УДК 621.671:532.528

С.И. ДОЛГОПОЛОВ

ВЛИЯНИЕ НЕЛИНЕЙНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК СИЛЬФОНА НА ПАРАМЕТРЫ КАВИТАЦИОННЫХ АВТОКОЛЕБАНИЙ ПРИ СОВМЕСТНЫХ ПРОДОЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЯХ КОНСТРУКЦИИ ТРУБОПРОВОДА И ЖИДКОСТИ

В статье рассматриваются совместные продольные колебания конструкции питающего трубопровода жидкостных ракетных двигателей и жидкости с учетом нелинейностей упругой характеристики сильфона. В качестве нелинейностей упругой характеристики сильфона рассмотрено ограничение хода сильфона при сжатии за счет смыкания соседних гофр и при растяжении за счет установки стяжек. Целью данной работы является исследование влияния указанных нелинейностей упругой характеристики сильфона на параметры кавитационных автоколебаний при совместных продольных колебаниях конструкции трубопровода и жидкости. Показано, что проявление нелинейностей упругой характеристики сильфона зависит от размаха колебаний перемещений конструкции трубопровода. Как только перемещение конструкции трубопровода достигает критического значения (при котором происходит резкое возрастание упругой характеристики сильфона), в колебательном контуре конструкции трубопровода происходит смещение среднего положения сильфона и устанавливаются продольные колебания с существенно меньшим размахом. Установлено, что при различных средних давлениях на входе в насос это приводит к тому, что размахи колебаний параметров принимают значения либо такие, как при отсутствии нелинейности упругой характеристики сильфона, либо близкие к таким, как при отсутствии взаимодействия конструкции трубопровода и жидкости.

У статті розглядаються спільні поздовжні коливання конструкції живильного трубопроводу рідинних ракетних двигунів і рідини з урахуванням нелінійностей пружної характеристики сильфона. У якості нелінійностей пружної характеристики сильфона розглянуто обмеження ходу сильфона при стисненні за рахунок змикання сусідніх гофр і при розтяганні за рахунок установлення стяжок. Метою даної роботи є дослідження впливу зазначених нелінійностей пружної характеристики сильфона на параметри кавітаційних автоколивань при спільних поздовжніх коливаннях конструкції трубопроводу й рідини. Показано, що прояв нелінійностей пружної характеристики сильфона залежить від розмаху коливань переміщень конструкції трубопроводу. Як тільки переміщення конструкції трубопроводу досягає критичного значення (при якому відбувається різке зростання пружної характеристики сильфона), у коливальному контурі конструкції трубопроводу відбувається зсув середнього положення сильфона й установлюються поздовжні коливання із суттєво меншим розмахом. Встановлено, що при різних середніх тисках на вході в насос це приводить до того, що розмахи коливань параметрів приймають значення або такі, як при відсутності нелінійності пружної характеристики сильфона, або близькі до таких, як при відсутності взаємодії конструкції трубопроводу й рідини.

The paper examines the combined longitudinal oscillation of the feed line structure of liquid rocket engines and the fluid considering nonlinearities of an elastic characteristic of the bellows. The limitations of the compression stroke at the expense of coupling near corrugations and the extension stroke at the expense of tightening devices are considered as nonlinearities of the elastic bellows characteristic. The aim of the research is to study the effects of the above nonlinearities of the elastic characteristic of the bellows on parameters of the cavitation self-oscillation under the combined longitudinal oscillation of the line structure and the fluid. It is shown that a manifestation of nonlinearities of the elastic bellows characteristic depends on a double amplitude of displacements of the line structure. As soon as the line structure displacement reaches its peak (when an elastic characteristic of the bellows rises steeply), the mid-position of the bellows displaces in the oscillating circuit of the line structure and the longitudinal oscillation is provided essentially with a more limited double amplitude. It is found that various average pump-inlet pressures result in the double amplitude of parametric values which demonstrate either the absence of the nonlinearity of the elastic characteristic of the bellows or they are close to values in the absence of interactions between the line structure and the fluid.

Ключевые слова: *жидкостные ракетные двигатели, кавитирующие насосы, кавитационные колебания, совместные продольные колебания жидкости и конструкции трубопровода, нелинейности сильфона.*

Введение. Из теории кавитационных колебаний в линиях питания жидкостных ракетных двигателей (ЖРД) известно [1, 2], что определяющей нелинейностью при кавитационных колебаниях является зависимость объема кавитационных каверн V_K от давления p_1 и расхода G_1 на входе в насос.

Эта нелинейность приводит к существенному ограничению амплитуд кавитационных автоколебаний. Заметное влияние на амплитуды кавитационных колебаний оказывает также зависимость постоянной времени кавитационных каверн T_K от давления p_1 и расхода G_1 на входе в насос. Другие нелинейности, присутствующие в модели кавитационных колебаний (квадратичные зависимости гидравлического сопротивления от расхода в питающем и напорном трубопроводах, напорная характеристика насоса), как правило, не оказывают существенного влияния на ограничения амплитуд кавитационных колебаний.

В математической модели совместных продольных колебаний конструкции трубопровода (с сильфоном) и жидкости [3] согласно принятым допущениям и предположениям в колебательном контуре конструкции трубопровода нелинейности отсутствуют. (Здесь и далее по аналогии с электрическими цепями будем использовать понятия колебательных контуров жидкости и конструкции трубопровода, представляющие собой осцилляторы, содержащие массы и податливости соответственно жидкости и конструкции трубопровода). В действительности упругая характеристика сильфона k_Z (зависимость нагрузки от хода сильфона) в большей или меньшей степени нелинейна [4]. Это связано с изменением геометрии сильфона в процессе нагружения (так называемая «геометрическая нелинейность»). Указанная нелинейность проявляется в наибольшей степени, когда сильфон совершает свободный ход. С увеличением перемещения нелинейность упругой характеристики возрастает и, как показывает эксперимент и расчет, может достигать в некоторых случаях 20 – 30 % [4].

Представляют интерес некоторые случаи использования сильфонов, устанавливаемых в питающем трубопроводе ЖРД при динамических испытаниях двигателя, кавитационных колебаниях, полете ракеты, когда проявляется нелинейность упругой характеристики сильфона. Рассмотрим два таких случая. Первый случай – это установка стяжек на сильфон после монтажа питающего трубопровода. Стяжки на сильфон устанавливались при автономных динамических испытаниях в режиме кавитационных автоколебаний насосов большой размерности и производительности [5, 6]. Здесь целью установки стяжек было устранение влияния конструкции трубопровода на параметры кавитационных колебаний. Стяжки ограничивают продольное растяжение сильфона, однако не препятствуют его сжатию. Опыт использования стяжек в этих экспериментальных исследованиях показал, что они не позволяют в полной мере устранить влияние конструкции трубопровода на параметры кавитационных колебаний. Кроме того, под действием поперечных сил (питающие трубопроводы имели пространственную конфигурацию) стяжки быстро разрушались. Второй случай – это ограничение хода сильфона при сжатии за счет смыкания соседних гофр. В этом случае сильфон может удлиняться пропорционально продольной силе, но при сжатии его перемещения резко уменьшаются.

Целью данной работы является исследование влияния нелинейностей упругой характеристики сильфона, обусловленных смыканием соседних гофр и установкой стяжек, на параметры кавитационных автоколебаний при совместных продольных колебаниях конструкции трубопровода (с сильфоном) и жидкости.

1. Математическая модель. Расчетная схема исследуемой гидравлической системы представлена на рис. 1, где введены следующие обозначения: 1 – шнекоцентробежный насос; 2 – дроссель; 3 – сильфон; 4 – ресивер; 5 – питающий бак.

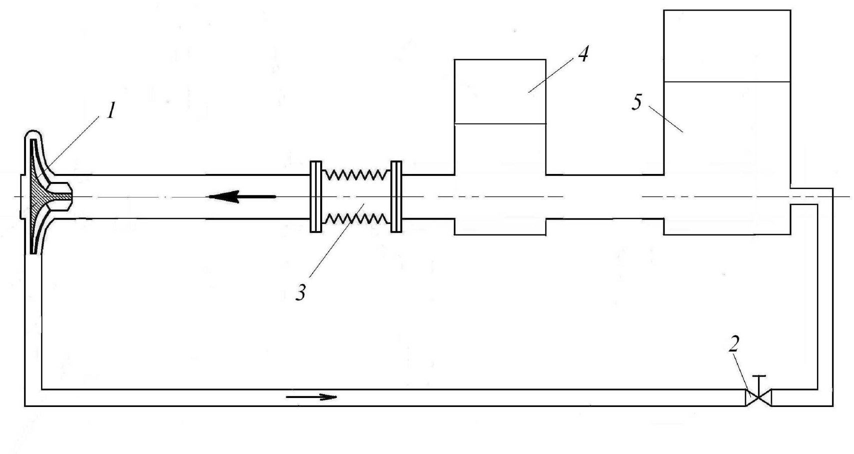


Рис. 1

Нелинейная математическая модель совместных продольных колебаний конструкции трубопровода и жидкости без учета нелинейностей упругой характеристики сильфона разработана в статье [3]. Эту математическую модель можно условно разбить на два блока уравнений. Первый блок уравнений описывает самовозбуждающиеся кавитационные колебания жидкости в линии питания ЖРД [1, 2], второй – продольные колебания конструкции трубопровода, включающего сильфон.

Математическое описание низкочастотной динамики шнекоцентробежного насоса будем производить по гидродинамической модели кавитирующих насосов [1, 2] с коэффициентами, полученными экспериментально-расчетными способами [7]. Эта модель включает уравнение движения несжимаемой жидкости в питающем трубопроводе, уравнение динамики кавитационных каверн, уравнение баланса расходов в проточной части насоса, уравнение для определения давления на выходе из насоса и уравнение движения жидкости в напорном трубопроводе. Математическая модель динамики конструкции трубопровода в продольном направлении, построенная при условии жесткого крепления трубопровода с питающим баком и свободного конца на входе в насос, включает уравнения движения и неразрывности конструкции трубопровода. В соответствии с [3] нелинейная математическая модель совместных продольных колебаний жидкости и конструкции трубопровода имеет вид

$$\begin{cases} \bar{p}_Б = p_1 + a_1 G_1^2 \left(1 - \dfrac{2\gamma_Ж A_Ж}{\bar{G}_1}\left(\dot{u}_{Z2} - \bar{\dot{u}}_{Z2}\right)\right) + \left(J_1 + J_{OT}\right)\dfrac{dG_1}{dt}, \\ \dfrac{dp_1}{dt} + \dfrac{B_1}{\gamma_Ж}\left(G_1 - G_2\right) - R_{K1}\dfrac{dG_1}{dt} - R_{K2}\dfrac{dG_2}{dt} + d_Ж\left(\dot{u}_{Z2} - \bar{\dot{u}}_{Z2}\right) = 0, \\ p_2 = p_1 + p_H\left(G_2\right)\tilde{p}_H\left(V_K\right), \\ p_2 = \bar{p}_K + a_2 G_2^2 + J_2 \dfrac{dG_2}{dt}, \\ C_M \dfrac{dF_{Z1}}{dt} - \left(\dot{u}_{Z2} - \bar{\dot{u}}_{Z2}\right) - \mu_Z \dfrac{d\dot{u}_{Z2}}{dt} - d_M \dfrac{dp_1}{dt} = 0, \\ m_M \dfrac{d\dot{u}_{Z2}}{dt} + \left(F_{Z1} - \bar{F}_{Z1}\right) = 0, \\ \dfrac{du_{Z2}}{dt} = \dot{u}_{Z2}, \end{cases} \tag{1}$$

где $R_{1M} = R_1 A_Ж \gamma_Ж$, $R_{K1} = B_2 - \dfrac{B_1 T_K}{\gamma_Ж}$, $R_{K2} = \dfrac{B_1 T_K}{\gamma_Ж}$, $C_M = \dfrac{1}{k_Z}$, $d_Ж = -B_1 A_Ж$, $d_M = C_M A_{эф}$; t – время; p_2, G_2 – давление и весовой расход жидкости на выходе из насоса; F_{Z1}, $\dot{u}_{Z2}$ – продольная сила и скорость перемещения трубопровода; $\gamma_Ж$ – удельный вес жидкости; $A_Ж$ – площадь поперечного сечения трубопровода; μ_Z – коэффициент демпфирования конструкции трубопровода; J_1, J_2 – коэффициенты инерционного сопротивления питающего и напорного трубопровода; J_{OT} – коэффициент инерционного сопротивления, обусловленный наличием обратных течений на входе в насос; B_1, B_2 – упругость и сопротивление кавитационных каверн; $\bar{p}_Б$ – давление в питающем баке; a_1, a_2 – коэффициенты гидравлического сопротивления питающего и напорного трубопровода; $p_H\left(G_2\right)$ – напорная характеристика насоса на бескавитационном режиме; $\tilde{p}_H\left(V_K\right)$ – кавитационная функция насоса; $\bar{p}_K$ – давление на выходе напорного трубопровода; C_M – податливость конструкции трубопровода; m_M – масса трубопровода; $A_{эф}$ – эффективная площадь сильфона; u_{Z2} – перемещение конструкции питающего трубопровода; черта над параметром означает его установившееся значение.

Для решения системы уравнений (1), так же как и в работе [3], были заданы следующие начальные условия: $p_1(0) = \bar{p}_1$, $G_1(0) = \bar{G}_1$, $G_2(0) = \bar{G}_2$, $F_{Z1}(0) = k_Z\, u_Z(0)$, $\dot{u}_{Z2}(0) = \bar{\dot{u}}_{Z2}$ и $u_{Z2}(0) = \bar{u}_{Z2}$.

2. Нелинейные характеристики сильфона. При математическом описании нелинейностей упругой характеристики сильфона, обусловленных ограничением хода сильфона при сжатии за счет смыкания соседних гофр и при растяжении за счет установки стяжек, предполагалось, что упругие характеристики сильфона k_Z существенно и непрерывно увеличивались при небольшом ходе сильфона. На рисунке 2 представлены используемые далее нелинейности упругой характеристики сильфона при сжатии за счет смыкания соседних гофр. Здесь для определенности упругие характеристики сильфона k_Z задавались функцией, которая характеризуется увеличением k_Z в десять раз при ходе сильфона 0,1 см

$$k_Z = 1{,}210^9 \left| u_Z - u_Z^o \right|^5, \tag{2}$$

где u_Z^o – ход сильфона, при котором «включается» нелинейность (кривая 1 на рис. 2 – при u_Z^o = 0; 2 – при u_Z^o = 0,2 см; 3 – при u_Z^o = 0,4 см).

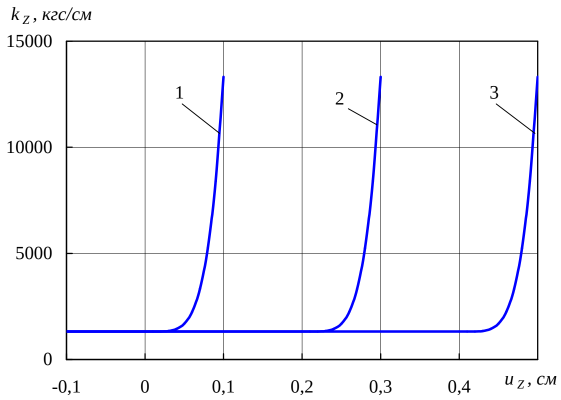


Рис. 2

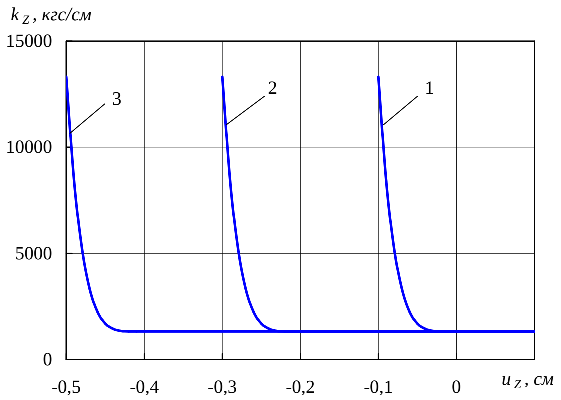


Рис. 3

Для нелинейностей упругой характеристики сильфона, обусловленных ограничением хода сильфона при растяжении за счет установки стяжек, была использована та же аналитическая функция (2). На рисунке 3 представлены полученные при использовании этой функции нелинейности упругой характеристики сильфона (кривая 1 на рис. 2 – при u_Z^o = 0; кривая 2 – при u_Z^o = -0,2 см; кривая 3 – при u_Z^o = -0,4 см).

3. Результаты определения параметров кавитационных автоколебаний. Используя нелинейную математическую модель совместных продольных колебаний конструкции трубопровода и жидкости (1) и нелинейности упругой характеристики сильфона (2), были проведены исследования влияния этих нелинейностей на параметры кавитационных автоколебаний при совместных продольных колебаниях конструкции трубопровода и жидкости применительно к насосу окислителя рулевого двигателя 15Д167 (РД-863) I ступени ракет 15А15 и 15А16 (SS-17) разработки ГП “КБ “Южное” им. М. К. Янгеля” и условиям его автономных динамических испытаний [8].

На рис. 4 представлены расчетные временные зависимости переменных математической модели и по колебательному контуру жидкости, и по колебательному контуру конструкции трубопровода при давлении на входе в насос $\bar{p}_1$=1,5 кгс/см^2 в начальный момент развития кавитационных автоколебаниях. Цифрой 1 на этих рисунках обозначены временные зависимости параметров без учета нелинейности упругой характеристики сильфона, цифрой 2 – при установке стяжек на сильфон (u_Z^o = 0), цифрой 3 – при смыкании соседних гофр сильфона (u_Z^o = 0).

Как видно на рисунках 4, переходный процесс от начальных до установившихся значений параметров в колебательном контуре конструкции трубопровода может сопровождаться продольным ударом (быстроменяющейся силой), обусловленным значительным ростом величины упругой характеристики сильфона k_Z. Величина продольного удара в случае установки стяжек на сильфон составляет 600 кгс, а в случае смыкания соседних гофр сильфона – 310 кгс. После удара происходит смещение среднего положения сильфона и в колебательном контуре конструкции трубопровода устанавливаются продольные колебания с существенно меньшим размахом.

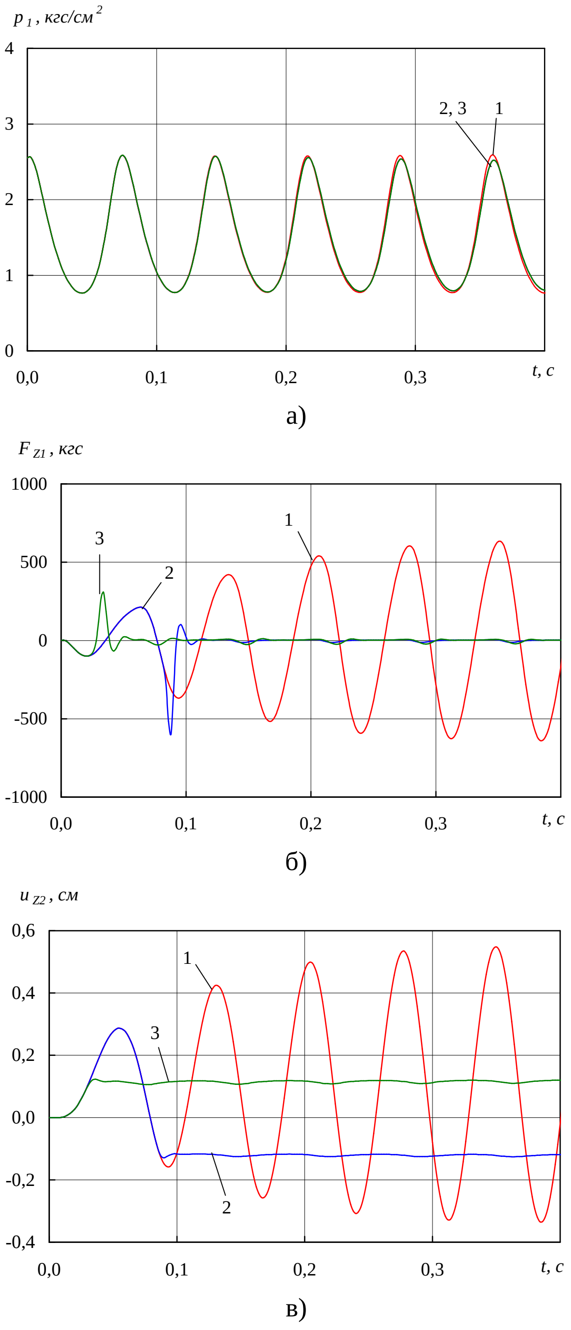
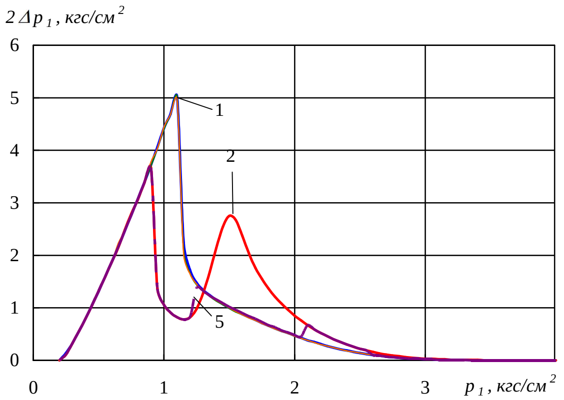
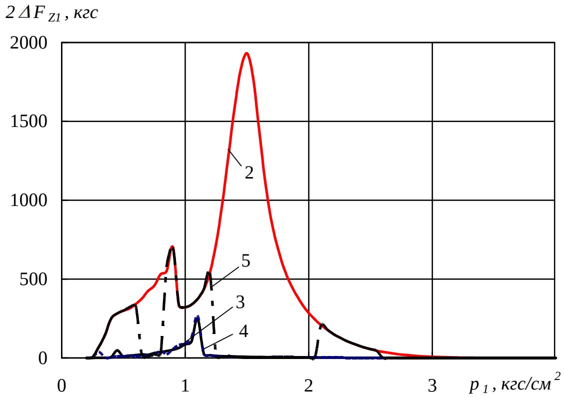


Рис. 4

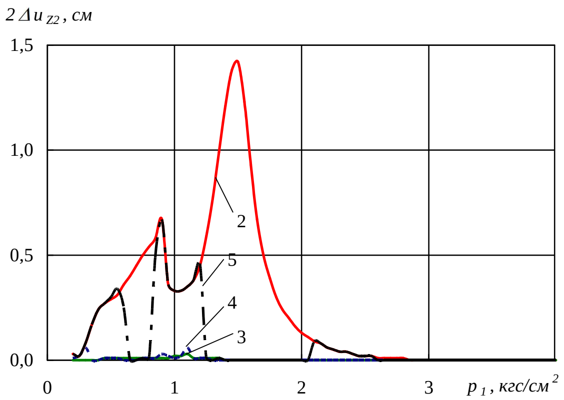
На рис. 5 представлены зависимости огибающих размахов кавитационных автоколебаний параметров от давления на входе в исследуемый насос при отсутствии взаимодействия между продольными колебаниями конструкции трубопровода и жидкости (кривые, обозначенные цифрой 1), с учетом этого взаимодействия (цифра 2) и с учетом этого взаимодействия в случае смыкания соседних гофр сильфона (3 – при $u_Z^o = 0$; 4 – при u_Z^o = 0,2 см; 5 – при u_Z^o = 0,4 см). Не вызывает сомнений то, что проявление рассматриваемых нелинейностей упругой характеристики сильфона зависит от размахов параметров при кавитационных автоколебаниях, а в используемой математической модели – непосредственно от перемещения конструкции питающего трубопровода или хода сильфона. Как только перемещение конструкции трубопровода u_{Z2} достигает критического значения (при котором происходит резкое возрастание k_Z), в колебательном контуре



а)



б)



в)

Рис. 5

конструкции трубопровода происходит смещение среднего положения сильфона u_{Z2} и устанавливаются продольные колебания с существенно меньшим размахом (см. рис. 4 б и в). Как показывает математическое моделирование кавитационных колебаний при различных давлениях на входе в насос, это приводит к тому, что размахи колебаний параметров принимают значения либо такие, как при отсутствии нелинейности сильфона, либо близкие к таким, как при отсутствии взаимодействия конструкции трубопровода и жидкости (см. рис. 5 б и в).

Анализ рисунков 5 показывает, что при $u_Z^o = 0$ и $u_Z^o = 0{,}2$ см нелинейности упругой характеристики сильфона проявляются во всем диапазоне существования кавитационных автоколебаний, практически устраняя взаимодействие конструкции трубопровода и жидкости. При $u_Z^o = 0{,}4$ см нелинейности упругой характеристики сильфона проявляются в интервалах давления на входе в насос от 0,6 до 0,85 кгс/см^2, от 1,2 до 2,1 кгс/см^2 и от 2,55 кгс/см^{2}до конца существования кавитационных автоколебаний.

Проявление нелинейности упругой характеристики сильфона в случае установки стяжек на сильфон происходит аналогичным образом, а именно, при достижении критического значения продольного перемещения конструкции трубопровода u_{Z2} в колебательном контуре конструкции трубопровода происходит смещение среднего положения сильфона u_{Z2} и устанавливаются продольные колебания с существенно меньшим размахом (см. рис. 3 б и в).

На рис. 6 представлены зависимости огибающих размахов кавитационных автоколебаний параметров от давления на входе в исследуемый насос при отсутствии взаимодействия между продольными колебаниями конструкции трубопровода и жидкости (кривые, обозначенные цифрой 1), с учетом этого взаимодействия (цифра 2) и с учетом этого взаимодействия в случае установки стяжек на сильфон (3 – при u_Z^o = 0; 4 – при u_Z^o = - 0,2 см; 5 – при u_Z^o = -0,4 см). Только при u_Z^o =0 нелинейности упругой характеристики сильфона проявляются во всем диапазоне существования кавитационных автоколебаний, существенно уменьшая размахи кавитационных автоколебаний в колебательном контуре конструкции трубопровода за счет устранения взаимодействия конструкции трубопровода и жидкости. При u_Z^o = 0,2 см нелинейности упругой характеристики сильфона проявляются в интервале давления на входе в насос от 1,15 до 1,7 кгс/см^2, а при u_Z^o = 0,4 см – в интервале от 1,35 до 1,6 кгс/см^2.

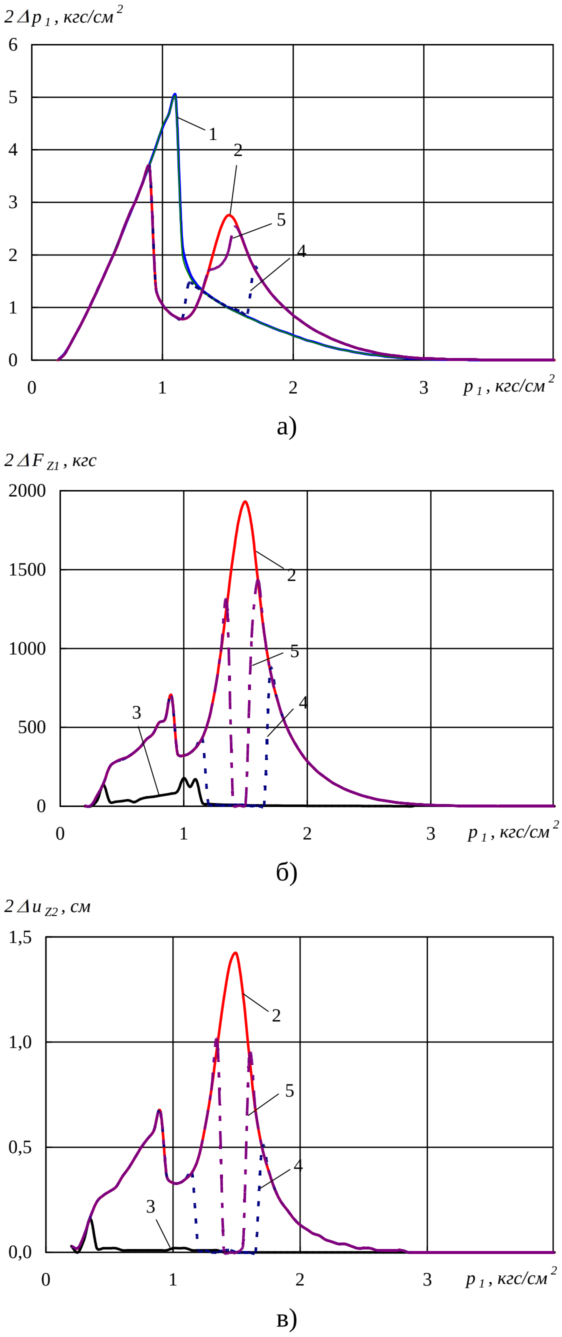


Рис. 6

Следует отметить, что нелинейности упругой характеристики сильфона, представленные на рис. 2 и 3, симметричны относительно вертикальной оси. Однако, как следует из представленных на рис. 5 и 6 результатов расчетов, проявление этих нелинейностей различно. Это связано с различием фаз колебаний между параметрами колебательного контура конструкции трубопровода в момент «включения» нелинейности. Так, на рис. 4 б видно, что при симметричности нелинейностей упругой характеристики сильфона величина продольного удара в случае установки стяжек на сильфон почти в 2 раза больше, чем в случае смыкания соседних гофр сильфона.

Выводы. На базе разработанной ранее нелинейной математической модели совместных продольных колебаний конструкции трубопровода и жидкости, дополненной учетом нелинейностей упругой характеристики сильфона, проведено исследование влияния этих нелинейностей на параметры кавитационных автоколебаний применительно к одному насосу ЖРД и условиям его автономных динамических испытаний. В качестве нелинейностей упругой характеристики сильфона рассмотрено ограничение хода сильфона при сжатии за счет смыкания соседних гофр и при растяжении за счет установки стяжек. Показано, что проявление нелинейностей упругой характеристики сильфона зависит от размаха колебаний перемещений конструкции трубопровода u_{Z2}. Как только u_{Z2} достигает критического значения (при котором происходит резкое возрастание упругой характеристики сильфона k_Z), в колебательном контуре конструкции трубопровода происходит смещение среднего положения сильфона u_{Z2} и устанавливаются продольные колебания с существенно меньшим размахом. Установлено, что при различных средних давлениях на входе в насос это приводит к тому, что размахи колебаний параметров принимают значения либо такие, как при отсутствии нелинейности упругой характеристики сильфона, либо близкие к таким, как при отсутствии взаимодействия конструкции трубопровода и жидкости.

Результаты проведенных исследований могут быть использованы при математическом моделировании динамических процессов в ЖРД с учетом кавитационных колебаний и вибрации конструкции трубопроводов.

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. *Долгополов С. И.* Определение параметров кавитационных автоколебаний в гидравлической системе при совместных продольных колебаниях конструкции трубопровода и жидкости / *С. И. Долгополов* // Техническая механика. – 2014. – № 3. – С. 79 – 86.
4. Сильфоны. Расчет и проектирование / *Л. Е. Андреева, А. И. Беседа, Ю. А. Богданова, Л. Н. Горячева, Г. Е. Зверьков, В. В. Петровский*. – М. : Машиностроение, 1975. – 156 с.
5. Автономные динамические испытания шнекоцентробежного насоса ЖРД большой размерности в режиме кавитационных автоколебаний / *В. А. Задонцев, В. А. Дрозд, С. И. Долгополов, Т. А. Грабовская* // Авиационно-космическая техника и технология. – 2009. – № 9(66). – С. 100 – 106.
6. Автономные испытания насоса окислителя маршевого двигателя второй ступени ракеты-носителя “Зенит” в режимах кавитационных автоколебаний / *В. А. Задонцев, В. А. Дрозд, С. И. Долгополов, Т. А. Грабовская* // Авиационно-космическая техника и технология. – 2010. – № 10(77). – С. 89 – 93.
7. *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.
8. *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 22.06.2015,
в окончательном варианте 08.09.2015