

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ КАВИТАЦИОННЫХ АВТОКОЛЕБАНИЙ В ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ ПРИ СОВМЕСТНЫХ ПРОДОЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЯХ КОНСТРУКЦИИ ТРУБОПРОВОДА И ЖИДКОСТИ

В статье рассматриваются совместные продольные колебания конструкции питающего трубопровода жидкостных ракетных двигателей (ЖРД) и жидкости. Кавитационные каверны, обычно присутствующие при работе насосов ЖРД, при определенных условиях могут привести к появлению самовозбуждающихся низкочастотных колебаний расхода и давления жидкости, называемых кавитационными. Они опасны тем, что способны нарушить нормальную работу двигательной установки. Диапазон частот кавитационных колебаний (от 0 до 50 Гц) может пересекаться с диапазоном собственных частот колебаний конструкции трубопровода при значительной податливости конструкции питающего трубопровода в продольном направлении. Целью данной работы является разработка нелинейной математической модели совместных продольных колебаний конструкции питающего трубопровода и жидкости и определение параметров кавитационных автоколебаний. Для стендовой гидравлической системы с кавитирующим шнекоцентробежным насосом ЖРД проведено математическое моделирование совместных продольных колебаний конструкции его питающего трубопровода и жидкости и определены параметры кавитационных автоколебаний. Показано, что наибольшее взаимодействие колебательных контуров жидкости и конструкции трубопровода происходит при близости парциальных частот колебаний жидкости и конструкции трубопровода и сопровождается падением величин размахов колебаний давлений жидкости на входе в насос, а также максимальными значениями размахов колебаний продольной силы и продольного перемещения конструкции трубопровода. Получено удовлетворительное согласование результатов расчетов с результатами экспериментов.

У статті розглядаються спільні поздовжні коливання конструкції живильного трубопроводу рідинних ракетних двигунів (РРД) і рідини. Кавітаційні каверни, звичайно присутні при роботі насосів РРД, за певних умов можуть привести до появи самозбудних низькочастотних коливань витрати й тиску рідини, які названі кавітаційними. Вони небезпечні тим, що здатні порушити нормальну роботу системи керування й агрегатів рухової установки. Діапазон частот кавітаційних коливань (від 0 до 50 Гц) може перетинатися з діапазоном власних частот коливань конструкції трубопроводу при значній піддатливості конструкції живильного трубопроводу в поздовжньому напрямку. Метою даної роботи є розробка нелінійної математичної моделі спільних поздовжніх коливань конструкції живильного трубопроводу й рідини та визначення параметрів кавітаційних автоколивань. Для стендової гідравлічної системи з кавітуючим шнековідцентровим насосом РРД проведено математичне моделювання спільних поздовжніх коливань конструкції його живильного трубопроводу й рідини та визначені параметри кавітаційних автоколивань. Показано, що найбільша взаємодія коливальних контурів рідини й конструкції трубопроводу відбувається при близькості парціальних частот коливань рідини й конструкції трубопроводу та супроводжується падінням величин розмахів коливань тисків рідини на вході в насос, а також максимальними значеннями розмахів коливань поздовжньої сили й поздовжнього переміщення конструкції трубопроводу. Отримано задовільне узгодження результатів розрахунків з результатами експериментів.

The paper deals simultaneous longitudinal oscillations of feed pipes of liquid rocket engines (LRE) and fluids. Cavities, normally occurring in operations of LRE pumps, can result in self-excited low-frequency of the fluid flow and pressure oscillations designated as cavitation oscillations.

They may be hazardous because cavitation oscillations can disturb the normal operation of the propulsion system. A range of frequencies of cavitation oscillations (from 0 to 50 Hz) and a range of proper frequencies of oscillations of the pipe structure in a longitudinal direction can cross each other.

The goal of this work is to develop a nonlinear mathematical model of simultaneous longitudinal oscillations of the feed pipe structure and the fluid and to derive parameters of self-excited cavitation oscillations. Simultaneous longitudinal oscillations of the LRE feed pipe and fluid are modeled mathematically for the bench hydraulic system with the cavitating centrifugal impeller pump of the LRE.

It is shown that the most interaction of oscillatory circuits of the fluid and the pipe structure is found with closely related partial frequencies of oscillations of the fluid and the pipe structure. It is accompanied by the drop in values of oscillatory amplitudes of the fluid pressures at the pump inlet as well as maximum values of oscillatory amplitudes of longitudinal force and longitudinal displacement of the pipe structure. The calculating results are in good agreement with the experimental results.

**Введение.** Кавитационные каверны, обычно присутствующие при работе

© С.И. Долгополов, 2014

насосов жидкостных ракетных двигателей (ЖРД) в режиме скрытой (частичной) кавитации [1, 2] и расположенные на входе в насосы, не оказывают заметного влияния на статические выходные параметры насоса (напор, мощность, к.п.д.), но существенно влияют на динамические характеристики насоса и собственную частоту колебаний жидкости в питающем трубопроводе [3, 4]. При определенных условиях наличие кавитационных каверн может приводить к появлению самовозбуждающихся низкочастотных колебаний давления и расхода жидкости в линиях питания ЖРД, называемых кавитационными [4, 2], которые опасны тем, что способны нарушить нормальную работу системы управления, агрегатов двигательной установки и могут привести к различным аварийным ситуациям вплоть до разрушения элементов конструкции жидкостной ракеты.

Диапазон частот кавитационных колебаний (от 0 до 50 Гц) может пересекаться с диапазоном собственных частот колебаний конструкции трубопровода при значительной податливости конструкции питающего трубопровода в продольном направлении. Причиной этой податливости может быть недостаточно жесткое крепление питающего трубопровода, пространственная его конфигурация, наличие в питающем трубопроводе “мягкого” сильфона. В работе [5] показано, что взаимодействие продольных колебаний конструкции питающего трубопровода ЖРД с сильфоном и жидкости может влиять на коэффициент формы продольных колебаний конструкции трубопровода. Для стендовой линии питания кавитирующего насоса установлено [6, 7], что такое взаимодействие может приводить к появлению границы области устойчивости по отношению к кавитационным колебаниям сложной формы, состоящей из двух замкнутых подобластей. Это взаимодействие также приводит к существенному смещению частот колебаний связанной системы по отношению к частотам колебаний парциальных систем конструкции трубопровода и жидкости.

В работе [6] разработана линейная математическая модель, описывающая взаимодействие продольных колебаний конструкции питающего трубопровода и жидкости, которая позволила расчетным путем получить наблюдаемые в эксперименте аномальные границы области устойчивости по отношению к кавитационным колебаниям и отклонения частот колебаний связанной системы по отношению к частотам колебаний парциальных систем конструкции трубопровода и жидкости.

Целью данной работы является разработка нелинейной математической модели совместных продольных колебаний конструкции питающего трубопровода и жидкости и определение параметров кавитационных автоколебаний.

**1. Математическая модель.** Нелинейная математическая модель совместных продольных колебаний жидкости и конструкции трубопровода, включающего сильфон, которая представлена ниже, разработана на основе соответствующей линейной математической модели [6]. Эту математическую модель можно условно разбить на два блока уравнений. Первый блок уравнений описывает самовозбуждающиеся кавитационные колебания жидкости в линии питания ЖРД [4, 2], второй – продольные колебания конструкции трубопровода, включающего сильфон.

Математическое описание низкочастотной динамики шнекоцентробежного насоса будем производить по гидродинамической модели кавитирующе-

щих насосов [1, 2] с коэффициентами, полученными экспериментально-расчетными способами [8]. Эта модель включает уравнение движения несжимаемой жидкости в питающем трубопроводе, уравнение динамики кавитационных камер, уравнение баланса расходов в проточной части насоса, уравнение для определения давления на выходе из насоса и уравнение движения жидкости в напорном трубопроводе

Математическая модель трубопровода, учитывающая взаимодействие в продольном направлении жидкости и конструкции, была получена из уравнений в частных производных, представленных в работе [9], с помощью конечных гидродинамических элементов [10].

Принимаем следующие граничные условия: трубопровод абсолютно жестко соединен с питающим баком (отсутствуют отклонения продольных перемещений  $\delta u_Z = 0$ ) и имеет свободный конец на входе в насос (отсутствуют отклонения продольной силы  $\delta F_Z = 0$ ). Тогда простейшая линейная математическая модель совместных продольных колебаний конструкции трубопровода, включающего сильфон, и текущей по нему жидкости, которая заимствована из работы [6], имеет вид

$$\left\{ \begin{array}{l} (J_1 + J_{OT}) \frac{d\delta G_1}{dt} + \delta p_1 + R_1 \delta G_1 - R_{1M} \delta u_{Z2} = 0, \\ \frac{d\delta p_1}{dt} + \frac{B_1}{\gamma_{жк}} (\delta G_1 - \delta G_2) - R_{K1} \frac{d\delta G_1}{dt} - \\ R_{K2} \frac{d\delta G_2}{dt} + d_{жк} \delta u_{Z2} = 0, \\ \delta p_2 = (1 + m) \delta p_1 + s_2 \delta G_2, \\ \delta p_2 = R_2 \delta G_2 + J_2 \frac{d\delta G_2}{dt}, \\ C_M \frac{d\delta F_{Z1}}{dt} - \delta u_{Z2} - \mu_Z \frac{d\delta u_{Z2}}{dt} - d_M \frac{d\delta p_1}{dt} = 0, \\ m_M \frac{d\delta u_{Z2}}{dt} + \delta F_{Z1} = 0, \end{array} \right. \quad (1)$$

где  $R_{1M} = R_1 A_{жк} \gamma_{жк}$ ,  $R_{K1} = B_2 - \frac{B_1 T_K}{\gamma_{жк}}$ ,  $R_{K2} = \frac{B_1 T_K}{\gamma_{жк}}$ ,  $C_M = \frac{1}{k_Z}$ ,  $d_{жк} = -B_1 A_{жк}$ ,  $d_M = C_M A_{эф}$ ;  $\delta$  – символ указывает на малые отклонения рядом стоящего параметра от установившегося значения;  $t$  – время;  $p_1$ ,  $G_1$  – давление и весовой расход жидкости на входе в насос;  $p_2$ ,  $G_2$  – давление и весовой расход жидкости на выходе из насоса;  $F_{Z1}$ ,  $u_{Z2}$  – продольная сила и скорость перемещения трубопровода;  $\gamma_{жк}$  – удельный вес жидкости;  $A_{жк}$  – площадь поперечного сечения трубопровода;  $\mu_Z$  – коэффициент демпфирования конструкции трубопровода;  $R_1$ ,  $J_1$  – коэффициенты линеаризованного гидравлического и инерционного сопротивления питающего трубопровода;  $J_{OT}$  – коэффициент инерционного сопротивления, обусловленный наличием обратных течений на входе в насос;  $B_1$ ,  $V_K$ ,  $B_2$ ,  $T_K$  – упругость, объем, сопротивление и постоянная времени кавитационных камер;  $m$  – тангенс угла наклона касательной к кавитационной характеристике насоса;  $s_2$  – тангенс угла

наклона касательной к напорной характеристике насоса;  $R_2$ ,  $J_2$  – коэффициенты линеаризованного гидравлического и инерционного сопротивления напорного трубопровода;  $C_M$  – податливость конструкции трубопровода;  $k_Z$  – коэффициент жесткости сильфона по продольной силе;  $m_M$  – масса трубопровода;  $A_{\phi}$  – эффективная площадь сильфона.

В этой модели учет влияния колебаний жидкости на колебания конструкции трубопровода производится за счет изменения внутреннего давления жидкости, которое приводит к появлению в стенке трубопровода окружных напряжений и, в соответствии с эффектом Пуассона, осевых напряжений. Влияние колебаний конструкции на колебания жидкости осуществляется за счет осевого сокращения или удлинения конструкции трубопровода.

На основе системы уравнений (1) может быть составлена нелинейная математическая модель совместных продольных колебаний жидкости и конструкции трубопровода

$$\left\{ \begin{array}{l} p_B = p_1 + a_1 G_1^2 \left( 1 - \frac{2\gamma_{Ж} A_{Ж}}{G_1} (u_{Z2} - \bar{u}_{Z2}) \right) + (J_1 + J_{OT}) \frac{dG_1}{dt}, \\ \frac{dp_1}{dt} + \frac{B_1}{\gamma_{Ж}} (G_1 - G_2) - R_{K1} \frac{dG_1}{dt} - R_{K2} \frac{dG_2}{dt} + d_{Ж} (\dot{u}_{Z2} - \ddot{u}_{Z2}) = 0, \\ p_2 = p_1 + p_H(G_2) \check{p}_H(V_K), \\ p_2 = \bar{p}_K + a_2 G_2^2 + J_2 \frac{dG_2}{dt}, \\ C_M \frac{dF_{Z1}}{dt} - (\dot{u}_{Z2} - \ddot{u}_{Z2}) - \mu_Z \frac{d\dot{u}_{Z2}}{dt} - d_M \frac{dp_1}{dt} = 0, \\ m_M \frac{d\dot{u}_{Z2}}{dt} + (F_{Z1} - F_{Z1}) = 0, \\ \frac{du_{Z2}}{dt} = \dot{u}_{Z2}, \end{array} \right. \quad (2)$$

где  $\bar{p}_B$  – давление в питающем баке;  $a_1$  – коэффициент гидравлического сопротивления питающего трубопровода;  $p_H(G_2)$  – напорная характеристика насоса на бескавитационном режиме;  $\check{p}_H(V_K)$  – кавитационная функция насоса;  $\bar{p}_K$  – давление на выходе напорного трубопровода;  $a_2$  – коэффициент гидравлического сопротивления напорного трубопровода;  $u_{Z2}$  – перемещение конструкции питающего трубопровода; черта над параметром означает его установившееся значение.

Для решения системы уравнений (2) были заданы следующие начальные условия

$$p_1(0) = \bar{p}_1, \quad G_1(0) = \bar{G}_1, \quad G_2(0) = \bar{G}_2, \quad F_{Z1}(0) = k_Z u_Z(0), \quad \dot{u}_{Z2}(0) = \bar{u}_{Z2} \quad \text{и} \\ u_{Z2}(0) = \bar{u}_{Z2}.$$

**2. Результаты определения параметров кавитационных автоколебаний.** Применим разработанную выше нелинейную математическую модель совместных продольных колебаний конструкции трубопровода и жидкости для теоретического описания результатов автономных динамических испытаний шнекоцентробежного насоса, представленных в работе [11].

Исследуемый насос – это насос окислителя рулевого двигателя 15Д167 (РД-863) I ступени ракет 15А15 и 15А16 (SS-17) разработки ГП “КБ “Южное” им. М. К. Янгеля. Некоторые результаты динамических испытаний исследуемого насоса (экспериментальная область неустойчивой работы насоса и экспериментальные зависимости частот колебаний от давления на входе в насос), заимствованные из [11], представлены на рис. 1 и 2.

Особенностью области неустойчивой работы насоса в плоскости параметров  $p_1 - G$  является её сложная форма (см. рис. 1), состоящая из двух подобластей А и В (на рис. 1

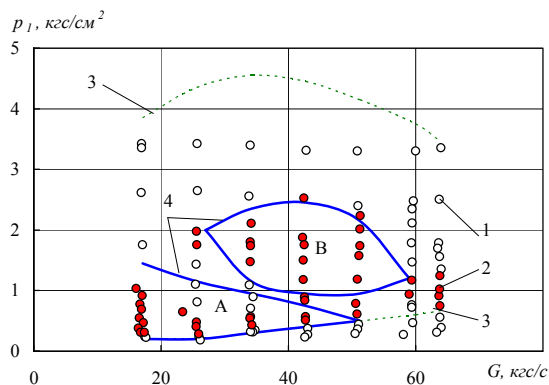


Рис. 1

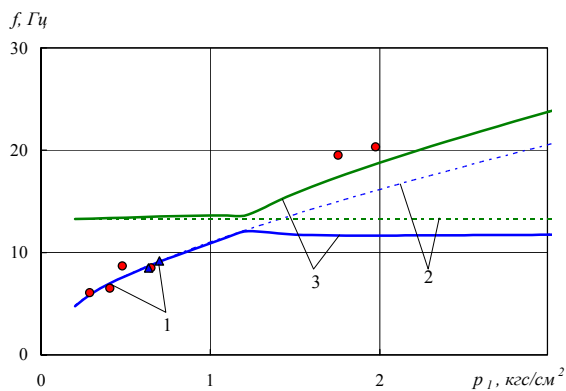


Рис. 2

введены следующие обозначения: 1 – эксперимент, устойчиво; 2 – эксперимент, неустойчиво). Ранее [6] было показано, что эта сложная форма области неустойчивой работы рассматриваемого насоса обусловлена взаимодействием продольных колебаний конструкции питающего трубопровода и жидкости, которое может приводить как к сокращению, так и к расширению области неустойчивой работы насоса по отношению к кавитационным колебаниям. На рис. 1 представлены, заимствованные из [6] расчетные области неустойчивой работы насоса без учета взаимодействия продольных колебаний конструкции питающего трубопровода и жидкости (цифра 3) и с учетом этого взаимодействия (цифра 4), которые свидетельствуют об удовлетворительном согласовании с

экспериментом.

Зависимости частот кавитационных колебаний от давления на входе в насос (см. рис. 2, 1 – эксперимент; 2 – расчет без учета взаимодействия продольных колебаний конструкции питающего трубопровода и жидкости; 3 – с учетом этого взаимодействия) также показывают существенное влияние взаимодействия продольных колебаний конструкции питающего трубопровода и жидкости.

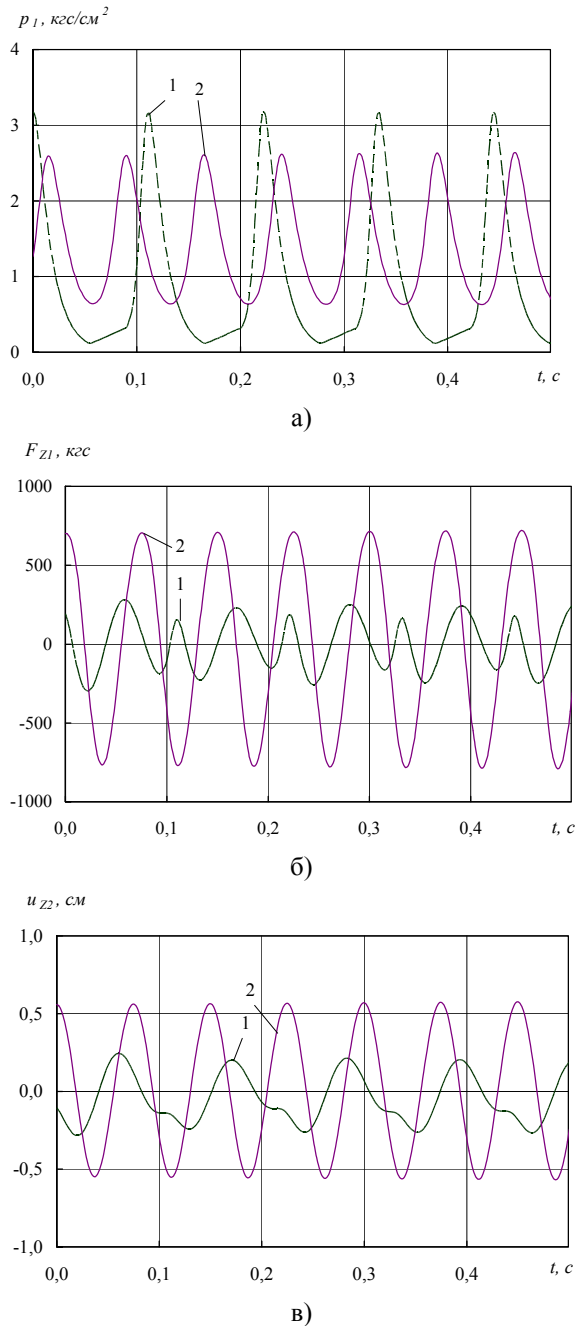
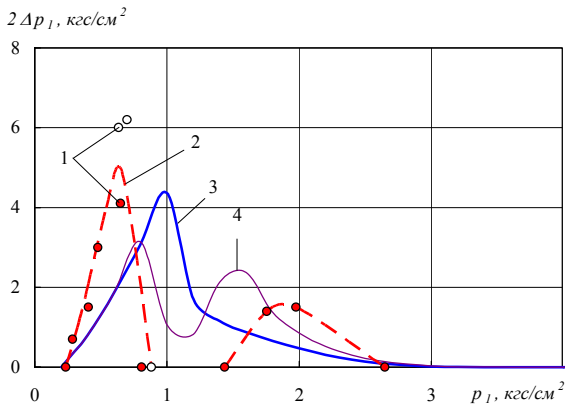


Рис. 3

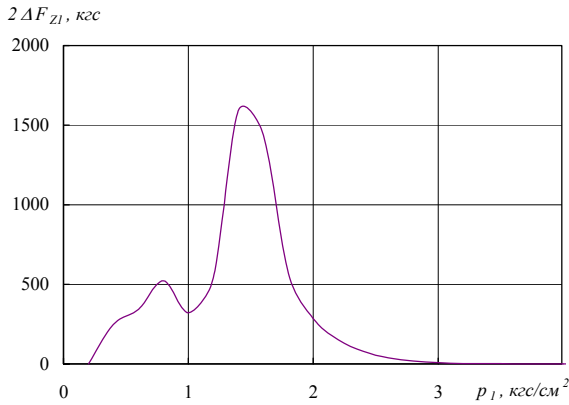
дующий насос при расходе  $\bar{G}=25,6$  кгс/с. Из этого рисунка видно, что при расходе  $\bar{G}=25,6$  кгс/с существует две области неустойчивости в диапазонах от 0,24 до 0,81 кгс/см<sup>2</sup> и от 1,44 до 2,65 кгс/см<sup>2</sup>.

В соответствии с представленной выше нелинейной математической моделью совместных продольных колебаний жидкости и конструкции трубопровода были определены временные зависимости переменных математической модели и по контуру жидкости, и по контуру конструкции трубопровода при кавитационных автоколебаниях. На рис. 3 представлены такие зависимости от времени при расходе через насос  $\bar{G}=25,6$  кгс/с и при двух давлениях на входе в насос  $\bar{p}_1=0,8$  кгс/см<sup>2</sup> (обозначено цифрой 1) и  $\bar{p}_1=1,4$  кгс/см<sup>2</sup> (цифра 2). Из этих рисунков видно, что для переменных колебательного контура жидкости кавитационные колебания одночастотные, традиционного вида. Для переменных колебательного контура конструкции трубопровода можно отметить как одночастотные колебания (при  $\bar{p}_1=1,4$  кгс/см<sup>2</sup>), так и колебания сложного вида (при  $\bar{p}_1=0,8$  кгс/см<sup>2</sup>).

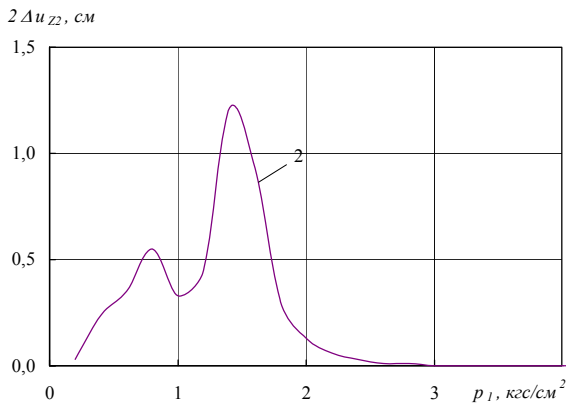
На рис. 4 а представлены заимствованные из [6] экспериментальные зависимости размахов колебаний давлений на входе в насос (1 – эксперимент; 2 – огибающие размахов колебаний) от давления на входе в исследуемый насос при расходе  $\bar{G}=25,6$  кгс/с.



а)



б)



в)

Рис. 4

Математическое моделирование продольных колебаний конструкции трубопровода и жидкости при отсутствии взаимодействия между ними ( $d_m = 0$  и  $d_{жс} = 0$ ) показало следующее. Зависимости размахов колебаний давлений на входе в насос  $2\Delta p_1$  от давления на входе в насос  $p_1$  имеют один четко выраженный максимум при  $p_1 = 1$  кгс/см<sup>2</sup> (кривая 3). Величина этого максимума близка к экспериментальному, но смещена по давлению на входе в насос (см. рис. 4 а). Другие переменные математической модели имеют размахи колебаний аналогичного вида.

При учете взаимодействия конструкции трубопровода и жидкости ( $d_m \neq 0$  и  $d_{жс} \neq 0$ ) установлено следующее. Взаимодействие жидкости с конструкцией трубопровода приводит к существенному изменению зависимостей размахов колебаний переменных математической модели от давления на входе в насос  $p_1$  (см. рис. 4). Так, размахи колебаний  $2\Delta p_1$ , как и в эксперименте, имеют два максимума, а также один минимум (см. рис. 4 а, кривая 4). И в эксперименте, и в расчетах

минимум отмечается при  $p_1 = 1,2$  кгс/см<sup>2</sup>, однако, в отличие от результатов расчетов, в эксперименте в диапазоне давлений от 0,81 до 1,44 кгс/см<sup>2</sup> размахи колебаний  $2\Delta p_1$  не обнаружены. При этом же давлении  $p_1 = 1,2$  кгс/см<sup>2</sup> парциальная частота колебаний жидкости близка к парциальной частоте колебаний конструкции трубопровода ( $f_K = 13,2$  Гц). Также вблизи этого давления наблюдаются максимальные значения размахов колебаний переменных контура конструкции трубопровода (см. рис. 4 б и в).

Таким образом, как и следовало ожидать, наибольшее взаимодействие колебательных контуров жидкости и конструкции трубопровода происходит при близости парциальных частот колебаний жидкости и конструкции трубопровода и сопровождается падением величин размахов колебаний переменных колебательного контура жидкости и максимальными значениями размахов колебаний переменных колебательного контура конструкции трубопровода.

**Выводы.** Разработана нелинейная математическая модель совместных продольных колебаний конструкции трубопровода и жидкости. Для одной стендовой гидравлической системы с кавитирующим шнекоцентробежным насосом ЖРД проведено математическое моделирование совместных продольных колебаний конструкции его питающего трубопровода и жидкости и определены параметры кавитационных автоколебаний. Показано, что наибольшее взаимодействие колебательных контуров жидкости и конструкции трубопровода происходит при близости парциальных частот колебаний жидкости и конструкции трубопровода и сопровождается падением величин размахов колебаний давлений жидкости на входе в насос, а также максимальными значениями размахов колебаний продольной силы и продольного перемещения конструкции трубопровода. Получено удовлетворительное согласование результатов расчетов с результатами экспериментов.

1. Пилипенко В. В. Кавитационные колебания и динамика гидросистем / В. В. Пилипенко, В. А. Задонцев, М. С. Натанзон. – М. : Машиностроение, 1977. – 352 с.
2. Пилипенко В. В. Кавитационные автоколебания / В. В. Пилипенко. – К. : Наук. думка, 1989. – 316 с.
3. Натанзон М. С. Влияние собственной частоты колебаний жидкости в топливоподающем тракте на продольную устойчивость корпуса ракеты / М. С. Натанзон // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. – 1969. – № 3. – С. 111 – 118.
4. Натанзон М. С. Продольные автоколебания жидкостной ракеты / М. С. Натанзон. – М. : Машиностроение, 1977. – 208 с.
5. Долгополов С. И. Изменение коэффициента формы колебаний прямолинейного питающего трубопровода ЖРД при продольных колебаниях жидкостных ракет / С. И. Долгополов // Техническая механика. – 2010. – № 2. – С. 3 – 9.
6. Жулай Ю. А. Математическое моделирование совместных продольных колебаний конструкции трубопровода и жидкости при кавитационных колебаниях в линиях питания ЖРД / Ю. А. Жулай, С. И. Долгополов, Т. А. Грабовская // Авиационно-космическая техника и технология. – 2009. – № 5(62). – С. 58 – 63.
7. Пилипенко О. В. Математическое моделирование совместных продольных колебаний конструкции трубопровода и жидкости в гидравлической системе при установке байпасного демпфирующего трубопровода / О. В. Пилипенко, Ю. А. Жулай, С. И. Долгополов // Авиационно-космическая техника и технология. – 2011. – № 1(78). – С. 21 – 25.
8. Пилипенко В. В. Экспериментально-расчетное определение коэффициентов уравнения динамики кавитационных каверн в шнекоцентробежных насосах различных типоразмеров / В. В. Пилипенко, С. И. Долгополов // Техническая механика. – 1998. – Вып. 8. – С. 50 – 56.
9. Уиггерт Влияние степени закрепления колена на переходной режим изменения давления в трубопроводе / Уиггерт, Отуэлл, Хатфилд // Теор. основы инж. расчетов. – 1985. – № 3. – С. 249 – 258.
10. Теория автоматического управления ракетными двигателями / А. А. Шевяков, В. М. Калнин, М. В. Науменкова, В. Г. Дятлов. – М. : Машиностроение, 1978. – 288 с.
11. Жулай Ю. А. Динамические испытания шнекоцентробежного насоса в режиме кавитационных автоколебаний / Ю. А. Жулай // Вестник двигателестроения. – 2006. – № 3. – С. 141 – 145.

Институт технической механики  
Национальной академии наук Украины и  
Государственного космического агентства Украины,  
Днепропетровск

Получено 16.09.14,  
в окончательном варианте 06.10.14