

УДК 621.671:532.528

О.В. ПИЛИПЕНКО¹, Ю.А. ЖУЛАЙ², С.И. ДОЛГОПОЛОВ¹¹Институт технической механики НАНУ и НКАУ, Днепрпетровск, Украина²Институт транспортных систем и технологий НАНУ, Днепрпетровск, Украина

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ СОВМЕСТНЫХ ПРОДОЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ КОНСТРУКЦИИ ТРУБОПРОВОДА И ЖИДКОСТИ В ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ ПРИ УСТАНОВКЕ БАЙПАСНОГО ДЕМПФИРУЮЩЕГО ТРУБОПРОВОДА

Разработана математическая модель совместных продольных колебаний конструкции питающего трубопровода и жидкости в гидравлической системе, включающей шнекоцентробежный насос и подключенный байпасный демпфирующий трубопровод (БДТ). Для конкретного насоса дано теоретическое обоснование экспериментально полученных данных аномальной области неустойчивости системы по отношению к кавитационным колебаниям. Показано, что с помощью БДТ, включающего специальным образом организованную кавитационную полость, можно эффективно обеспечить устойчивость гидравлической системы по отношению к кавитационным колебаниям.

Ключевые слова: жидкостной ракетный двигатель, шнекоцентробежный насос, кавитационные колебания, граница области устойчивости, продольные колебания конструкции, демпфирующее устройство.

Введение

Шнекоцентробежные насосы (ШЦН) жидкостных ракетных двигателей (ЖРД) работают на режиме скрытой кавитации, когда на входе в насосы образуются кавитационные каверны, которые не оказывают заметного влияния на статические характеристики насоса, но существенно влияют на динамические характеристики гидравлических систем, включающих ШЦН. При определенных условиях в указанных гидравлических системах на входе в насос могут самопроизвольно возбуждаться колебания давления и расхода жидкости. Такие колебания принято называть кавитационными [1]. Экспериментальные и теоретические исследования [2, 3] позволили определить характерные особенности кавитационных колебаний. В работах [4–6] показано, что на форму границы области устойчивости системы по отношению к кавитационным колебаниям может оказывать влияние кавитация в центробежном колесе, упругое закрепление конструкции насоса, взаимодействие продольных колебаний конструкции трубопровода и жидкости и др.

Для устранения кавитационных колебаний в системах питания ШЦН используют конструктивные мероприятия по изменению параметров питающей магистрали, шнековых преднасосов, уменьшению зоны возвратно-циркуляционного течения на входе в насос, либо устанавливают специальные демпфирующие устройства [3, 7].

Целью настоящей работы является теоретическое исследование влияния продольных колебаний конструкции питающего трубопровода на частоты колебаний и границу области устойчивости кавитационных колебаний при установке специального байпасного демпфирующего трубопровода.

1. Математическая модель

Математическая модель совместных продольных колебаний конструкции прямолинейного трубопровода с сильфоном и жидкости представлена в работе [6]. Её можно условно разбить на два блока уравнений. Один блок уравнений описывает самовозбуждающиеся кавитационные колебания жидкости в линии питания ЖРД, другой – продольные колебания конструкции трубопровода. В этой модели учёт влияния колебаний жидкости на колебания конструкции трубопровода производится за счёт изменения 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 счёт осевого сокращения или удлинения конструкции трубопровода.

Математическое описание низкочастотной динамики шнекоцентробежного насоса будем производить по гидродинамической модели кавитирующих насосов [2, 3] с коэффициентами, полученными

экспериментально-расчетными способами [8]. Математическая модель БДТ включает уравнение движения жидкости в байпасном трубопроводе и уравнение, описывающее закон сохранения массы:

$$\delta p_{1Д} = \delta p_{Д} - R_{Д} \delta G_{Д} - J_{Д} \frac{d\delta G_{Д}}{dt};$$

$$C_{Д} \frac{d\delta p_{Д}}{dt} = -\delta G_{Д},$$

где δ – символ указывает на малые отклонения рядом стоящего параметра от установившегося значения;

$p_{1Д}$, $p_{Д}$ – давление жидкости в месте подключения БДТ к питающему трубопроводу и в месте расположения сосредоточенной податливости БДТ;

$C_{Д}$ – сосредоточенная податливость БДТ [9]

$$C_{Д} = \gamma_{Ж} l_{Т} \left| \frac{\partial F_{К}}{\partial p_{Т}} \right|;$$

$\gamma_{Ж}$ – удельный вес жидкости;

$l_{Т}$ – длина БДТ;

$F_{К}$ – площадь кавитационной суперкаверны в БДТ;

$p_{Т}$ – давление на стенке БДТ;

t – время;

$G_{Д}$ – расход жидкости через БДТ;

$R_{Д}$, $J_{Д}$ – линеаризованное гидравлическое сопротивление и коэффициент инерционного сопротивления БДТ

$$R_{Д} = \frac{2 \Delta p_{Т}}{3 G_{Д}}, \quad J_{Д} = \frac{l_{Т}}{3g(F_{Т} - F_{К})},$$

$\Delta p_{Т}$ – потери давления по длине БДТ;

$F_{Т}$ – площадь БДТ;

g – ускорение свободного падения.

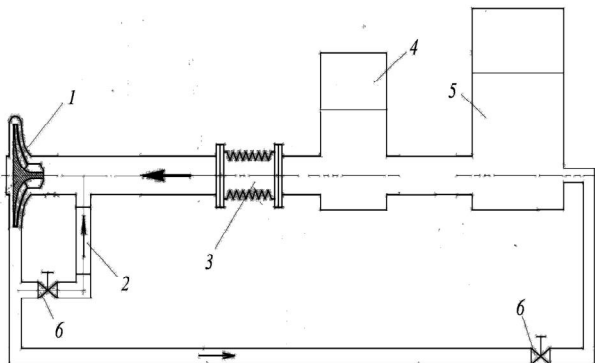


Рис. 1. Упрощенная схема стенда:
1 – шнекоцентробежный насос; 2 – БДТ;
3 – сифон; 4 – проточный ресивер;
5 – питающая емкость;
6 – дроссель

В качестве объекта исследований будем использовать насосную систему, представленную в работе [6]. Упрощенная схема стенда для проведения динамических испытаний исследуемой насосной системы представлена на рис. 1. Применительно к этой схеме математическая модель совместных продольных колебаний конструкции трубопровода и жидкости при установке БДТ будет иметь вид

$$\begin{cases} J_{11} \frac{d\delta G_{11}}{dt} + \delta p_{1Д} + R_{11} \delta G_{11} - R_{11М} \delta \dot{u}_{Z2} = 0, \\ \delta G_{12} = \delta G_{11} + \delta G_{Д}, \\ (J_{12} + J_{ОТ}) \frac{d\delta G_{12}}{dt} = \delta p_{1Д} - \delta p_1 - R_{12} \delta G_{12} + R_{12М} \delta \dot{u}_{Z2}, \\ \frac{d\delta p_1}{dt} = \frac{-B_1}{\gamma_{Ж}} (\delta G_{12} - \delta G_2) + R_{К1} \frac{d\delta G_{12}}{dt} + R_{К2} \frac{d\delta G_2}{dt} - \\ - d_{Ж} \delta \dot{u}_{Z2}, \\ \delta p_2 = (1+m) \delta p_1 + s_2 \delta G_2, \\ \delta p_2 = R_2 \delta G_2 + J_2 \frac{d\delta G_2}{dt}, \\ \delta p_{Д} = \delta p_{1Д} + R_{Д} \delta G_{Д} + J_{Д} \frac{d\delta G_{Д}}{dt}, \\ C_{Д} \frac{d\delta p_{Д}}{dt} = -\delta G_{Д}, \\ C_{М} \frac{d\delta F_{Z1}}{dt} - \delta \dot{u}_{Z2} - \mu_Z \frac{d\delta \dot{u}_{Z2}}{dt} - d_{М} \frac{d\delta p_1}{dt} = 0, \\ m_{М} \frac{d\delta \dot{u}_{Z2}}{dt} + \delta F_{Z1} = 0, \end{cases} \quad (1)$$

где G_{11} , G_{12} – расходы жидкости от ресивера до места установки БДТ и от места установки БДТ до входа в насос;

R_{11} , R_{12} , J_{11} , J_{12} – коэффициенты линеаризованного гидравлического и инерционного сопротивления питающего трубопровода на соответствующих участках;

$J_{ОТ}$ – коэффициент инерционного сопротивления, обусловленный наличием обратных течений на входе в насос;

p_1 – давление на входе в насос;

m – тангенс угла наклона касательной к кавитационной характеристике насоса;

s_2 – тангенс угла наклона касательной к напорной характеристике насоса;

p_2 , G_2 – давление и расход на выходе из насоса;

R_2 , J_2 – коэффициенты линеаризованного гидравлического и инерционного сопротивления напорного трубопровода;

F_{Z1} , \dot{u}_{Z2} – продольная сила и скорость перемещения трубопровода;

$m_{М}$ – масса трубопровода;

$C_{М}$ – податливость конструкции трубопровода;

μ_Z – коэффициент демпфирования конструкции трубопровода;

$$R_{11M} = R_{11}A_{Ж}\gamma_{Ж}; R_{12M} = R_{12}A_{Ж}\gamma_{Ж};$$

$$R_{K1} = B_2 - \frac{B_1 T_K}{\gamma_{Ж}}; R_{K2} = \frac{B_1 T_K}{\gamma_{Ж}};$$

B_1, B_2, T_K – упругость, сопротивление и постоянная времени кавитационных каверн;

$$d_{Ж} = -B_1 A_{Ж}; d_M = C_M A_{ЭФ};$$

$A_{Ж}$ – площадь поперечного сечения трубопровода, занятого жидкостью;

$A_{ЭФ}$ – эффективная площадь сиффона.

2. Результаты моделирования

Экспериментальные исследования шнекоцентробежного насоса проводились с БДТ, через который проходил расход жидкости 1,46-1,60 кг/с и который имел следующие конструктивные параметры: длина 405 мм, внутренний диаметр трубопровода 24 мм. По значению параметра интенсивности закрутки потока $Q/GR_T = 0,026$ этот БДТ следует относить к классу гидродинамических демпфирующих устройств.

Некоторые результаты динамических испытаний исследуемого насоса с БДТ помещены на рис. 2 – 4. Из рис. 2 видно, что зависимость частоты колебаний от входного давления близка к линейной. Это указывает на кавитационную природу зарегистрированных автоколебаний. Форму области неустойчивой работы по отношению к кавитационным колебаниям, также как и для насосной системы без БДТ [6], можно разделить на две подобласти А и В (рис. 3). При установке БДТ обе эти подобласти заметно уменьшаются.

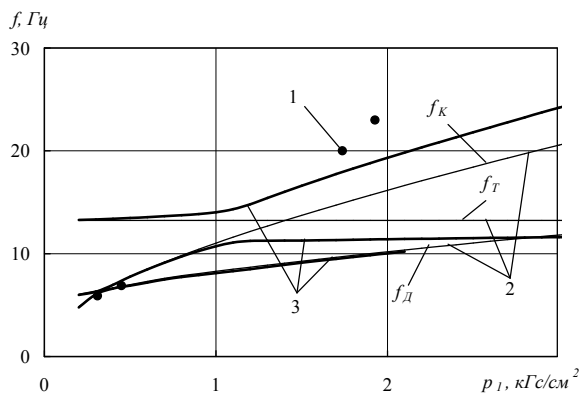


Рис. 2. Зависимость частоты кавитационных колебаний от давления на входе в насос при расходе через насос 25,6 кг/с: 1 – эксперимент; 2 – расчет без учета взаимодействия конструкции и жидкости; 3 – расчет с учетом их взаимодействия

Математическое моделирование продольных колебаний конструкции трубопровода и жидкости при установке БДТ и при отсутствии взаимодействия между конструкцией и жидкостью ($d_M = 0, d_{Ж} = 0, R_{11M} = 0, R_{12M} = 0$) позволило определить область неустойчивой работы насосной системы, которая является сплошной (кривая 3 на рис. 3), и частоты колебаний парциальных систем кавитирующего насоса f_K , конструкции трубопровода f_T и БДТ f_D (рис. 2):

$$f_K \approx \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{-B_1}{\gamma(J_{11} + J_{12} + J_{OT})}};$$

$$f_T = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{C_M m_M}} \quad \text{и} \quad f_D = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{C_D J_D}}.$$

Частота колебаний конструкции f_T принята в расчетах постоянной, частота колебаний парциальной системы БДТ является низшей и для расхода через насос 25,6 кг/с лежит в диапазоне от 6 до 12 Гц (рис. 2).

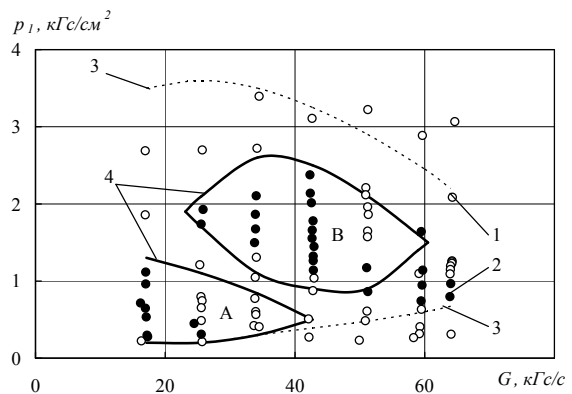


Рис. 3. Область неустойчивой работы насоса: А, В – подобласти кавитационных автоколебаний; 1 – эксперимент, устойчиво; 2 – эксперимент, неустойчиво; 3 – расчет без учета взаимодействия конструкции и жидкости; 4 – расчет с учетом взаимодействия

При учете взаимодействия конструкции трубопровода и жидкости ($d_M \neq 0, d_{Ж} \neq 0, R_{11M} \neq 0, R_{12M} \neq 0$) установлено следующее.

Взаимодействие жидкости с конструкцией трубопровода приводит к существенному сокращению области кавитационных автоколебаний (см. кривые 3 и 4 на рис. 3). При этом появляются две отдельные расчетные области А и В неустойчивой работы насосной системы, которые близки к экспериментальной области сложной конфигурации. В области А доминирующими являются корни характеристического уравнения, соответствующие низшей частоте колебаний связанной системы, близкой к частоте

колебаний парциальной системы кавитирующего насоса. (Доминирующими считаются корни, у которых максимальны действительные части.) Это указывает на то, что кавитационные автоколебания в области А реализуются на этой низшей частоте. В области В кавитационные автоколебания реализуются на высшей частоте колебаний связанной системы, также близкой к частоте колебаний парциальной системы кавитирующего насоса.

Согласование экспериментальных данных и результатов расчетов по математической модели (1) указывает на достоверность предложенной модели и позволяет её использовать далее для определения требуемых динамических характеристик БДТ (с точки зрения обеспечения устойчивости системы по отношению к кавитационным колебаниям).

Сравнение экспериментальных областей существования кавитационных автоколебаний без БДТ и с БДТ (см. работу [6] и рис. 3) свидетельствует о том, что используемый в эксперименте БДТ сравнительно мало сокращает область существования кавитационных автоколебаний. Это обусловлено тем, что параметры используемого БДТ не согласованы с линией питания насоса. Для эффективного подавления кавитационных автоколебаний с помощью БДТ необходимо чтобы БДТ обладал требуемыми динамическими характеристиками.

Суммарный импеданс Z_{Σ} (отношение комплексных амплитуд колебаний давления к расходу жидкости) в месте подключения БДТ можно выразить формулой

$$Z_{\Sigma} = \frac{Z_1 Z_D}{Z_1 + Z_D}, \quad (2)$$

где $Z_1 = R_{11} + j\omega J_{11}$ и $Z_D = R_D + j\omega J_D - \frac{j}{\omega C_D}$;

j – мнимая единица.

При подключении БДТ его податливость должна быть существенно больше податливости кавитационных камер в ШЦН. Поэтому импеданс гидравлической системы в месте подключения БДТ полностью определяется импедансом БДТ, т.е. $Z_{\Sigma} \approx Z_D$.

При выполнении этого условия будем иметь $Z_D \ll Z_1$ или для определенности

$$Z_D = \Delta Z_1, \quad (3)$$

где Δ – задаваемое малое число.

Из условия (3) находятся параметры, определяющие динамические характеристики БДТ.

Результаты расчетов по предложенной математической модели показывают, что при обеспечении требуемых динамических характеристик БДТ исследуемая система (1) устойчива по отношению к кавитационным колебаниям на всех режимах её работы.

Заключение

Предложена математическая модель совместных продольных колебаний конструкции трубопровода и жидкости при установке в линии питания шнекоцентробежного насоса байпасного демпфирующего трубопровода. Для конкретного шнекоцентробежного насоса проведено математическое моделирование совместных продольных колебаний конструкции его питающего трубопровода и жидкости при установке байпасного демпфирующего трубопровода. На основании результатов расчетов дано объяснение аномальности экспериментальной области неустойчивой работы исследуемого насоса по отношению к кавитационным колебаниям. Отмечено, что для эффективного подавления кавитационных автоколебаний с помощью БДТ необходимо обеспечить требуемые динамические характеристики БДТ. Показано, что при этих условиях, подключение БДТ позволяют полностью устранить кавитационные автоколебания на всех режимах работы ШЦН.

Перспективным в данном направлении исследования является использование разработанной математической модели для анализа динамических испытаний насосных систем и линий питания ЖРД с байпасным демпфирующим трубопроводом.

Литература

1. Динамика жидкостных ракетных двигательных установок и продольная устойчивость жидкостных ракет-носителей / В.В. Пилипенко, В.А. Задонцев, Н.И. Довгоцько, Ю.Е. Григорьев, И.К. Манько, О.В. Пилипенко // *Техническая механика*. – 2001. – № 2. – С. 11-37.
2. Пилипенко В.В. Кавитационные колебания и динамика гидросистем / В.В. Пилипенко, В.А. Задонцев, М.С. Натанзон. – М.: Машиностроение, 1977. – 352 с.
3. Пилипенко В.В. Кавитационные автоколебания / В.В. Пилипенко. – К.: Наук. думка, 1989. – 316 с.
4. Иванов Я.Н. Об одной аномальности формы области неустойчивой работы шнекоцентробежного насоса по отношению к кавитационным колебаниям / Я.Н. Иванов, В.А. Дрозд, В.А. Задонцев // *Кавитационные автоколебания в насосных системах: сб. научн. трудов*. – К.: Наук. думка, 1976. – Ч. 1. – С. 57-59.
5. Чалый П.П. Автоколебания в гидросистеме с упругозакрепленным насосом / П.П. Чалый // *Рабочие процессы в шнекоцентробежных насосах: сб. научн. трудов*. – К.: Наук. думка, 1979. – С. 86-90.
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. Жулай Ю.А. Экспериментальное исследование влияния байпасного демпфирующего трубопровода на устойчивость насосной системы питания/ Ю.А. Жулай, Л.Г. Запольский // *Проблемы высокотемпературной техники: сб. научн. трудов*. – Днепропетровск: ДНУ, 2004. – С. 76-82.

8. Пилипенко В. В. Экспериментально-расчетное определение коэффициентов уравнения динами-

ки кавитационных каверн в шнекоцентробежных насосах различных типоразмеров / В.В. Пилипенко, С.И. Долгополов // *Техническая механика*. – 1998. – Вып. 8. – С. 50-56.

9. Пилипенко О.В. Определение скорости звука и податливости парогазовой каверны в трубопроводе при вращательно-поступательном движении жидкости / О.В. Пилипенко // *Кавитационные колебания и динамика двухфазных систем: сб. научн. трудов*. – К.: Наук. думка, 1985. – С. 71-77.

Поступила в редакцию 16.11.2010

Рецензент: д-р техн. наук, проф., начальник информационно-аналитического управления В.А. Задонцев, Международная научно-промышленная корпорация «ВЕСТА», Днепропетровск, Украина.

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ СПІЛЬНИХ ПОВЗДОВЖНІХ КОЛИВАНЬ КОНСТРУКЦІЇ ТРУБОПРОВОДУ І РІДИНИ У ГІДРАВЛІЧНІЙ СИСТЕМІ ПРИ УСТАНОВЦІ БАЙПАСНОГО ДЕМПФІРУЮЧОГО ТРУБОПРОВОДУ

О.В. Пилипенко, Ю.О.Жулай, С.І. Долгополов

Розроблено математичну модель спільних повздовжніх коливань конструкції живильного трубопроводу і рідини в гідравлічній системі, що включає шнекоцентробіжний насос і підключений байпасний демпфіруючий трубопровід (БДТ). Для конкретного насоса дане теоретичне обґрунтування експериментально отриманих даних аномальної області нестійкості системи стосовно кавітаційних коливань. Показано, що за допомогою БДТ, що включає спеціальним образом організовану кавітаційну порожнину, можна ефективно забезпечити стійкість гідравлічної системи стосовно кавітаційних коливань.

Ключові слова: рідинний ракетний двигун, шнекоцентробіжний насос, кавітаційні коливання, границя області стійкості, повздовжні коливання конструкції, демпфіруючий пристрій.

MATHEMATICAL MODELLING OF THE COUPLED LONGITUDINAL OSCILLATIONS OF THE PIPELINE AND THE LIQUID IN A HYDRAULIC SYSTEM WITH A BY-PASS DAMPING PIPELINE MOUNTING

O.V. Pilipenko, Yu.A. Zhulai, S.I. Dolgoplov

The mathematical model of the coupled longitudinal oscillations of the feeding pipeline and the liquid in a hydraulic system consisting of screw centrifugal pump and connected by-pass damping pipeline (BDP) is developed. For a specific pump the theoretical justification of experimentally received data of abnormal area of instability of the system in relation to cavitation oscillations is given. It is shown that by means of BDP that includes the organized in a special way cavity, it is possible to provide effective stability of a hydraulic system in relation to cavitation oscillations.

Keywords: liquid rocket engine, screw centrifugal pump, cavitation oscillations, stability area boundary, longitudinal fluctuations of a design, damping device.

Пилипенко Олег Викторович – д-р техн. наук, чл.-корр. НАН України, директор Інститута технічної механіки НАНУ і НКАУ, Днепропетровск, Україна.

Жулай Юрий Алексеевич – канд. техн. наук, ст. науч. сотр., ведучий науч. сотр. Інститута транспортних систем і технологій НАНУ, Днепропетровск, Україна.

Долгополов Сергей Иванович – канд. техн. наук, ст. науч. сотр., ст. науч. сотр. Інститута технічної механіки НАНУ і НКАУ, Днепропетровск, Україна.