

УДК 621.455:534.12

Ю.А. ЖУЛАЙ*Институт транспортных систем и технологий НАНУ, Украина***ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ СИСТЕМЫ «ШНЕКОЦЕНТРОБЕЖНЫЙ НАСОС – ТРУБОПРОВОДЫ» С НЕТРАДИЦИОННОЙ ОБЛАСТЬЮ СУЩЕСТВОВАНИЯ КАВИТАЦИОННЫХ АВТОКОЛЕБАНИЙ**

Проведен теоретический анализ устойчивости системы «шнекоцентробежный насос – трубопроводы», для которой ранее была экспериментально установлена атипичная область существования кавитационных автоколебаний.

ЖРДУ, шнекоцентробежный насос, устойчивость, кавитационные колебания, граница области устойчивости, моделирование

Введение

Кавитационные колебания в системе питания ЖРД являются одним из видов их динамической неустойчивости [1, 2].

Определение частот и амплитуд колебаний расхода и давления жидкости в питающей магистрали, а также области существования кавитационных автоколебаний насосной системы в плоскости её режимных параметров для каждого конкретного изделия имеет важное практическое значение.

В работе [3] приведена граница области устойчивой работы насоса в плоскости параметров относительный расход \bar{Q}/Q_{iii} – входное давление \bar{P}_1 , наиболее часто встречающаяся в практике ракетного двигателестроения (черточка над обозначением параметра указывает на его установившееся значение). Граница была получена на основании расчетов и результатов испытаний по определению кавитационных (при различных расходах) и внешних (при различных давлениях) характеристик. Область существования кавитационных автоколебаний в плоскости указанных параметров имеет треугольную форму и сужается с увеличением расхода. Однако, как показывает практика экспериментальных исследований устойчивости шнеко-центробежных систем

питания, наблюдаются и другие атипичные формы границы областей кавитационных автоколебаний [3, 4]. Наличие такой формы в частности объясняется влиянием кавитационных каверн в центробежном колесе на устойчивость системы [4].

В работе [5] при проведении динамических испытаний шнекоцентробежного насоса было установлено качественное отличие области существования кавитационных автоколебаний от ранее полученных, и можно говорить еще об одной аномальной форме. Для исключения ошибок по определению такой области существования кавитационных автоколебаний эксперимент проводился дважды.

Целью настоящей работы является попытка теоретического объяснения данной аномальной формы области существования кавитационных автоколебаний в системе «шнекоцентробежный насос – трубопровод».

Постановка задачи. Динамические испытания шнекоцентробежного насоса, параметры которого в полном объеме представлены в работе [5], проводились на стенде, упрощенная схема которого приведена на рис. 1. Для возбуждения кавитационных колебаний в насосной системе в широком диапазоне режимных параметров вблизи от входа в насос (на расстоянии 1,2 м) был установлен проточный ресивер.

С целью анализа причин выявленных особенностей области устойчивости исследуемого насоса применительно к условиям его испытаний выполним численное моделирование динамических процессов в линейной системе «шнекоцентробежный насос – трубопроводы».

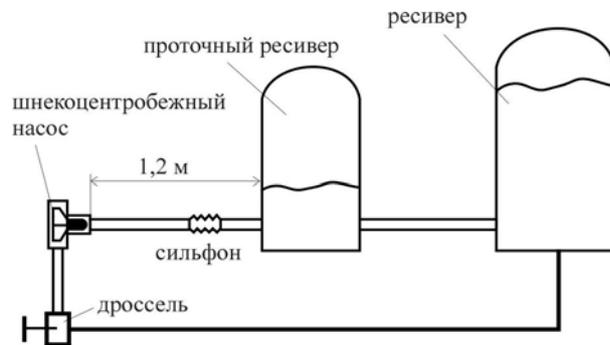


Рис. 1. Упрощенная схема стенда для динамических испытаний исследуемой насосной системы

Низкочастотную динамику системы опишем системой обыкновенных дифференциальных уравнений, включающей уравнения нестационарного движения жидкости в магистрали до проточного ресивера, уравнения динамики проточного ресивера с воздушной полостью конечного объема, уравнения нестационарного движения жидкости в питающем трубопроводе от ресивера до сильфонного узла и далее до входа в насос, уравнения динамики шнекоцентробежного насоса с учетом кавитационных каверн в его проточной части [2 – 3]. Уравнения неустановившегося движения жидкости в элементах гидравлического тракта, рассматриваемого как система с сосредоточенными параметрами, использованы в виде:

$$I_k \frac{d\delta G_k}{dt} = \delta P_{k-1} - \delta P_k - R_k \delta G_k, \quad (1)$$

$$C_k \cdot \frac{d\delta P_k}{dt} = \delta G_k - \delta G_{k+1}, \quad (2)$$

где G_k, P_k, R_k, I_k – весовой расход, давление, коэффициенты линеаризованного гидравлического и инерционного сопротивлений в k -м расчетном узле гидравлического тракта; здесь и далее в уравнениях динамики символ δ используется для обозначения вариации параметра.

Описание низкочастотной динамики шнекоцентробежного насоса проведено с помощью гидродинамической модели кавитационных колебаний [3]:

$$\gamma \frac{d\delta V_c}{dt} + \delta G_1 - \delta G_2 = 0, \quad (3)$$

$$T_{ot} \frac{d\delta P_1}{dt} + \delta P_1 = B_1 \delta V_c + B_2 \delta G_1 + B_1 T_c \frac{d\delta V_c}{dt} + J \frac{d\delta G_1}{dt}, \quad (4)$$

$$\delta P_2 = \delta P_1 + \varepsilon \delta V_c + s_H \delta G_2 - J_H \frac{d\delta G_2}{dt}, \quad (5)$$

где P_1, P_2 – давления на входе и выходе из насоса; G_1, G_2 – весовые расходы на входе и выходе из насоса; B_1, B_2, J, T_c, T_{ot} – кавитационная упругость, отрицательное кавитационное сопротивление, инерционное сопротивление шнека на участке роста высоты кавитационных каверн и постоянные времени кавитационных каверн в шнеке и обратных токах; V_c – объем кавитационных каверн в проточной части насоса; m – тангенс угла наклона кавитационной характеристики шнекоцентробежного насоса на рабочем режиме; s_H – тангенс угла наклона напорной характеристики шнекоцентробежного насоса на рабочем режиме; J_H – коэффициент инерционного сопротивления насоса; γ – удельный вес жидкости; ε – тангенс угла наклона кавитационной функции насоса в рабочей точке.

Динамику проточного ресивера представим с помощью уравнения неустановившегося движения жидкости в проточной емкости

$$I_r \frac{d\delta G_r}{dt} = \delta P_g - \delta P_u - R_r \delta G_r, \quad (6)$$

и уравнения динамики воздушной полости ресивера

$$\delta G_r + \frac{\gamma \bar{V}_g}{\kappa \bar{P}_g} \frac{d\delta P_g}{dt} = 0, \quad (7)$$

где G_r – весовой расход из проточного ресивера; P_u – давление в месте подсоединения к нему ресивера; P_g – давление в воздушной полости ресивера;

R_f, I_f – коэффициенты гидравлического и инерционного сопротивлений столба жидкости в проточном ресивере; k – показатель политропы.

Результаты численного моделирования кавитационных колебаний в насосной системе

Расчеты параметров колебаний системы «шнекоцентробежный насос – трубопроводы» проведены путем определения собственных значений характеристической матрицы системы дифференциальных уравнений (1 – 7).

Расчетные доминирующие частоты колебаний исследуемой насосной системы в зависимости от расходного параметра и числа кавитации насоса изменялись в пределах: 5 – 70 Гц – частоты кавитационных колебаний, 0,5 – 1 Гц – частоты, связанные с инерционными свойствами длинной стеновой магистрали от ресивера до входа в насос, и 180 – 280 Гц – частоты колебаний, обусловленные инерцией столба жидкости в проточном ресивере.

На рис. 2 представлены расчетные и для сравнения экспериментальные [5] границы области устойчивости исследуемой насосной системы (расчет №1). Как следует из рис. 2, при номинальном и повышенных значениях относительного расхода через насос наблюдается достаточно уверенное совпадение экспериментальных и расчетных границ устойчивости. Измеренные частоты колебаний (рис. 3) в насосной системе также удовлетворительно совпали с частотами, рассчитанными по указанной модели кавитационных колебаний в системе.

Однако, как видно из рис. 2, при значениях параметра $\bar{Q}/Q_{ном} < 1,0$ (соответствующих значениям расходного параметра [2] $q < 0,355$), полученная в расчетах верхняя граница области устойчивости значительно отличается от экспериментальной, уходя в область высоких давлений на входе в насос \bar{P}_1 . Режимы работы шнекоцентробежного насоса с $q < 0,5$ характеризуются развитыми обратными тече-

ниями на входе в шнековое колесо. Часть кавитационных образований на этих режимах перемещается из проточной части шнека в обратные течения. В этой связи можно предположить, что отрицательное кавитационное сопротивление B_2 шнекового преднасоса по модулю будет существенно меньше кавитационного сопротивления B_2^* , определенного из решения задачи о кавитационном обтекании решетки пластин [2, 3].

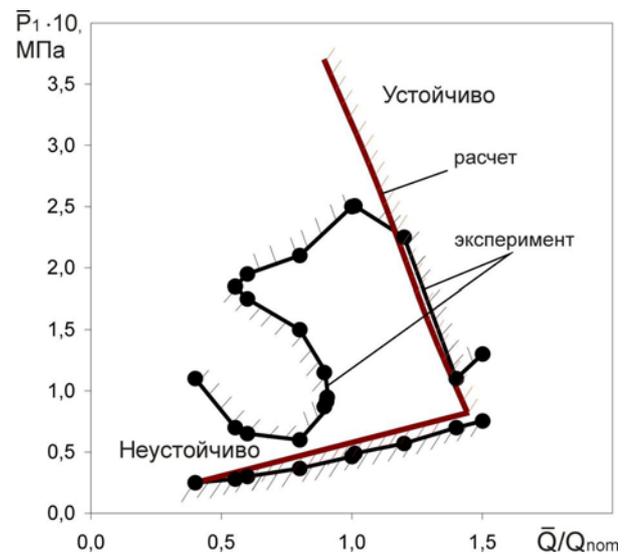


Рис. 2. Экспериментальная и расчетная границы области устойчивости системы «шнекоцентробежный насос – трубопроводы» в плоскости параметров давления \bar{P}_1 на входе в насос – относительный расход через насос $\bar{Q}/Q_{ном}$

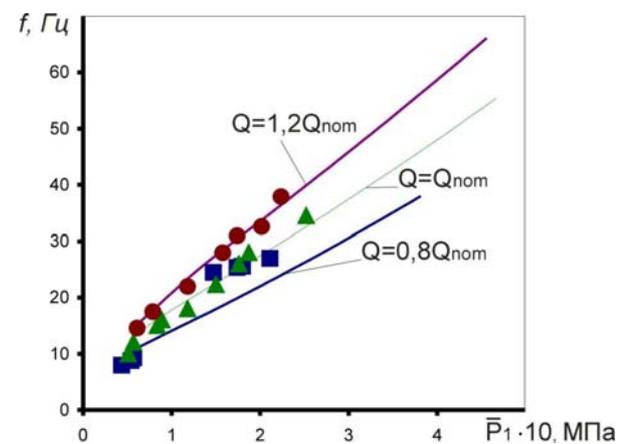


Рис. 3. Зависимости экспериментальных и расчетных частот f кавитационных колебаний системы «шнекоцентробежный насос – трубопроводы» от давления \bar{P}_1 на входе в насос
 • – $1,2Q_{ном}$; ▲ – $Q_{ном}$; ■ – $0,8Q_{ном}$

Далее в расчете №2 при уменьшении расходного параметра q в диапазоне от 0,355 до 0,175 кавитационное сопротивление шнека B_2 по сравнению с B_2^* плавно снижалось и составляло от 75 до 20 процентов от кавитационного сопротивления B_2^* . Как следует из рис. 4, в данном случае наблюдается более удовлетворительное согласование экспериментальных и расчетных границ областей устойчивости на режимах с обратными токами: верхняя граница области неустойчивой работы насоса переместилась в область низких значений входного давления насоса, в диапазоне изменения значений давления на входе от 0,175 до 0,27 МПа.

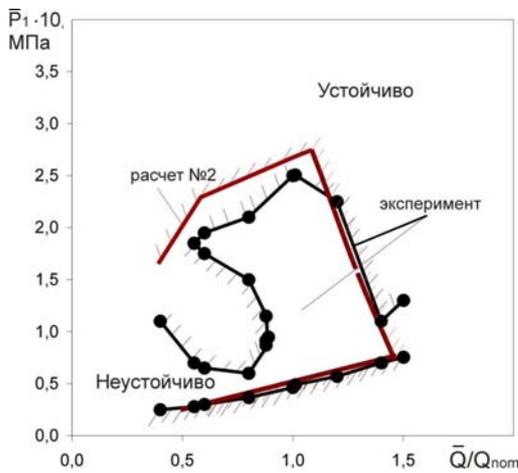


Рис. 4. Экспериментальная и расчетная границы области устойчивости системы «шнекоцентробежный насос – трубопроводы» в плоскости параметров давления \bar{P}_1 на входе в насос – относительный расход через насос $\bar{Q}/Q_{ном}$

Заключение

На основании экспериментального исследования устойчивости динамической системы «шнекоцентробежный насос – трубопроводы» определено, что на режимах с пониженными расходами жидкости через насос границы устойчивости по отношению к кавитационным колебаниям могут иметь сложную форму, существенно отличающуюся от традиционной (треугольной) формы.

Проведенное моделирование системы «шнекоцентробежный насос – трубопроводы», учитываю-

щее особенности стендового оборудования, показало, что в рамках апробированных математических моделей динамики шнекоцентробежных насосов численное воспроизведение обнаруженной формы границ областей устойчивости вызывает непреодолимые затруднения.

Установлено, что уменьшение (по модулю) значения отрицательного кавитационного сопротивления шнекового преднасоса, определяемого теоретическим способом, для исследуемой системы приводит к удовлетворительному согласованию теоретической и экспериментальной границ областей её устойчивости в диапазоне изменения значений давления на входе от 0,175 до 0,27 МПа. Это обстоятельство может быть использовано в дальнейшем развитии расчетно-экспериментальных способов определения параметров кавитационного течения в шнекоцентробежном насосе.

Литература

1. Натанзон М.С. Продольные автоколебания жидкостной ракеты. – М.: Машиностроение, 1977. – 208 с.
2. Пилипенко В.В., Задонцев В.А., Натанзон М.С. Кавитационные колебания и динамика гидросистем. – М.: Машиностроение, 1977. – 352 с.
3. Пилипенко В.В. Кавитационные автоколебания. – К.: Наук. думка, 1989. – 316 с.
4. Иванов Я.Н., Дрозд В.А., Задонцев В.А. Об одной аномальности формы области неустойчивой работы шнекоцентробежного насоса по отношению к кавитационным колебаниям. – К.: Наук. думка, 1976. – Ч.1. – С. 57-59.
5. Жулай Ю.А. Динамические испытания шнекоцентробежного насоса в режиме кавитационных автоколебаний // Вестник двигателестроения. – 2006. – № 3. – С. 141-145.

Поступила в редакцию 1.08.2007

Рецензент: д-р физ.-мат. наук, проф. А.А. Приходько, Днепропетровский национальный университет, Днепропетровск.