паливом від насоса відбувається досить плавно, без помітних динамічних стрибків і провалів витрати пального в газогенератор.

Ключові слова: рідинний ракетний двигун; система живлення змінної структури; зворотний клапан; математичне моделювання; CFD-аналіз; сила дії потоку рідини; запуск двигуна.

Вступ

Серед численних і різноманітних гідравлічних трактів у рідинних ракетних двигунах (РРД) зустрічаються гідравлічні тракти змінної структури. Так, у відомій схемі РРД із допалюванням генераторного газу [1, 2] запалювання компонентів палива на початковому етапі запуску здійснюється за допомогою пускового пального. Це пускове пальне знаходиться в спеціальній ампулі, і після її розкриття пальне надходить у вогневі порожнини газогенератора та камери згоряння. Після запуску РРД і переходу живлення на основне пальне, гідравлічний тракт, що

включає ампулу з пусковим паливом, перекривається внаслідок зростання гідравлічного опору. У таких гідравлічних трактах змінної структури широко застосовуються різні типи клапанів, за допомогою яких здійснюється зміна напрямку потоків рідини під час запуску РРД. Забезпечення плавного перемикання потоку пального в газогенераторі двигунів із допалюванням генераторного газу має важливе значення для надійності процесу запуску РРД. Ще на етапі проєктування РРД необхідно мати характеристики його системи живлення, які значною мірою визначаються параметрами клапанів різного призначення, що входять до її складу. Проведене для



Creative Commons Attribution
NonCommercial 4.0 International

цього математичне моделювання динамічних процесів під час запуску РРД потребує розробки достовірних математичних моделей динамічних процесів, що відбуваються при роботі клапанів, які використовуються.

1. Постановка задачі

Метою даної роботи є розробка математичної моделі динамічних процесів під час роботи зворотного клапана з використанням обчислювальної гідродиніміки (також CFD — від англ. computational fluid dynamics) та математичне моделювання перехідних процесів у системі живлення змінної структури під час запуску РРД. Для цього, окрім згаданого CFD-методу, були використані методи обчислювальної математики, методи теорії коливань і імпульсний метод.

2. Гідравлічна лінія живлення змінної структури

Об'єктом дослідження в цій роботі є гідравлічна система живлення паливом РРД багаторазового увімкнення. Для запалювання компонентів пального використовуються газодинамічні запалювачі [3, 4], принцип дії яких ґрунтується на ефекті Гартмана-Шпренгера [5]. Фрагмент розрахункової схеми розглянутої гідравлічної системи живлення паливом, що стосується живлення газогенератора, подано на рис. 1. Ця схема включає систему трубопроводів, що з'єднують газогенератор, пусковий бачок, насос пального та два зворотні клапани. На початковому етапі запуску вал турбонасосного агрегату ще не розкручений, тому пальне надходить до газогенератора із пускового бачка. Після запалювання компонентів пального в газогенераторі вал турбонасосного агрегату розкручується до розрахункових обертів. Поступово насос пального створює високий тиск, під дією якого зворотні клапани перекривають потік пального з пускового бачка та відкривають подачу з насоса.

Конструкції та характеристики зворотних клапанів, які використовуються вважаються однаковими. Їх конструктивна схема наведена на рис. 2. Особливістю їхньої роботи є низькі перепади тиску. Щоб зменшити зону нестійкої роботи клапана під час запуску двигуна, радіальний зазор між тарілкою та корпусом має мінімальну площу. Ця особливість конструкції зворотного клапана забезпечує збільшення сили дії потоку на тарілку запірного органу з боку входу навіть при малих зазорах між клапаном і сідлом. Крім того, діаметр вхідного патрубку менший за діаметр сідла. Ця обставина має бути врахована при розрахунку гідродиніміки клапана, оскільки

поворот потоку відбувається ще до входу в кільцевий зазор між тарілкою та сідлом.

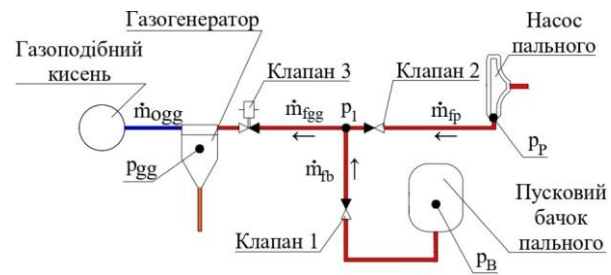


Рис. 1. Розрахункова схема системи живлення паливом газогенератора:

$\dot{m}_{ogg}$ – витрата окисника на газогенератор;
 $\dot{m}_{fg}$, $\dot{m}_{fb}$, $\dot{m}_{fp}$ – витрати пального на відповідних ділянках;
 p_1 – тиск у вузлі розгалуження;
 p_{gg} – тиск у газогенераторі;
 p_B – тиск у пусковому бачку;
 p_P – тиск на виході з насоса пального

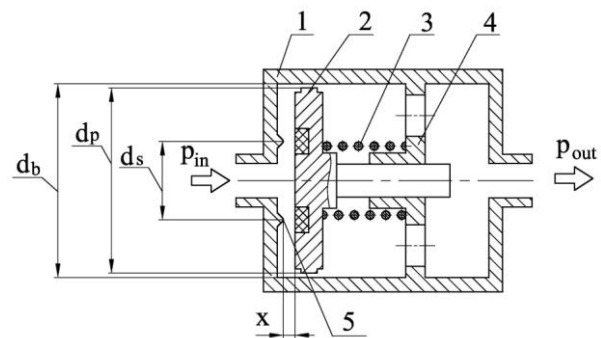


Рис. 2. Конструктивна схема зворотного клапана:
 1 – корпус; 2 – запірний орган; 3 – пружина;
 4 – перегородка; 5 – сідло; d_s – діаметр сідла;

d_b – діаметр внутрішньої поверхні корпусу клапана;
 d_p – діаметр бокової поверхні тарілки клапана;
 P_{in} , P_{out} – тиски рідини на вході та виході клапана

3. Застосування CFD-методу в описі динаміки клапанів

Положення запірного органу зворотного клапана визначається сумою сил, що діють на нього, серед яких, окрім сили пружини та сили тертя, є також сила, з якою потік робочої рідини впливає на запірний орган клапана, намагаючись або відкрити його, або закрити. Сила дії потоку вносить основний внесок в загальний баланс сил і чинить суттєвий вплив на динаміку зворотного клапана та гідравлічної системи загалом. Найскладнішим у описі динаміки зворотного клапана є визначення цієї сили, для чого наразі часто використовують CFD-метод.

Слід зазначити, що CFD-аналіз широко застосовується для дослідження клапанів різних типів. Ряд згаданих тут робіт присвячено запобіжним клапанам. Незважаючи на відмінність у функціональному призначенні, запобіжні та зворотні клапани мають схожу конструкцію і принцип взаємодії потоку із запірним органом. Тому результати, отримані в цих дослідженнях, можуть частково бути застосовані й при аналізі динаміки потоку в зворотних клапанах.

Автори статті [6] виокремлюють два основні підходи до застосування CFD при моделюванні сил потоку в гідравлічних клапанах. Перший підхід передбачає фіксоване положення рухомої частини клапана, що використовується як у стаціонарних, так і в нестационарних режимах. Другий – враховує рух запірного органу під дією потоку та реалізується в межах FSI-моделювання (Fluid-Structure Interaction), яке дає змогу відслідковувати взаємодію рідини з твердим тілом.

Перший підхід реалізовано в дослідженнях [7] і [8], де оцінювалося розподілення сил на тарілці запобіжного клапана. Прикладом FSI-підходу може бути робота [9], у якій для коректного врахування взаємодії потоку із запірним органом застосовувались функції користувача, що оновлювали положення тарілки на кожному часовому кроці залежно від сил потоку та пружини.

У дослідженні [10] описано прямий і непрямий методи CFD-моделювання тарільчастого запобіжного клапана. Як граничні умови задавалися тиск на вході та тиск на виході. При прямому методі тиск на виході вважався постійним, а при непрямому – змінювали як вхідний, так і вихідний тиск. Автори [11] розробили CFD-модель тарільчастого клапана, яка описує його поведінку як у встановленому, так і в перехідному режимі. Для стаціонарних розрахунків задавалися значення тиску та витрати, а для перехідних – фіксований тиск.

FSI-моделі забезпечують високу точність відтворення динаміки клапана. Проте при аналізі великих гідравлічних систем, де зворотний клапан є лише одним із багатьох компонентів, їх використання ускладнене. У таких випадках широко застосовуються моделі з зосередженими параметрами, які дають змогу досить точно описувати динаміку системи з меншими обчислювальними витратами. Найбільш раціональним є комбінований підхід, за якого для опису локальних гідродинамічних процесів (сил тиску, коефіцієнтів витрати тощо) використовується CFD-аналіз, а динаміка всієї системи розраховується за моделлю з зосередженими параметрами. Такий підхід реалізовано, наприклад, у роботі [12], де досліджувалися гідродинамічні ефекти, що спричиня-

ють небажані гідроудари в трубопровідних системах.

У цьому дослідженні реалізовано аналогічний комбінований підхід.

4. Математична модель динаміки системи живлення змінної структури

Математична модель низькочастотної динаміки розглянутої системи живлення газогенератора (див. рис. 1) включає математичну модель гідравлічних трактів як системи з зосередженими параметрами, рівняння для визначення тиску в газогенераторі та рівняння руху запірних органів зворотних клапанів. При побудові математичної моделі динаміки гідравлічних трактів був використаний підхід, застосований для опису динамічних процесів у протяжних розгалужених трубопроводах [1, 2]. Він передбачає етап визначення частотних характеристик різних гілок досліджуваної гідравлічної системи методом імпедансу як системи з розподіленими параметрами. Далі складається математична модель із зосередженими параметрами, значення коефіцієнтів якої задаються таким чином, щоб частотні характеристики систем з розподіленими та зосередженими параметрами узгоджувалися з заданою точністю в певному частотному діапазоні.

Відповідно до наведеного вище підходу, нелінійна математична модель динаміки гідравлічної системи пального з зосередженими параметрами змінної структури матиме вигляд:

$$J_{fp} \frac{d\dot{m}_{fp}}{dt} = P_p - P_1 - (\xi_{fp} + \xi_{v2}) / \rho \cdot \dot{m}_{fp}^2, \quad (1)$$

$$J_{fb} \frac{d\dot{m}_{fb}}{dt} = P_b - P_1 - (\xi_{fb} + \xi_{v1}) / \rho \cdot \dot{m}_{fb}^2, \quad (2)$$

$$C_1 \frac{dP_1}{dt} = \dot{m}_{fp} + \dot{m}_{fb} - \dot{m}_{fgg}, \quad (3)$$

$$J_{fgg} \frac{d\dot{m}_{fgg}}{dt} = P_1 - P_{gg} - (\xi_{fgg} + \xi_{v3}) / \rho \cdot \dot{m}_{fgg}^2, \quad (4)$$

$$\frac{V_{gg}}{\gamma_{gg} R_{gg} T_{gg}} \frac{dP_{gg}}{dt} = \dot{m}_{ogg} + \dot{m}_4 - \dot{m}_{sgg}, \quad (5)$$

$$\dot{m}_{sgg} = \frac{A_{gg} P_{gg}}{\sqrt{R_{gg} T_{gg}}} \sqrt{\gamma_{gg} \left(\frac{2}{\gamma_{gg} + 1} \right)^{\frac{\gamma_{gg} + 1}{\gamma_{gg} - 1}}},$$

де ρ – густина пального;

$\dot{m}_{ogg}$ – витрата окислювача, що надходить до газогенератора;

$\dot{m}_{sgg}$ – витрата продуктів згоряння з газогенератора;

коефіцієнти гідравлічного опору ξ_{fp} , ξ_{fb} , ξ_{fgg} визначаються гідравлічним розрахунком;

коефіцієнти інерційних опорів J_{fp} , J_{fb} , J_{fgg} (знаходяться за геометричними характеристиками трубопроводів);

коефіцієнти гідравлічного опору зворотних клапанів ξ_{V1} , ξ_{V2} , ξ_{V3} визначаються ефективними пропускними площами зворотних клапанів.

Динаміка руху тарілки зворотних клапанів описується диференціальним рівнянням руху:

$$m_{ms} \frac{d^2 x}{dt^2} = F_{pr} - F_{sp} \quad (6)$$

де m_{ms} – маса рухомих частин зворотного клапана;

x – хід запірного органу;

F_{pr} – сила потоку, що діє на тарілку запірного

органу;

F_{sp} – сила пружини клапана.

Сила тертя через малу величину не враховується.

Для визначення сили F_{pr} використовуються тиски на вході p_{in} та виході p_{out} зі зворотного клапана, які обчислювалися залежно від тиску у суміжному вузлі та витрати рідини, що протікає через зворотний клапан:

$$p_{in} = p_{ni} - \xi_{in\ i,j} / \rho \cdot \dot{m}_{i,j}^2 - J_{in\ i,j} \frac{d\dot{m}_{i,j}}{dt}, \quad (7)$$

$$p_{out} = p_{nj} + \xi_{out\ i,j} / \rho \cdot \dot{m}_{i,j}^2 + J_{out\ i,j} \frac{d\dot{m}_{i,j}}{dt}, \quad (8)$$

де p_{ni} та p_{nj} – тиск у i -му та в j -му вузлах гідросистеми – відповідно на початку підвідного та в кінці відвідного ділянок трубопроводу;

$\dot{m}_{i,j}$ – масова витрата рідини у відповідному трубопроводі;

$\xi_{in\ i,j}$ і $\xi_{out\ i,j}$ – коефіцієнти гідравлічного опору підвідного та відвідного ділянок трубопроводу;

$J_{in\ i,j}$ і $J_{out\ i,j}$ – коефіцієнти інерційних опорів підвідного та відвідного ділянок трубопроводу.

5. Результати CFD-моделювання

В результаті CFD-моделювання потоку рідини через досліджуваний зворотний клапан отримано поля тиску та швидкостей у розрахунковій області для ряду значень ходу тарілки та перепадів тиску. На рис. 3 і 4 наведена характерна картина розподілу статичного тиску p на передній поверхні тарілки за

відносним радіусом тарілки ($\bar{r} = r / r_s$) та відносним ходом запірного органу ($\bar{x} = x / d_s$) при перепаді $\Delta p = 0,1$ МПа.

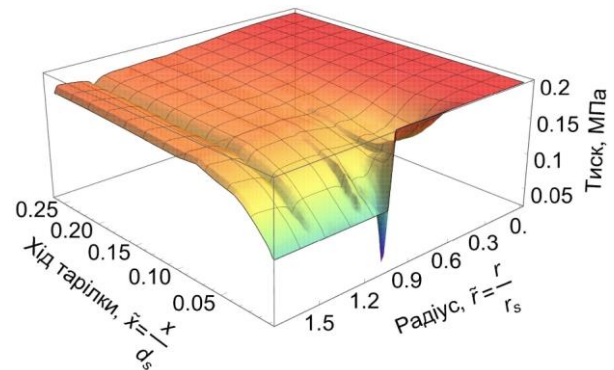


Рис. 3. Розподіл тиску на тарілці запірного органу при перепаді тиску 0,1 МПа

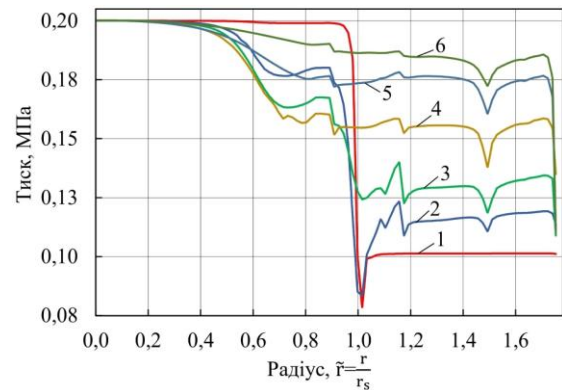


Рис. 4. Розподіл тиску за радіусом тарілки при перепаді тиску 0,1 МПа:

1 – для $x / d_s = 0,002$; 2 – для $x / d_s = 0,01$;

3 – для $x / d_s = 0,02$; 4 – для $x / d_s = 0,04$;

5 – для $x / d_s = 0,1$; 6 – для $x / d_s = 0,26$

Розподіл тиску за радіусом тарілки при різних значеннях ходу запірного органу відображає особливості проточної частини клапана. На вході в клапан потік рідини розгортається в радіальному напрямку. При малому ході тарілки (і невеликій площі в радіальному напрямку) це призводить до певних втрат тиску (при $\bar{r} = 0,5-0,9$) ще до основних втрат тиску на сідлі. При збільшенні ходу запірного органу мінімальний прохідний переріз (і основні втрати тиску) зміщуються до кільцевого зазору.

Крім того, на епюрі тиску за сідлом присутні два характерні екстремуми – один додатний, інший від'ємний. Вони відповідають областям розташування двох трикутних кільцевих канавок по краях м'якого ущільнювача, виконаного у вигляді вставки у тарілці запірного органу, які не показані на рис. 2.

Статичну складову сили дії потоку F_{pr} можна подати у вигляді двох сил F_1 і F_2 , які діють на тарілку в осьовому напрямку з боку входу та виходу відповідно:

$$F_{pr} = F_1 - F_2 \quad (9)$$

Припускаючи рівномірний розподіл тиску на виході з клапана, отримаємо:

$$F_2 = P_{out} \cdot f_p, \quad (10)$$

де f_p – площа тарілки, $f_p = \pi \cdot d_p^2 / 4$.

Для визначення результуючої сили тиску на вхід в клапан слід обчислити інтеграл:

$$F_1 = 2 \cdot \pi \cdot \int_0^R p(r) \cdot r dr, \quad (11)$$

де $p(r)$ – розподіл тиску вздовж радіуса тарілки,

$R = d_p / 2$ – зовнішній радіус тарілки.

На графіках (рис. 5 і 6) наведено залежності сили дії потоку на запірний орган клапана від його ходу при різних перепадах тиску $\Delta p = p_{in} - p_{out}$ між вхідною та вихідною порожнинами клапана.

При малих значеннях ходу (в діапазоні x/d_s до 0,006) основний гідравлічний опір створює вузький дросельовальний зазор між торцем сідла і тарілкою. У цьому режимі сила дії потоку зростає практично лінійно зі збільшенням ходу. По мірі відкриття клапана основним дросельовальним елементом стає наступний за потоком – кільцевий зазор між тарілкою та корпусом. Саме на нього припадає найбільша частина загального перепаду тиску. Інші ділянки, розташовані перед сідлом, такі як торцевий зазор і вхідний патрубок, також впливають на структуру потоку, але їх опір значно зменшується при збільшенні ходу. Внаслідок перерозподілу перепадів тиску між дросельними ділянками, тиск перед сідлом зменшується, що призводить до уповільнення зростання результуючої сили дії потоку.

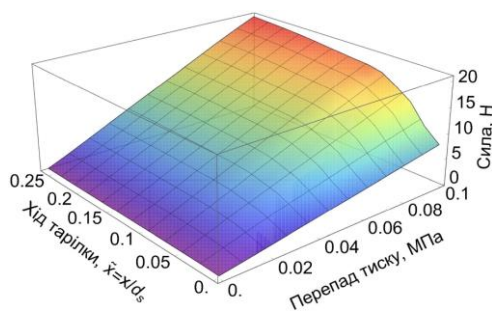


Рис. 5. Залежність $F_{pr} = f(x, \Delta p)$

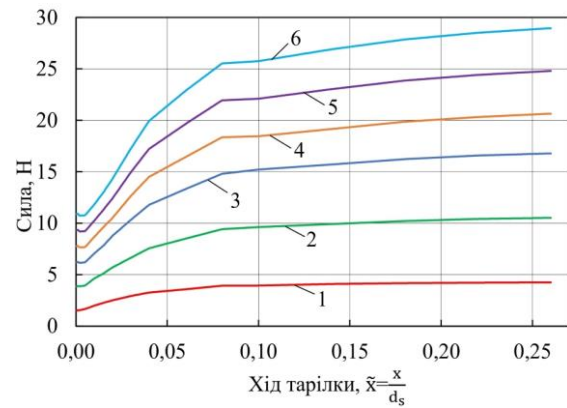


Рис. 6. Залежності $F_{pr} = f(x/d_s)$ при малих перепадах тиску

1 – $\Delta p = 0,02$ МПа; 2 – $\Delta p = 0,05$ МПа;
3 – $\Delta p = 0,08$ МПа; 4 – $\Delta p = 0,10$ МПа;
5 – $\Delta p = 0,12$ МПа; 6 – $\Delta p = 0,14$ МПа

6. Результати моделювання перехідних процесів

При розрахунку перехідних процесів у системі живлення газогенератора ЖРД в якості граничних умов використовувалися: постійний тиск у пусковому бачку (p_B), витрата окислювача на газогенератор ($\dot{m}_{ogg}$) та тиск на виході з насоса пального (p_p). Зростання витрати окислювача і тиску за насосом задавалися лінійними функціями часу, що відображає фізику процесу запуску: послідовне збільшення подачі окислювача та поступове наростання тиску в насосній лінії по мірі розкрутки турбіни.

На рис. 7 наведено часові залежності відносних масових витрат ($\tilde{m}_{fp}$, $\tilde{m}_{fb}$, $\tilde{m}_{fgg}$, $\tilde{m}_{ogg}$) компонентів палива. Відносні значення пального визначалися як відношення поточної витрати пального до максимальної витрати пального в газогенераторі.

З цього рисунка видно, що на початковому етапі запуску двигуна витрата пального в газогенератор відбувається лише з пускового бачка і досягає максимальних значень. Це обумовлено відсутністю протитиску в газогенераторі. Після займання компонентів палива в газогенераторі та розкрутки турбіни починається зростання тиску за насосом. При досягненні певного значення тиску за насосом відбувається переключення потоку пального на живлення від насоса. Видно, що це переключення відбувається досить плавно, без стрибків і провалів витрати пального в газогенератор.

На рис. 8. наведені характеристики роботи зворотних клапанів під час запуску двигуна: часові залежності відносних тисків на вході ($\tilde{p}_{in}$) та виході

($\tilde{p}_{out}$) зворотних клапанів, а також відносних пропускних перерізів ($\tilde{f}_{v1}$ і $\tilde{f}_{v2}$) клапанів (відносно їх максимального значення). Базовим рівнем тиску узято величину тиску в газогенераторі на номінальному режимі.

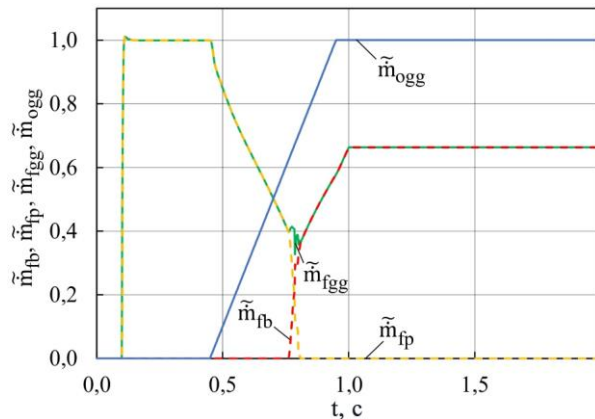


Рис. 7. Витрати компонентів палива під час запуску РРД

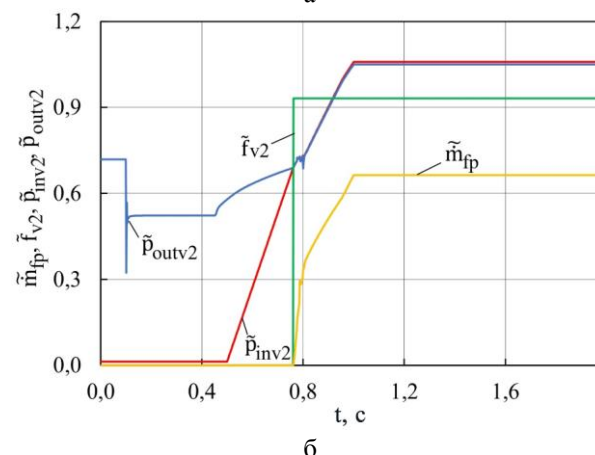
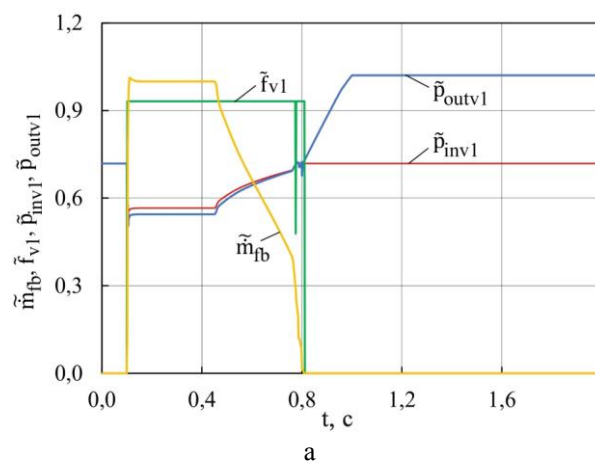


Рис. 8. Зміна параметрів зворотних клапанів під час запуску РРД:
а – для клапана 1; б – для клапана 2

У спільній роботі зворотних клапанів можна виділити три періоди. У початковий період запуску

двигуна зворотний клапан 1 відкритий, клапан 2 закритий, і подача палива в газогенератор здійснюється з пускового бачка. При зростанні тиску за насосом обидва клапани перебувають у частково відкритому стані, і подача палива відбувається одночасно з пускового бачка і від насоса. У цей період клапан 1 закривається, клапан 2 відкривається. Цей процес супроводжується позовжніми коливаннями запірних органів клапанів, але не викликає коливань витрат. У кінцевому періоді клапан 1 повністю закритий і подача палива з пускового бачка припиняється, тоді як клапан 2 повністю відкритий і подача палива забезпечується виключно від насоса. Таким чином, система забезпечує плавність переходу від пускового режиму живлення до живлення від насоса.

Представлені залежності демонструють узгоджену роботу елементів системи живлення під час запуску двигуна та дозволяють оцінити вплив динаміки клапанів і тиску на плавність перехідних процесів.

Висновки

Для системи живлення палим газогенератора змінної структури розроблено математичну модель динамічних процесів під час запуску рідинного ракетного двигуна (РРД). Під час побудови математичної моделі динаміки гідравлічних трактів використано імпедансний метод для узгодження частотних характеристик різних гілок гідравлічної системи, які отримані для системи з розподіленими та зосередженими параметрами. Для побудови математичної моделі динаміки зворотних клапанів застосовано CFD-моделювання потоку рідини через зворотний клапан.

За результатами CFD-моделювання визначено розподіл тиску рідини на тарілці запірного органу з боку входу залежно від ходу запірного органу та перепаду тиску на клапані. Це дало змогу обчислити силу дії потоку на запірний орган за різних умов.

Проведено математичне моделювання динамічних процесів у гідравлічній системі змінної структури. Показано, що перемикання на стаціонарне живлення палим від насоса відбувається досить плавно, без помітних динамічних стрибків і провалів витрати паливого в газогенератор.

У процесі запуску двигуна зворотні клапани проходять три етапи спільної роботи. На початковому етапі запуску відкритий лише клапан 1, і живлення палим здійснюється з пускового бачка. При підвищенні тиску на виході з насоса починає відкриватися клапан 2, а клапан 1 частково закривається. У цей період живлення палим відбувається з

двох джерел: пускового бачка і насоса. Під час руху запірних органів можливі їхні поздовжні коливання через падіння статичного тиску при появі витрати через клапани. При достатньо високому тиску на виході з насоса клапан і повністю закривається, і живлення паливом здійснюється лише від насоса.

Внесок авторів: формулювання наукової проблеми – **С. І. Долгополов, С. А. Шевченко**; огляд та аналіз інформаційних джерел – **О. С. Чернявський**; проведення CFD-аналізу та інтерпретація його результатів – **О. С. Чернявський**; аналіз результатів дослідження – **О. С. Чернявський, С. І. Долгополов, С. А. Шевченко**; підготовка початкової версії рукопису – **О. С. Чернявський**, фінальне редагування тексту та оформлення статті – **С. І. Долгополов, О. С. Чернявський**.

Конфлікт інтересів

Автори заявляють, що немає конфлікту інтересів щодо цього дослідження, фінансового, особистого, авторського чи іншого, який міг би вплинути на дослідження та його результати, представлені в цій статті.

Фінансування

Дослідження проводилося без фінансової підтримки.

Наявність даних

Рукопис немає супутніх даних.

Використання штучного інтелекту

Автори підтверджують, що вони не використовували технології штучного інтелекту при створенні даної роботи.

Усі автори прочитали та погодилися з опублікованою версією рукопису

Література

1. Determination of the thrust spread in the Cyclone-4M first stage multi-engine propulsion system during its start [Text] / O. Pylypenko, S. Dolgoplov, O. Nikolayev [et al.] // *Science and Innovation*. – 2022. – Vol. 18, № 6. – P. 97–112. doi: 10.15407/scine18.06.097.

2. Mathematical modeling of transient processes during start-up of main liquid propellant engine under hot test conditions [Text] / D. Koptilyy, R. Marchan,

S. Dolgoplov, & O. Nikolayev // *Proceedings of the 8th European Conference on Aeronautics and Space Sciences (EUCASS)*, Madrid, Spain, 1–4 July. – 2019. – 15 p. doi: 10.13009/EUCASS2019-236.

3. Marchan, R. A. Small-scale supersonic combustion chamber with a gas-dynamic ignition system [Text] / R. A. Marchan // *Combustion Science and Technology*. – 2011. – Vol. 183, № 11. – P. 1236–1265. doi: 10.1080/00102202.2011.589874.

4. 3D printed acoustic igniter of oxygen-kerosene mixtures for aerospace applications [Text] / R. Marchan, A. Oleshchenko, S. Vekilov [et al.] // *Proceedings of the 8th European Conference on Aeronautics and Space Sciences (EUCASS)*, Madrid, Spain, 1–4 July. – 2019. – 14 p. doi: 10.13009/EUCASS2019-238.

5. Kuznetsov, V. I. Hartmann–Sprenger effect and its application on aircraft [Text] / V. I. Kuznetsov, & A. Yu. Shander // *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. – 2019. – Vol. 3, № 2. – P. 150–155. doi: 10.25206/2588-0373-2019-3-2-150-155.

6. Domagala, M. A review of the CFD method in the modeling of flow forces [Text] / M. Domagala, & J. Fabis-Domagala // *Energies*. – 2023. – Vol. 16, № 16. – Article no. 6059. doi: 10.3390/en16166059.

7. Pusztai, T. CFD analysis on a direct spring-loaded safety valve to determine flow forces [Text] / T. Pusztai, & Z. Siménfalvi // *Pollack Periodica*. – 2021. – Vol. 16, № 1. – P. 109–113. doi: 10.1556/606.2020.00122.

8. CFD analysis of the flow force exerted on the disc of a direct-operated pressure safety valve in energy system [Text] / C. Zong, F. Zheng, D. Chen [et al.] // *Journal of Pressure Vessel Technology*. – 2020. – Vol. 142, iss. 1. – Article no. 011702. doi: 10.1115/1.4045131.

9. Finesso, R. Numerical and experimental investigation on a conical poppet relief valve with flow force compensation [Text] / R. Finesso, & M. Rundo // *International Journal of Fluid Power*. – 2017. – Vol. 18, iss. 2. – P. 111–122. doi: 10.1080/14399776.2017.1296740.

10. Wu, D. CFD simulation of flow-pressure characteristics of a pressure control valve for automotive fuel supply system [Text] / D. Wu, S. Li, & P. Wu // *Energy Conversion and Management*. – 2015. – Vol. 101. – P. 410–419. doi: 10.1016/j.enconman.2015.06.025.

11. Analysis of the design of a poppet valve by transitory simulation [Text] / I. Gomez, A. Gonzalez-Mancera, B. Newell, & J. Garcia-Bravo // *Energies*. – 2019. – Vol. 12, iss. 5. – Article no. 889. doi: 10.3390/en12050889.

12. Klas, R. Analysis of in-line check valve with respect to the pipeline dynamics [Text] / R. Klas, V. Habán, & P. Rudolf // *EPJ Web of Conferences*. – 2017. – Vol. 143. – Article no. 02051. doi: 10.1051/epjconf/201714302051.

References

1. Pylypenko, O., Dolgoplov, S., Nikolayev, O., Khorjak, N., & Kvasha, Yu., Bashliy, I. Determination of the thrust spread in the Cyclone-4M first stage multi-engine propulsion system during its start. *Science and Innovation*, 2022, vol. 18, no. 6, pp. 97–112. doi: 10.15407/scine18.06.097.
2. Koptilyy, D., Marchan, R., Dolgoplov, S., & Nikolayev, O. Mathematical modeling of transient processes during start-up of main liquid propellant engine under hot test conditions. *Proceedings of the 8th European Conference on Aeronautics and Space Sciences (EUCASS), Madrid, Spain, 1–4 July, 2019*. 15 p. doi: 10.13009/EUCASS2019-236.
3. Marchan, R. A. Small-scale supersonic combustion chamber with a gas-dynamic ignition system. *Combustion Science and Technology*, 2011, vol. 183, no. 11, pp. 1236–1265. doi: 10.1080/00102202.2011.589874.
4. Marchan, R., Oleshchenko, A., Vekilov, S., Arsenuk, M., & Bobrov, O. 3D printed acoustic igniter of oxygen-kerosene mixtures for aerospace applications. *Proceedings of the 8th European Conference on Aeronautics and Space Sciences (EUCASS), Madrid, Spain, 1–4 July, 2019*. 14 p. doi: 10.13009/EUCASS2019-238.
5. Kuznetsov, V. I., & Shander, A. Yu. Hartmann–Sprenger effect and its application on aircraft. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*, 2019, vol. 3, no. 2, pp. 150–155. doi: 10.25206/2588-0373-2019-3-2-150-155.
6. Domagała, M., & Fabis-Domagała, J. A review of the CFD method in the modeling of flow forces. *Energies*, 2023, vol. 16, no. 16, article no. 6059. doi: 10.3390/en16166059.
7. Pusztai, T., & Siménfalvi, Z. CFD analysis on a direct spring-loaded safety valve to determine flow forces. *Pollack Periodica*, 2021, vol. 16, no. 1, pp. 109–113. doi: 10.1556/606.2020.00122.
8. Zong, C., Zheng, F., Chen, D., Dempster, W., & Song, X. CFD analysis of the flow force exerted on the disc of a direct-operated pressure safety valve in energy system. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 2020, vol. 142, no. 1, article no. 011702. doi: 10.1115/1.4045131.
9. Finesso, R., & Rundo, M. Numerical and experimental investigation on a conical poppet relief valve with flow force compensation. *International Journal of Fluid Power*, 2017, vol. 18, no. 2, pp. 111–122. doi: 10.1080/14399776.2017.1296740.
10. Wu, D., Li, S., & Wu, P. CFD simulation of flow-pressure characteristics of a pressure control valve for automotive fuel supply system. *Energy Conversion and Management*, 2015, vol. 101, pp. 410–419. doi: 10.1016/j.enconman.2015.06.025.
11. Gomez, I., Gonzalez-Mancera, A., Newell, B., & Garcia-Bravo, J. Analysis of the design of a poppet valve by transitory simulation. *Energies*, 2019, vol. 12, no. 5, article no. 889. doi: 10.3390/en12050889.
12. Klas, R., Habán, V., & Rudolf, P. Analysis of in-line check valve with respect to the pipeline dynamics. *EPJ Web of Conferences*, 2017, vol. 143, article no. 02051. doi: 10.1051/epjconf/201714302051.

Надійшла до редакції 15.06.2025, розглянута на редколегії 18.08.2025

MATHEMATICAL MODELING OF THE DYNAMIC PROCESSES DURING CHECK VALVE OPERATION IN THE BRANCHED RECONFIGURABLE FEED SYSTEM OF A LIQUID ROCKET ENGINE

Oleksandr Cherniavskyi, Serhii Shevchenko,
Sergey Dolgoplov

The dynamic processes in the branched reconfigurable propellant feed system of a liquid rocket engine (LRE), where check valves are used to ensure engine start-up, are **the subject of this study**. This study **aims** to develop a mathematical model of the dynamic processes during the operation of a check valve using computational fluid dynamics (CFD) and perform mathematical modeling of the transient processes in the branched reconfigurable feed system during LRE start-up. The **objectives of this research** are: to conduct a series of CFD calculations of the pressure distribution on the poppet of the check valve, to obtain the dependence of the flow force acting on the poppet on the poppet stroke and pressure drop across the valve, and to simulate the transient processes in the branched reconfigurable feed system of the LRE during start-up. **Methods** used: CFD, computational mathematics, vibration theory, and impedance methods. The following **results** were obtained. We developed a mathematical model of the

dynamic processes in the branched reconfigurable feed system of an LRE, which includes check valves. The impedance method was used to match the frequency characteristics of different branches of the hydraulic system, derived from systems with distributed and lumped parameters, in constructing the mathematical model of hydraulic line dynamics. CFD modeling was used to construct the mathematical model of check valve dynamics. The pressure distribution of the fluid on the poppet from the inlet side was determined as a function of the poppet stroke and the pressure drop across the valve based on the simulation results. This made it possible to calculate the flow force acting on the poppet under different conditions. The dynamic processes in the branched reconfigurable hydraulic system were mathematically modeled. During the joint valve operation period, the propellant is supplied from two sources: the start tank and the fuel pump. During the motion of the poppets, their longitudinal oscillations are possible due to a drop in static pressure when the flow through the valves begins. **Conclusions.** Switching to steady-state propellant feed from the pump occurred smoothly, without noticeable dynamic surges or drops in propellant flow to the gas generator.

Keywords: liquid rocket engine; branched reconfigurable feed system; check valve; mathematical modeling; CFD analysis; fluid flow force; engine start-up.

Чернявський Олександр Сергійович – асп., Дніпровський національний університет імені Олеся Гончара, Дніпро, Україна.

Шевченко Сергій Андрійович – канд. техн. наук, старш. наук. співроб., Інститут транспортних систем і технологій Національної академії наук України, Дніпро, Україна.

Долгополов Сергій Іванович – канд. техн. наук, старш. наук. співроб., Інститут технічної механіки Національної академії наук України і Державного космічного агентства України, Дніпро, Україна.

Oleksandr Cherniavskyi – PhD Student, Oles Honchar Dnipro National University, Dnipro, Ukraine, e-mail: o.s.cherniavskyi@gmail.com, ORCID: 0009-0000-6401-7512.

Serhii Shevchenko – Candidate of Technical Sciences, Senior Researcher, Institute of Transport Systems and Technologies of the National Academy of Sciences of Ukraine, Ukraine, e-mail: sergiishevch@gmail.com, ORCID: 0000-0002-5495-7479.

Sergey Dolgoplov - Candidate of Technical Sciences, Senior Researcher, Institute of Technical Mechanics of the National Academy of Sciences of Ukraine and State Space Agency of Ukraine, Ukraine, e-mail: dolmrut@gmail.com, ORCID: 0000-0002-0591-4106.