УДК 532.528:621 https://doi.org/10.15407/itm2020.04.035

С. І. ДОЛГОПОЛОВ

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РЕЖИМІВ ЗАПИРАННЯ ПРИ КАВІТАЦІЙНИХ АВТОКОЛИВАННЯХ У ГІДРАВЛІЧНИХ СИСТЕМАХ З КАВІТУЧИМИ НАСОСАМИ РРД

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

При дослідженні кавітаційних течій рідини в нерухомих каналах (трубці Вентурі) було встановлено, що при зниженні тиску на виході з каналу настає такий момент, коли витрата рідини перестає збільшуватися. Для збільшення витрати необхідно підвищити тиск на вході. Це явище обмеження витрати рідини при фіксованому тиску на вході зумовлено критичним режимом кавітаційної течії в найбільш вузькому місці і отримало назву запирання. Для лопастних насосів також відомі режими запирання, які описуються так званою характеристикою режимів запирання, що зв'язує критичні значення витрати через насос з вхідним тиском. Метою цієї роботи є розвиток гідродинамічної моделі кавітуючих насосів рідинних ракетних двигунів (РРД) за рахунок можливості математичного моделювання режимів запирання. Розроблено механізм реалізації процесу запирання в насосах. Він полягає в такому. Коли амплітуди коливань параметрів досить великі, то на *i*-му кроці інтегрування значення вхідних витрати і тиску можуть виявитися в недоступній області значень – нижче характеристики режимів запирання. У цьому випадку значення параметрів витрати і тиску повинні бути уточнені. Встановлено, що розрахункова величина зниження частоти кавітаційних автоколивань по відношенню до власної частоти коливань гідравлічної системи з кавітуючим насосом є близькою до експериментальної в тому випадку, коли точка обмеження вхідних витрати і тиску за характеристикою режимів запирання знаходиться на перетині прямої, що з'єднує числові значення витрати і тиску на вході в насос на *i*-1 та *i*-му кроках інтегрування, і характеристики режимів запирання. Показано, що характеристика режимів запирання насоса є специфічною нелінійністю, яка пов'язана з критичною кавітаційною течією рідини в насосі і може проявитися при великих розмахах коливань параметрів. Встановлено, що характеристика режимів запирання в насосах РРД при реалізації режимів запирання більш впливає на параметри кавітаційних коливань, ніж залежність об'єму кавітаційних каверн від тиску і витрати на вході в насос і є визначальною нелінійністю в насосній системі на зазначених режимах.

Ключові слова: *рідинний ракетний двигун, шнековідцентровий насос, кавітація, кавітаційні автоколивання, гідродинамічна модель, запирання, характеристика режимів запирання*.

As known from the study of cavity flows in fixed channels (Venturi tube), with decreasing channel outlet pressure there comes a point where the flow rate ceases to increase. To increase the flow rate, the inlet pressure must be increased. This phenomenon of flow rate limitation at a fixed inlet pressure is due to a critical regime of cavity flow at the narrowest cross-section and is termed choking. Impeller pumps also exhibit choking regimes described by the so-called chocking characteristic, which relates the critical pump flow rate to the inlet pressure. This work is aimed at extending a hydrodynamic model of cavitating pumps of liquid-propellant rocket engines (LPREs) by including a mathematical simulation of chocking regimes. A mechanism of realization of the chocking process in pumps is proposed. The mechanism is as follows. When the parameter oscillation amplitudes are high enough, the inlet flow rate and pressure computed at integration step *i* may be in the inadmissible range, i.e., below the chocking regime characteristic. In this case, the flow rate and the pressure must be refined. It is found that the computed decrease in the cavitation self-oscillation frequency in comparison with the eigenfrequency of a hydraulic system with a cavitating pump is close to its experimental value in the case where the inlet flow rate and pressure are assumed to be coordinates of the point of intersection of the choking characteristic and the line that connects the values of the pump inlet flow rate and pressure computed at integration steps *i*-1 and *i*. It is shown that the LPRE pump choking characteristic is a specific nonlinearity associated with the critical cavity flow in the pump and may manifest itself at high parameter oscillation amplitudes. It is found that the choking characteristic of an LPRE pump affects the cavitation oscillation parameters to a greater extent than the cavity volume vs. pump inlet pressure and flow rate relationship does and is the governing nonlinearity in the pump system in choking,

Keywords: *liquid-propellant rocket engine, inducer-equipped centrifugal pump, cavitation, cavitation self-oscillations, hydrodynamic model, choking, choking characteristics.*

Вступ. При дослідженні кавітаційних течій рідини в нерухомих каналах (трубці Вентурі) [1], [2] було встановлено, що при зниженні тиску на виході з каналу настає такий момент, коли витрата перестає збільшуватися. Для збільшення витрати необхідно підвищити тиск на вході. Це явище обмеження витрати рідини при фіксованому тиску на вході зумовлено критичним режимом кавітаційної течії в найбільш вузькому місці і отримало назву запирання.

Під запиранням в насосах розуміються різні явища. Так, в роботі [3] описаний динамічний процес в напірному трубопроводі, обладнаному зворотним клапаном на виході з насоса. Після спрацьовування відсічного клапана, розташованого на виході з напірного трубопроводу, енергія руху рідини перетворюється в статичний тиск рідини, який за даними автора може в 1,5 рази перевищувати напір насоса при нульовій витраті. В цьому випадку повторний запуск насоса здійснити неможливо.

Це явище запирання насоса не пов’язано з критичною кавітаційною течією рідини в проточній частині насоса. Залежно від місця розташування критичної течії рідини розрізняють [2] запирання в проточних каналах насоса або в горловині конічного дифузора – зазвичай самого вузького перетину проточної частини насоса за відцентровим колесом [4]. У першому випадку при зменшенні опору на виході з насоса разом з падінням напору спостерігається зниження споживаної потужності насоса. У другому випадку потужність насоса не змінюється, незважаючи на різке падіння напору. Далі буде розглядатися тільки запирання в рухомій проточній частині насоса.

Так само, як і для нерухомих каналів, для лопастних насосів можуть бути

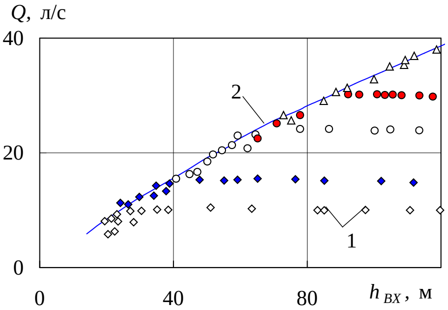


Рис. 1

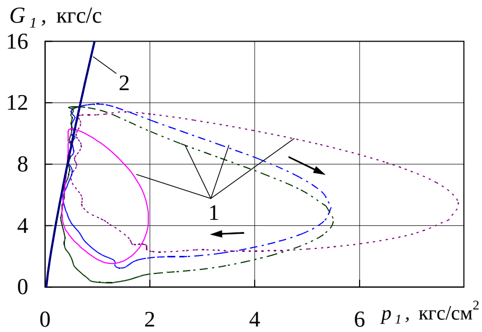


Рис. 2

визначені характеристики режимів запирання, що зв’язують критичні значення витрати через насос з вхідним тиском. На рис. 1, запозиченому із роботи К. Н. Шестакова [5], представлена така характеристика режимів запирання для одного з відцентрових насосів (залежність критичної витрати через насос Q від кавітаційного запасу $\Delta h_{вх}$). У цій же роботі запропоновано ефективний метод визначення таких характеристик. Він полягає в тому, що в напірному трубопроводі встановлюють мінімальний гідравлічний опір (дросель повністю відкритий) і послідовно знижують тиск на вході в насос. В якомусь діапазоні тиску на вході в насос витрата буде постійною (рис. 1, позиція 1), потім при попаданні на криву характеристики режимів запирання буде зменшуватися (рис. 1, крива 2).

При розвинених кавітаційних автоколиваннях (коли форма коливань тиску на вході в насос сильно відрізняється від гармонійної) в насосах рідинних ракетних двигунів (РРД) також реалізуються режими запирання [6]. На рисунку 2 в площині параметрів тиск на вході в насос p_1 – витрата на вході в насос G_1 для різних вхідних тисків на вході в насос $\bar{p}_1$ представлені експериментальні кавітаційні коливання параметрів насоса 2 (криві 1) [7]. Зміна тиску і витрати на вході в насос при кавітаційних автоколиваннях відбувається таким чином, що на рис. 2 обхід кривих здійснюється за годинниковою стрілкою. Видно, що при великих розмахах коливань тиску на вході в насос зниження тисків p_1 обмежується деякими кривими, які для всіх режимів роботи по середньому тиску $\bar{p}_1$ зростають зі збільшенням витрати і близькі між собою.

Незважаючи на те, що розвинені кавітаційні автоколивання вперше описані досить давно [8] і теоретичних досліджень розривних кавітаційних автоколивань проведено безліч [1], [7], питання математичного моделювання режимів запирання в насосах при кавітаційних автоколиваннях вивчено в даний час недостатньо.

Метою цієї роботи є розвиток гідродинамічної моделі кавітуючих насосів РРД за рахунок можливості математичного моделювання режимів запирання.

1. Гідродинамічна модель кавітуючих насосів РРД. Нелінійна гідродинамічна модель кавітуючих насосів РРД [9], [10] включає рівняння динаміки кавітаційних каверн і рівняння для визначення тиску на виході з насоса:

$$\left(1+\sim_p\right)\frac{dp_1'}{dt}=\frac{G_1-G_2}{C_K}+R_{K1}\frac{dG_1}{dt}+R_{K2}\frac{dG_2}{dt}, \tag{1}$$

$$p_1=p_1'+{}^2{}_K\frac{dp_1'}{dt},$$

$$p_2=p_1+p_H\cdot\tilde{p}_H\left(\tilde{V}_K\right)-J_H\frac{dG_2}{dt}, \tag{2}$$

де p_1, G_1 – тиск і витрата на вході в насос; t – час; p_1' – тиск в місці розташування зосередженої кавітаційною податливості [10]; ${}^2{}_K$ – час запізнювання – час затримки передачі збурення за рахунок наявності кавітаційних каверн в насосі [10]; p_2, G_2 – тиск і витрата рідини на виході з насоса; p_H, $\tilde{p}_H\left(\tilde{V}_K\right)$ – напір і кавітаційна функція насоса; $\tilde{V}_K=V_K\big/V_{Ш\ CP}$ – відносний об'єм кавітіціонних каверн; $V_{Ш\ CP}$ – об'єм проточної частини шнека, де розташовані каверни перед кавітаційним зривом: $V_{Ш\ CP}\approx 2{,}3\cdot s\cdot(D_H^2-d_{BT}^2)/4$ [2]; D_H – зовнішній діаметр шнека; d_{BT} – діаметр втулки шнека; s – крок гвинтової лінії шнека; J_H – коефіцієнт інерційного опору рідини в проточній частині насоса; $a_p=\frac{\partial\left(B_1T_K\right)}{\partial p_1}\left(G_1-G_2\right)$; $C_K=-\frac{\gamma}{B_1}$ – податливість каверн; R_{K1}, R_{K2} – коефіцієнти, що мають розмірність кавітаційного опору B_2: $R_{K1}=B_2-\frac{B_1\cdot T_K}{\gamma}+\frac{\partial p_{CP}}{\partial G_1}-\frac{\partial\left(B_1T_K\right)}{\partial G_1}\left(G_1-G_2\right)$, $R_{K2}=\frac{B_1\cdot T_K}{\gamma}$; $B_2\left(p_1,G_1\right)=\frac{\partial p_1}{\partial G_1}$; B_1, T_K – пружність і постійна часу кавітаційних каверн; γ – питома вага рідини.

Для опису кавітаційних автоколивань в найпростішій гідравлічній системі з кавітуючим насосом РРД гідродинамічну модель (1) – (2) слід доповнити рівняннями руху рідини в живлячому і напірному трубопроводах

$$\bar{p}_Б=p_1+a_1G_1^2+\left(J_1+J_{OT}\right)\frac{dG_1}{dt}, \tag{3}$$

$$p_2 = \bar{p}_K + a_2 G_2^2 + J_2 \frac{dG_2}{dt}, \qquad (4)$$

де $\bar{p}_Б$ – тиск у живлячому баку; a_1, a_2 – коефіцієнти гідравлічного опору живлячого і напірного трубопроводів; J_1, J_2 – коефіцієнти інерційного опору живлячого і напірного трубопроводів; J_{OT} – коефіцієнт інерційного опору рідини, обумовлений зворотними течіями на вході в насос; $\bar{p}_K$ – тиск на виході з напірного трубопроводу.

При математичному моделюванні режимів запирання в насосах РРД в даній роботі прийняті наступні додаткові допущення і припущення:

– перехід насоса на режим запирання (і відхід з режиму запирання) відбувається в нескінченно малій області режимних параметрів насоса, яка розташована поблизу характеристики режимів запирання;

– характеристика режимів запирання являє собою залежність вхідної витрати від вхідного тиску; тут використовується узагальнений аналітичний вираз характеристики режимів запирання, отриманий в роботі [6];

– режим запирання реалізується безінерційно і без тимчасових затримок.

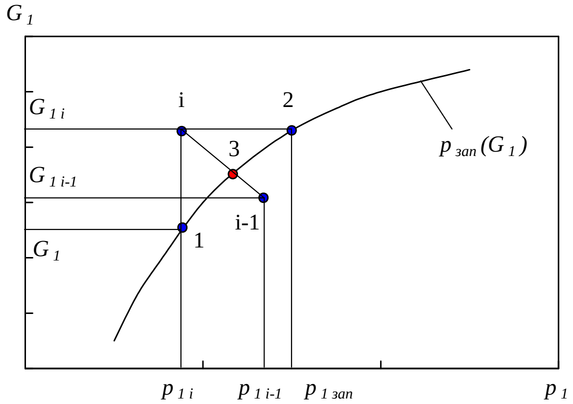


Рис. 3

2. Механізм реалізації режимів запирання в насосах при кавітаційних автоколиваннях. Механізм запирання в насосах розглянемо за допомогою схеми, представленої на рис. 3. При числовому інтегруванні системи диференціальних рівнянь (1) – (4), коли амплітуди коливань параметрів досить великі і реалізується режим запирання на *i*-му кроці інтегрування значення вхідних витрати G_{1i} і тиску p_{1i} можуть виявитися в недоступній області значень – нижче характеристики режимів запирання (т . I на рис. 3). У цьому випадку значення параметрів витрати G_{1i} і тиску p_{1i} повинні бути уточнені. Для цього може бути використана характеристика режимів запирання в насосах. Можливі уточнені значення G_{1i} і p_{1i} будуть лежати на характеристиці режимів запирання в діапазоні значень від т. 1 до т. 2 (див. рис. 3).

Якщо уточнені значення G_{1i} і p_{1i} співпадають з т. 2, то це означає, що G_{1i} приймається без змін, а змінюється тільки p_{1i}. Якщо уточнені значення G_{1i} і p_{1i} співпадають з т. 1, то це означає, що приймається без змін p_{1i}, а зміні підлягає тільки G_{1i}. В інших точках інтервалу 1–2 в якійсь мірі здійснюється уточнення обох параметрів G_{1i} і p_{1i}.

Слід зазначити, що чим довше параметри G_{1i} і p_{1i} будуть перебувати на характеристиці режимів запирання, тим нижче буде частота автоколивань. Тому, якщо уточнюється тільки p_{1i} (відповідає т. 2 на рис. 3), то відхилення частоти автоколивань від власної частоти коливань буде найменшим. Якщо уточнюється тільки G_{1i} (відповідає т. 1 на рис. 3), то це відхилення буде найбільшим.

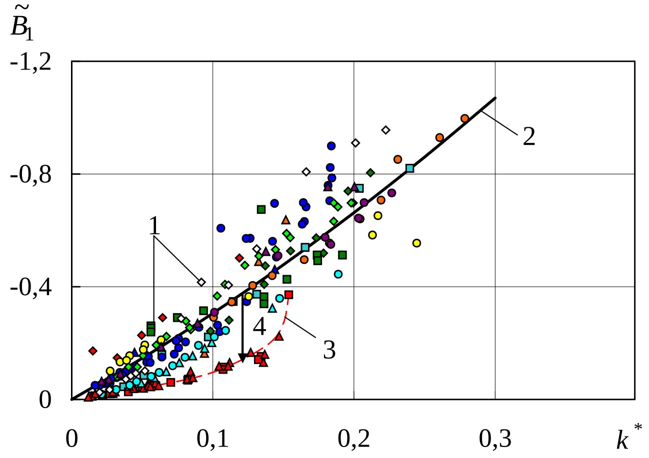


Рис. 4

Раніше [7] при математичному моделюванні розвинених кавітаційних автоколивань за допомогою гідродинамічної моделі уточнення проводилося тільки за рахунок коригування p_{1i}. Тому частоти розвинених кавітаційних автоколивань в розрахунках тут завжди були трохи нижче експериментальних.

3. Результати математичного моделювання режимів запирання в насосі РРД. При узагальненні напівемпіричної залежності пружності кавітаційних каверн $\tilde{B}_1\left(k^*, q\right)$ від режимних параметрів k^* і q, отриманої за частотами кавітаційних автоколивань в результаті динамічних випробувань 18 шнековідцентрових насосів РРД [11], було встановлено, що експериментальні частоти кавітаційних автоколивань в гідравлічній системі з насосом 2 [7] випадають із загального масиву даних. (Насос 2 – це насос пального маршового двигуна 15Д12 (15Д169) (РД-862) II ступеня ракети 15А15 і 15А16 (SS-17) розробки ДП “КБ “Південне”.) На рис. 4 (точки 1) представлені експериментальні значення відносної пружності $\tilde{B}_1$ 18 насосів з роботи [11] і додатково 4 насосів з робіт [12], [13], [14], [15] для q =0,27. При випробуваннях насоса 2 в більшій частині області кавітаційних автоколивань були зафіксовані розвинені кавітаційні автоколивання. Частоти кавітаційних автоколивань насоса 2 (крива 3) проходять в цілому істотно нижче власної частоти коливань (крива 2). Мінімальна їх відмінність спостерігається поблизу границь кавітаційних автоколивань, де розмахи коливань мінімальні і форма коливань наближається до гармонійної. Покажемо, що це зниження частоти кавітаційних автоколивань по відношенню до власної частоти коливань обумовлено функціонуванням насоса в режимі запирання.

Використовуючи математичну модель найпростішої гідравлічної системи з кавітуючим насосом РРД (1) – (4), доповнену урахуванням режимів запирання в насосах, були визначені параметри кавітаційних автоколивань на режимах запирання в насосах.

На рис. 5 показано розрахунковий розвиток кавітаційних автоколивань після невеликого збурювання в початковий момент часу. З цього рисунка видно, що розмахи коливань ростуть протягом більш ніж 1 с. Це свідчать про те, що нелінійної залежності об’єму кавітаційних каверн V_K від тиску p_1 і витрати G_1 на вході в насос в даному випадку недостатньо для обмеження амплітуд кавітаційних автоколивань. Тільки після «підключення» нової нелінійності, обумовленої реалізацією режиму запирання в насосі, розмахи коливань стабілізуються, однак при цьому помітно зменшується частота коливань і змінюється форма коливань. Це говорить про те, що при розвинених кавітаційних автоколиваннях частоти автоколивань визначаються вже не стільки нелінійною залежністю об’єму кавітаційних каверн V_K від тиску p_1 і витрати G_1 на вході в насос, а характеристикою режимів запирання. На рис. 4 цей процес встановлення розвинених кавітаційних автоколивань умовно показаний стрілкою 4.

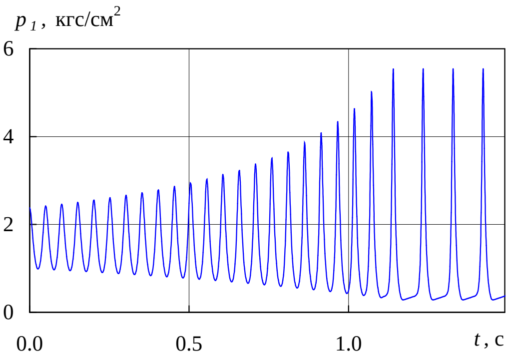
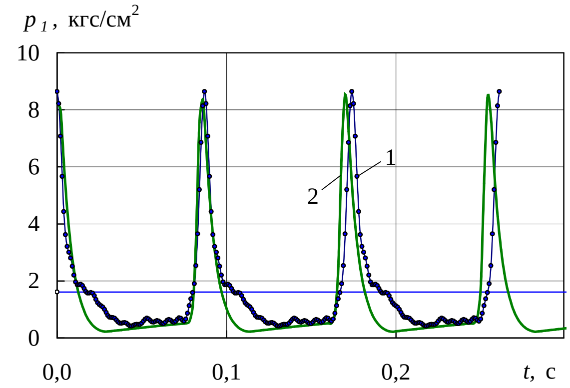


Рис. 5

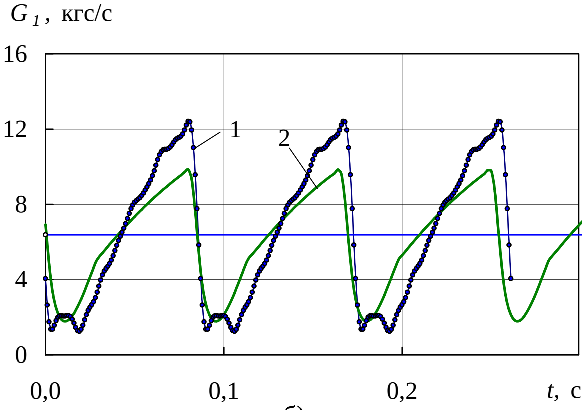
На рисунку 6 представлені експериментальні залежності тиску і витрати на вході в насос при $\bar{p}_1 = 1{,}61$ кгс/см^2 і $\bar{G}_1 = 6{,}3$ кгс/с (криві 1) від часу, отримані при динамічних випробуваннях насоса. З цього рисунка видно, що на даному режимі реалізуються розвинені кавітаційні автоколивання, при яких форма коливань тиску на вході в насос сильно відрізняється від гармонійної. Експериментальна частота кавітаційних автоколивань становить 11,6 Гц, що істотно менше власної частоти кавітаційних коливань, розрахункове значення якої дорівнює 22,7 Гц. Таким чином, на даному режимі роботи насоса частота кавітаційних автоколивань знижується майже в 2 рази в порівнянні з власною частотою коливань. Як зазначалося раніше, причиною цього є функціонування насоса на режимі запирання.

Розрахункові залежності тиску і витрати рідини на вході в насос від часу, отримані по математичній моделі кавітаційних коливань (1) – (4) з різним урахуванням режимів запирання в насосах показали наступне. Якщо при попаданні на характеристику режимів запирання G_{1i} приймається без змін, а коригується тільки p_{1i} (відповідає т. 2 на рис. 3), то в цьому випадку зниження частоти кавітаційних автоколивань в порівнянні з власною частотою коливань гідравлічної системи буде найменшим і ця частота складе 18,5 Гц. Якщо p_{1i} приймається без змін, а коригується тільки G_{1i} (відповідає т. 1 на рис. 3), то зниження частоти буде найбільшим і ця частота складе 4,6 Гц. Слід зазначити, що при використанні т. 1 на характеристиці режимів запирання можуть реалізовуватися розрахункові випадки кавітаційного зриву насоса, що характеризуються тим, що тиск на вході в насос p_{1i} протягом часу не «відновлюється», перебуваючи на характеристиці режимів запирання.

Розрахункова величина зниження частоти кавітаційних автоколивань в порівнянні з власною частотою коливань гідравлічної системи буде близька до експериментальної, якщо коригування G_{1i} і p_{1i} проводиться відповідно до т. 3 на рис. 3 (див. криві 2 на рис. 6). Ця точка утворюється при перетині прямої, що з'єднує числові рішення G_{1i} і p_{1i} на i-1 та i-му кроках, з характеристикою режимів запирання (див. т. 3 на рис. 3).



а)



б)

Рис. 6

Таким чином, показано, що характеристика режимів запирання насоса є специфічною нелінійністю, яка пов'язана з критичною кавітаційною течією рідини в насосі і може проявитися при великих розмахах коливань параметрів. Характеристика режимів запирання в насосах РРД при реалізації режимів запирання справляє більший вплив на параметри кавітаційних коливань, ніж нелінійність, обумовлена залежністю об'єму кавітаційних каверн від тиску і витрати на вході в насос, і є визначальною нелінійністю в насосній системі на зазначених режимах.

Висновки. Розроблено математичну модель динаміки насосів РРД, яка доповнює гідродинамічну модель кавітуючих насосів РРД за рахунок можливості математичного моделювання режимів запирання.

Розроблено механізм реалізації процесу запирання в насосах. Він полягає в наступному. Коли амплітуди коливань параметрів досить великі, то на i-му кроці інтегрування значення вхідних витрати G_{1i} і тиску p_{1i} можуть виявитися в недоступній області значень – нижче характеристики режимів запирання. У цьому випадку значення параметрів витрати G_{1i} і тиску p_{1i} повинні бути уточнені таким чином, щоб розрахункове відхилення частоти кавітаційних автоколивань від власної частоти коливань в гідравлічній системі з кавітуючим насосом узгоджувалося з експериментальним.

Встановлено, що розрахункова величина зниження частоти кавітаційних автоколивань по відношенню до власної частоти коливань гідравлічної системи з досліджуваним кавітуючими насосом близька до експериментальної в тому випадку, коли точка обмеження вхідних витрати і тиску по характеристиці режимів запирання знаходиться на перетині прямої, що з'єднує числові значення витрати і тиску на вході в насос на *i*-1 та *i*-му кроках інтегрування, і характеристики режимів запирання.

Показано, що характеристика режимів запирання насоса є специфічною нелінійністю, яка пов'язана з критичною кавітаційною течією рідини в насосі і може проявитися при великих розмахах коливань параметрів. Встановлено, що характеристика режимів запирання в насосах РРД при реалізації режимів запирання справляє більший вплив на параметри кавітаційних коливань, ніж залежність об'єму кавітаційних каверн від тиску і витрати на вході в насос і є визначальною нелінійністю в насосній системі на зазначених режимах.

1. *Пилипенко В. В.* Кавитационные автоколебания. К.: Наук. думка, 1989. 316 с.
2. *Боровский Б. И., Ершов Н. С., Овсянников Б. В., Петров В. И, Чебаевский В. Ф., Шапиро А. С.* Высокооборотные лопаточные насосы. М.: Машиностроение, 1975. 336 с.
3. *Фокс Д. А.* Гидравлический анализ неустановившегося течения в трубопроводах. М.: Энергоиздат, 1981. 248 с.
4. *Гринченко А. А., Панов М. Я., Курганов А. М.* Исследование нерасчетных режимов центробежных насосов в области предельной ветви характеристики. Изв. вузов. Энергетика. 1973. №. 11. С. 116–120.
5. *Шестаков К. Н.* Об одной особенности срывных ветвей кавитационных характеристик насоса. Лопаточные машины и струйные аппараты. 1971. Вып. 5. С. 149–156.
6. *Долгополов С. И.* Определение характеристик режимов запирання в шнекоцентробежных насосах ЖРД. Техническая механика. 2007. № 1. С. 43–48.
7. *Пилипенко В. В., Задонцев В. А., Натанзон М. С.* Кавитационные колебания и динамика гидросистем. М.: Машиностроение. 1977. 352 с.
8. *Натанзон М. С., Бальцев И. И., Бажанов В. В., Лейдерваргер М. Р.* Экспериментальные исследования кавитационных колебаний шнекоцентробежного насоса. Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. 1973. № 2. С. 151–157.
9. *Пилипенко О. В., Долгополов С. И., Николаев А. Д., Хоряк Н. В.* Математическое моделирование запуска многодвигательной жидкостной ракетной двигательной установки. Техническая механика. 2020. № 1. С. 5–18. https://doi.org/10.15407/itm2020.01.005
10. *Долгополов С. І.* Верифікація гідродинамічної моделі кавітуючих насосів РРД за теоретичними та експериментальними передавальним матрицями насосів. Технічна механіка. 2020. № 3. С. 18–29. https://doi.org/10.15407/itm2020.03.018
11. *Пилипенко В. В., Долгополов С. И.* Экспериментально-расчетное определение коэффициентов уравнения динамики кавитационных каверн в шнекоцентробежных насосах различных типоразмеров. Техн. механика. 1998. Вып. 8. С.50–56. https://doi.org/10.1016/S0262-1762(99)80457-X
12. *Иванов Я. Н.* Экспериментальные исследования по выявлению эффективных средств подавления кавитационных автоколебаний в системе топливоподачи ЖРД. Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. С. П. Королева. 2006. № 2. С. 357–360.
13. *Жулай Ю. А.* Динамические испытания шнекоцентробежного насоса в режиме кавитационных автоколебаний. Вестник двигателестроения. 2006. № 3. С. 141–145.
14. *Ершов Н. С.* Экспериментальное исследование кавитационных автоколебаний насосной системы. Динамика насосных систем. 1980. С. 3–9.
15. *Дрозд В. А., Задонцев В. А., Ходурский В. Е.* Экспериментальное определение собственной частоты и декремента колебаний жидкости в системе питающий трубопровод – насос ЖРД. Техническая механика ракетно-космических систем. 1986. Вып. 1. С. 90–96.

Отримано 16.11.2020,
в остаточному варіанті 23.11.2020