

УДК 621.671:532.528

В.А. ЗАДОНЦЕВ¹, В.А. ДРОЗД², С.И. ДОЛГОПОЛОВ², Т.А. ГРАБОВСКАЯ²¹*Институт транспортных систем и технологий НАНУ, Украина*²*Институт технической механики НАНУ и НКАУ, Украина*

АВТОНОМНЫЕ ДИНАМИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ ШНЕКОЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА ЖРД БОЛЬШОЙ РАЗМЕРНОСТИ В РЕЖИМЕ КАВИТАЦИОННЫХ АВТОКОЛЕБАНИЙ

Представлены результаты испытаний насоса большой размерности и производительности в режимах кавитационных автоколебаний. Получена область существования кавитационных колебаний сложной структуры, включающая подобласти развитых автоколебаний, нерегулярных колебаний и биений. Определены близкие к линейным зависимости частот кавитационных колебаний, а также нелинейные зависимости размахов колебаний давления на входе и расходов на входе и выходе из насоса от числа кавитации. Экспериментально показана степень влияния инерционности питающего трубопровода и угла установки лопасти шнека на параметры автоколебаний.

Ключевые слова: жидкостный ракетный двигатель, шнекоцентробежный насос, кавитация, кавитационные колебания, частота, размахи, область существования кавитационных автоколебаний.

Введение

Использование кавитирующих шнекоцентробежных насосов (ШЦН) в жидкостных ракетных двигателях (ЖРД) позволяет проектировать ЖРД с высокими удельными характеристиками за счет высокой частоты вращения ротора турбонасосного агрегата. Возникающая кавитация в насосах в настоящее время не имеет адекватного теоретического описания для типичных режимов работы насосов с обратными течениями на входе (когда кавитационные каверны образуются не только в межлопастных каналах шнека, но и в вихревой зоне перед шнеком) и требует экспериментальных исследований. Более простыми, но в то же время информативными являются динамические испытания насосов в режиме кавитационных автоколебаний [1 – 3].

Ранее были проведены динамические испытания в режиме кавитационных автоколебаний [2 – 4] преимущественно малоразмерных (в масштабах ракетной техники) насосов. Применительно к проблеме продольной устойчивости жидкостных ракет, в рамках которой исследуются насосы окислителя маршевых ЖРД первых ступеней ракет, эти насосы являются модельными. Представляет интерес продолжить экспериментальные исследования натуральных насосов окислителя маршевых ЖРД первых ступеней ракет, кавитация в которых в значительной степени определяет продольную устойчивость жидкостных ракет.

Такие исследования впервые были проведены для насоса окислителя маршевого двигателя I ступени

ракеты-носителя «Циклон» [5] и позволили расширить диапазон применимости экспериментально-расчетной гидродинамической модели кавитирующих насосов по производительности и габаритным размерам шнеков [6].

Целью настоящей работы является экспериментальное определение параметров кавитационных автоколебаний другого насоса большой размерности и производительности – насоса окислителя (который на номинальном режиме работает с обратными течениями на входе в насос) маршевого ЖРД I ступени ракеты-носителя «Днепр».

1. Объект исследования, испытательный стенд, система измерений и расшифровки результатов испытаний

Объектом исследования является ШЦН разработки ОАО «НПО Энергомаш им. В. П. Глушко» – насос окислителя маршевого двигателя I ступени ракеты-носителя «Днепр», общий вид которого представлен на рис. 1. Насос имеет трехзаходный предвключенный осевой шнековый преднасос постоянного шага (угол установки лопасти $\beta = 11^\circ$), наружный диаметр шнека 0,1562 м, втулочное отношение 0,487 и номинальное значение производительности для стендовых условий $\bar{Q}_{\text{ном}} = 0,11 \text{ м}^3/\text{с}$. Насос выполнен с боковым кольцевым подводом жидкости, имеет коэффициент быстроходности 83,3 и густоту решетки шнекового преднасоса 2,54. Напорные характеристики насоса и шнека, а также ка-

витационные характеристики насоса представлены на рис. 2 и 3.

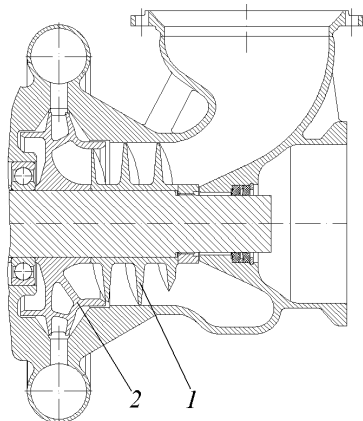


Рис. 1. Общий вид исследуемого насоса: 1 – шнековый преднасос; 2 – центробежное колесо

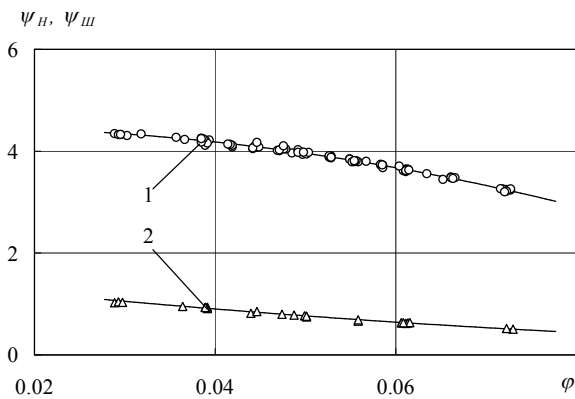


Рис. 2. Напорные характеристики ШЦН (1) и шнекового преднасоса (2)

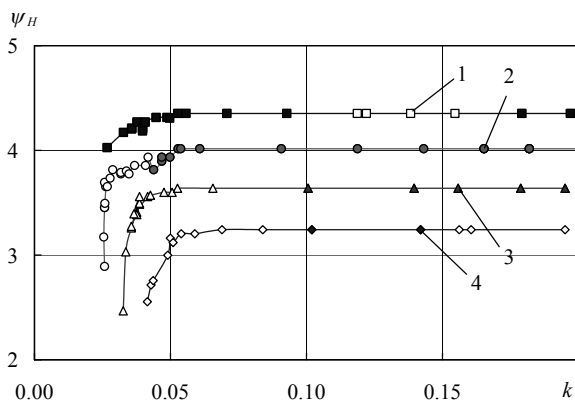


Рис. 3. Кавитационные характеристики ШЦН (светлые значки – устойчиво; темные – неустойчиво): 1 – $\varphi = 0,029$ 2 – $\varphi = 0,048$; 3 – $\varphi = 0,061$; 4 – $\varphi = 0,072$

Здесь используются относительные параметры: коэффициент расхода $\varphi = Q/(A \cdot u)$, коэффициент напора $\psi = p_H / (\rho w_1^2 / 2)$ и числа кавитации

$k = (\bar{p}_1 - \bar{p}_{ср}) / (\rho w_1^2 / 2)$ (где A – площадь проходного сечения на входе в насос; u – окружная скорость на периферии шнека; p_H – напор насоса; $\rho w_1^2 / 2$ – скоростной напор в относительном движении; $\bar{p}_1, \bar{p}_{ср}$ – давление на входе в насос и давление срыва).

Динамические испытания исследуемого насоса проводились на гидравлическом стенде ГП “КБ Южное им. М.К. Янгеля” по стандартным программам определения напорных и кавитационных характеристик насоса при постоянной частоте вращения вала. Стенд выполнен по замкнутой схеме и включает антикавитационный и компенсационный баки. Антикавитационный бак предназначен для сепарации пузырей воздуха из воды, поступающей из основной питающей емкости. Компенсационный бак служит для управления давлением на входе в насос. Для создания давлений на входе в насос ниже атмосферного к компенсационному баку подсоединен вакуумный насос. На рис. 4 представлена схема питающего трубопровода испытательного стенда, который имеет сложную пространственную конфигурацию, поэтому является более податливым в продольном направлении, чем, например, прямолинейный трубопровод той же длины.

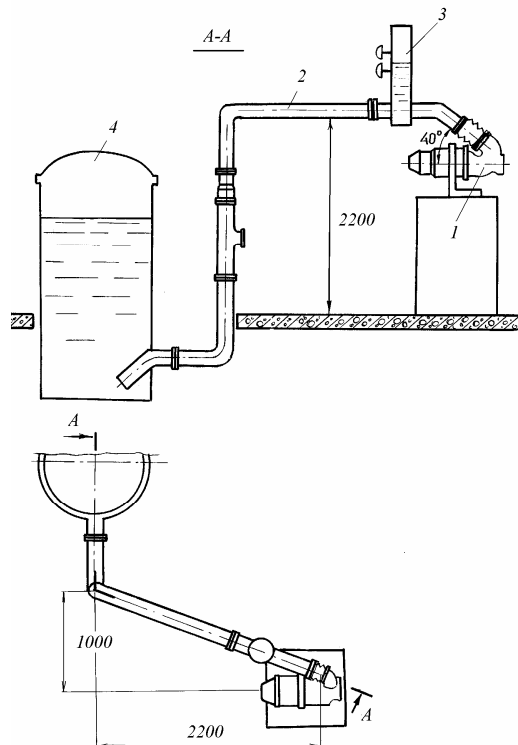


Рис. 4. Схема питающего трубопровода испытательного стенда:

- 1 – насос; 2 – питающий трубопровод;
- 3 – ресивер; 4 – компенсационный бак

Система измерений стенда включает средства измерения установившихся (средних) значений расхода (датчик К600), давлений (датчик ДДВ-100), частоты вращения вала насоса (датчик ЛХ-203), крутящего момента на валу (устройство СВК-02) и др. Погрешности измерений средних значений составляют: давлений 0,7%, расхода 1,0%, частоты вращения 1,5%.

Для измерения колебаний основных параметров система измерений стенда дополнена индуктивными датчиками ДД-10 и пьезоэлектрическими датчиками ЛХ-604 (ЛХ-610) для измерений пульсаций давлений на входе и выходе из насоса, датчиками мгновенных расходов жидкости (ДМРЖ) разработки Института технической механики НАНУ и НКАУ, датчиком АНС-004 для измерения виброускорений. Погрешности применяемых средств измерения динамических параметров в диапазоне измерений составляли: 5% – для измерения давлений и виброускорений и 10% – для измерения расходов.

При расшифровке результатов испытаний использовалась автоматизированная система сбора, обработки и анализа результатов динамических испытаний гидромеханических систем [7]. Обработка результатов испытаний проводилась по двум методикам, разработанным в ИТМ НАНУ и НКАУ. Одна из них использует метод поиска скрытых периодичностей [7], другая основана на фильтрации детерминированного сигнала из исходного [8].

2. Результаты экспериментальных исследований

Первоначально при испытаниях насоса с питающим трубопроводом от компенсационного бака до входа в насос (акустически «длинный» питающий трубопровод длиной 6,4 м, коэффициент инерционности $J_1 = 23,44 \text{ с}^2/\text{м}^2$) автоколебания большой амплитуды не наблюдались. Поэтому в питающем трубопроводе на расстоянии 1,2 м от входа в насос (акустически «короткий» питающий трубопровод, $J_1 = 3,68 \text{ с}^2/\text{м}^2$) был установлен проточный ресивер объемом 31 л. При выборе места установки и параметров ресивера руководствовались методикой, изложенной в [9].

При установке ресивера с достаточным объемом газовой полости часть питающего трубопровода от компенсационного бака до ресивера будет «акустически» отсекается. Уменьшение коэффициентов инерционного и гидравлического сопротивления питающего трубопровода, как показано в [2], приводит к расширению области существования кавитационных автоколебаний.

Далее динамические испытания насоса проводились в режиме кавитационных автоколебаний в диапазоне расходов от $0,47 \bar{Q}_{\text{ном}}$ до $1,18 \bar{Q}_{\text{ном}}$ и давлений на входе в насос от давления срыва до $0,5 \text{ МПа}$ ($k = 0,2$).

На рис. 5 представлена экспериментальная область существования кавитационных колебаний в плоскости параметров «относительный расход через насос $\bar{Q}/\bar{Q}_{\text{ном}}$ – число кавитации k ». Она является более широкой, чем область существования кавитационных автоколебаний с акустически «длинным» питающим трубопроводом (см. рис. 5, позиция 5), имеет сложную структуру и условно разбита на несколько подобластей. Подобласть А характеризуется автоколебаниями, близкими к развитым (см. копию осциллограммы на рис. 6, а). В подобласти В наблюдаются нерегулярные колебания, биения (см. копию осциллограммы на рис. 6, б), на отдельных режимах – колебания, близкие к гармоническим. В подобластях С и D кавитационные автоколебания отсутствуют.

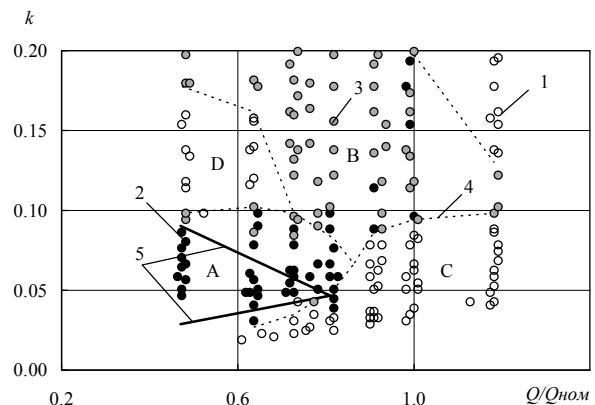
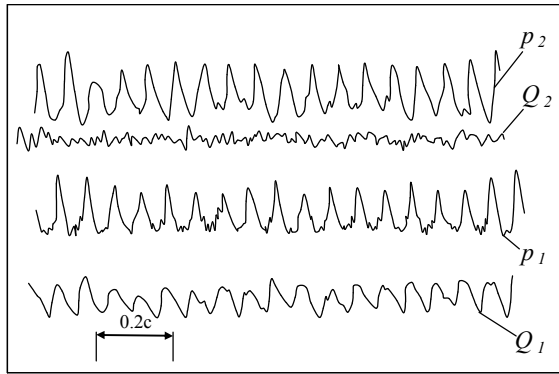


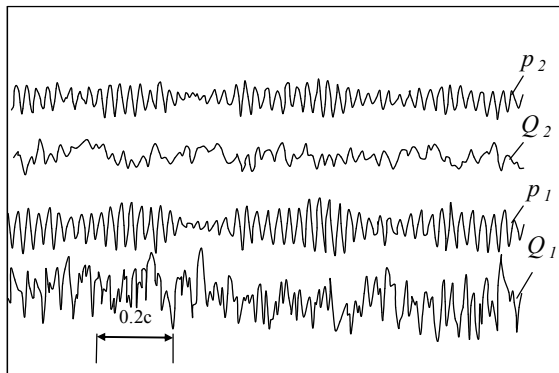
Рис. 5. Область существования кавитационных колебаний при $J_1 = 3,68 \text{ с}^2/\text{м}^2$ (подобласти: А – кавитационных автоколебаний; В – нерегулярных колебаний; С, D – устойчивой работы): 1 – устойчиво; 2 – неустойчиво; 3 – нерегулярные колебания; 4 – огибающие подобластей; 5 – граница области существования кавитационных автоколебаний при $J_1 = 23,44 \text{ с}^2/\text{м}^2$

На рис. 7 и 8 представлены зависимости от числа кавитации частот и размахов колебаний основных параметров для двух режимов по расходу $0,47 \bar{Q}_{\text{ном}}$ и $\bar{Q}_{\text{ном}}$. На рис. 7, а и 8, а также помещены зависимости частот кавитационных колебаний при «акустически» длинном питающем трубопроводе. На этих рис. видно, что зависимость частот колебаний от давления на входе в насос близка к линейной. Это является одним из основных отличий

тельных признаков кавитационных колебаний от других видов неустойчивости [2, 3]. Зарегистрированные частоты кавитационных автоколебаний лежат в диапазоне от 9 до 45 Гц для акустически «короткого» трубопровода и в диапазоне от 3 до 15 Гц – для акустически «длинного» трубопровода.



а



б

Рис. 6. Копии осциллограмм колебаний основных параметров (а – $\bar{Q} = 0,73 \bar{Q}_{\text{НОМ}}$, $k = 0,077$, $f = 15,3$ Гц; б – $\bar{Q} = \bar{Q}_{\text{НОМ}}$, $k = 0,176$, $f = 38,5$ Гц)

Следует отметить, что разброс частот кавитационных колебаний для различных расходов и чисел кавитации существенно различен (рис. 7, а и 8, а). При развитых кавитационных автоколебаниях (подобласть А, рис. 5) частоты колебаний имеют минимальный разброс (см. рис. 7, а, $k = 0,05 - 0,14$). При нерегулярных колебаниях (подобласть В, рис. 5) разброс частот колебаний существенно возрастает (рис. 7, а при $k > 0,14$ и рис. 8, а).

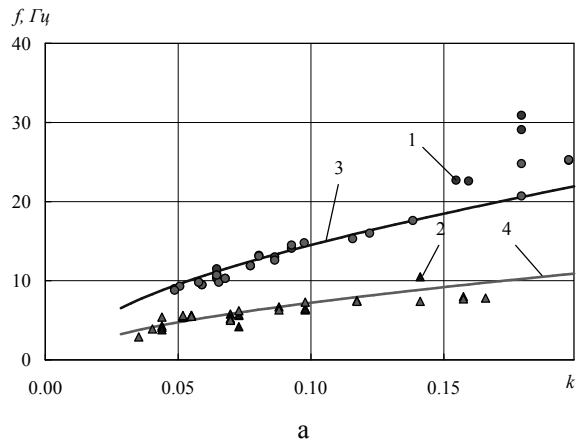
На рис. 7, а и 8, а также помещены результаты расчетов частот кавитационных колебаний по приближенной формуле (без учета импеданса напорного трубопровода)

$$f \approx \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{-B_1}{\gamma(J_1 + J_{\text{ОТ}})}}, \quad (1)$$

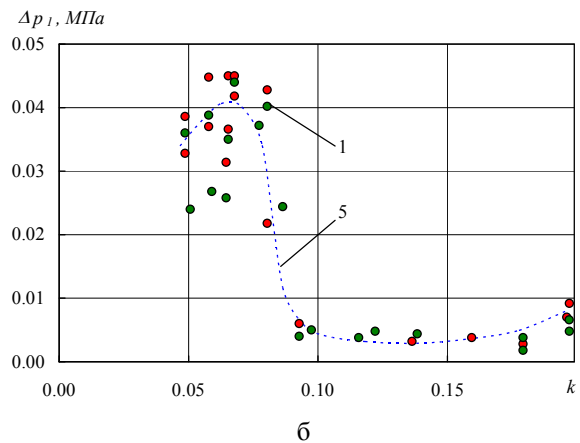
где B_1 – упругость кавитационных камер;

γ – удельный вес жидкости;

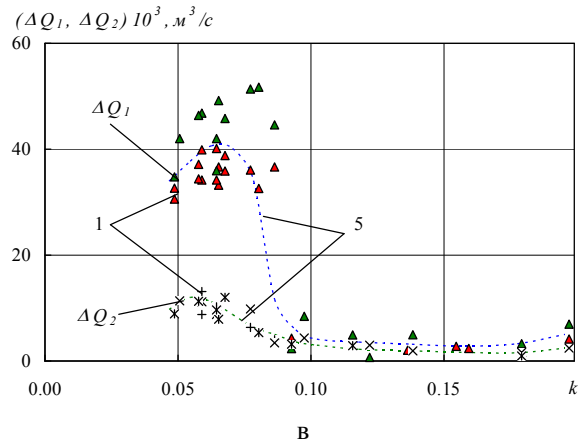
$J_{\text{ОТ}}$ – коэффициент инерционности, обусловленный обратными течениями на входе в насос.



а



б

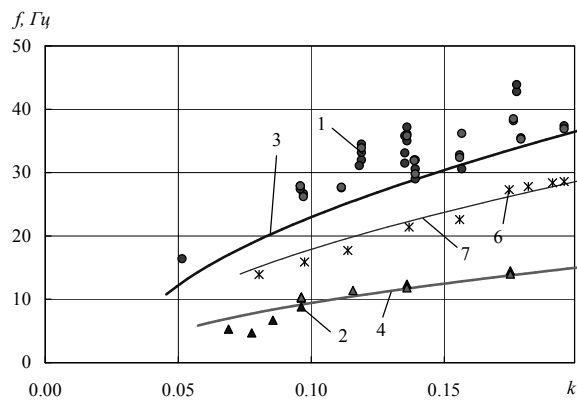


в

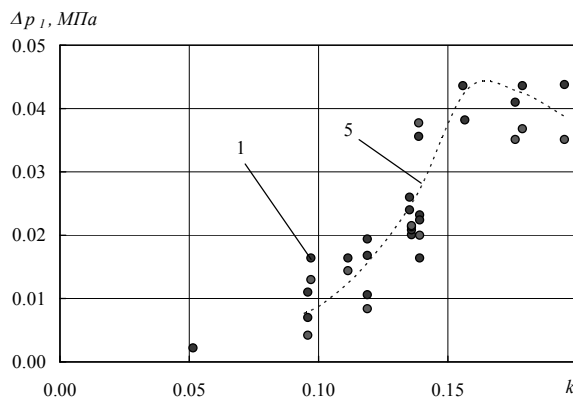
Рис. 7. Экспериментальные зависимости частот (а), размахов колебаний давления на входе (б) и размахов колебаний расходов на входе и выходе (в)

от числа кавитации при $\bar{Q} = 0,47 \bar{Q}_{\text{НОМ}}$ и $\beta = 11^\circ$:

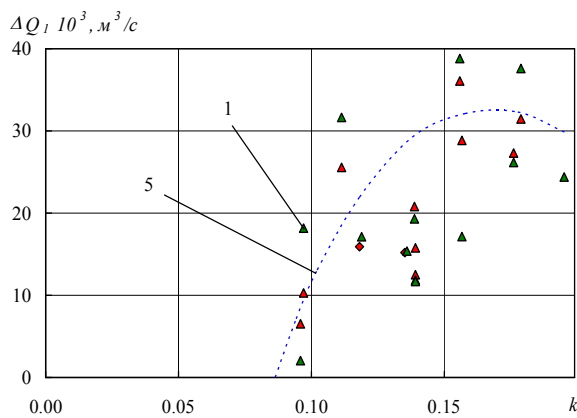
- 1 – эксперимент, «короткий» трубопровод;
- 2 – эксперимент, «длинный» трубопровод;
- 3 – расчет, «короткий» трубопровод;
- 4 – расчет, «длинный» трубопровод;
- 5 – осредняющие кривые



а



б



в

Рис. 8. Экспериментальные зависимости частот (а), размахов колебаний давления на входе (б) и размахов колебаний расходов на входе (в)

от числа кавитации при $\bar{Q} = \bar{Q}_{\text{ном}}$ и $\beta = 11^\circ$:

- 1 – эксперимент, «короткий» трубопровод;
- 2 – эксперимент, «длинный» трубопровод;
- 3 – расчет, «короткий» трубопровод;
- 4 – расчет, «длинный» трубопровод;
- 5 – осредняющие кривые; 6 – эксперимент при $\beta = 13^\circ 40'$; 7 – расчет при $\beta = 13^\circ 40'$

Упругость кавитационных камер V_1 определялась по экспериментально-расчетным зависимо-

стям, обобщающим результаты исследований 18 ШЦН [6]. Коэффициент J_{OT} получен также экспериментально-расчетным способом и обобщен по удельной кинетической энергии невозмущенного потока жидкости [10].

Результаты расчетов частот колебаний по формуле (1) показывают, что в области развитых кавитационных автоколебаний (подобласть А, рис. 5) они хорошо согласуются с экспериментальными данными, а в области нерегулярных колебаний (подобласть В, рис. 5) располагаются несколько ниже экспериментальных (см. рис. 7, а и 8, а).

Следует отметить, что зависимости частот колебаний, полученных при одинаковых режимах по давлению на входе в насос и расходу, но при различных «акустических» длинах питающего трубопровода, были использованы при определении коэффициента инерционности J_{OT} , обусловленного обратными течениями на входе в насос [10].

На рис. 7, б и в и 8, б и в видно, что максимальные размахи колебаний давления и расхода на входе в насос для областей развитых автоколебаний и нерегулярных колебаний близки. Для режима по расходу $0,47\bar{Q}_{\text{ном}}$ в области развитых кавитационных автоколебаний размахи колебаний параметров существенно превышают размахи колебаний в подобласти нерегулярных колебаний.

Сравнение размахов колебаний расходов на входе Q_1 и выходе Q_2 из насоса (см. например, рис. 7, в) показывает, что отношение размахов колебаний расхода Q_1 к расходу Q_2 лежит в диапазоне от 3 до 5. Для насоса окислителя маршевого двигателя I ступени ракеты-носителя «Циклон» с напором $\sim 4,3$ МПа это отношение для некоторых режимов приближается к единице [5]. А из динамических испытаний высоконапорных насосов с напором ~ 30 МПа [2] известно, что это отношение равно ~ 10 . Таким образом, прослеживается зависимость между отношением размахов колебаний $\Delta\bar{Q}_1/\Delta\bar{Q}_2$ и напором насоса: с уменьшением напора насоса отношение $\Delta\bar{Q}_1/\Delta\bar{Q}_2$ уменьшается.

Проведено исследование влияния угла установки лопасти шнекового преднасоса на параметры кавитационных автоколебаний. На рис. 8, а (позиции 6 и 7) представлены экспериментальные и расчетные зависимости частот кавитационных колебаний от числа кавитации для угла установки $\beta = 13^\circ 40'$ при $\bar{Q}_{\text{ном}}$, которые ниже на 9–12 Гц, аналогичной зависимости для угла установки лопасти $\beta = 11^\circ$ (см. рис. 8, а, позиция 1). Это обусловлено тем, что при увеличении угла установки лопа-

сти на $2^{\circ}40'$ уменьшается коэффициент режима с 0,41 до 0,33 и, соответственно, уменьшается (по модулю) упругость кавитационных каверн. Кроме того, увеличивается коэффициент инерционности обратных течений с $J_{OT}/J_1 = 0,09$ до $J_{OT}/J_1 = 0,16$. Согласно формуле (1) это приводит к уменьшению частоты кавитационных колебаний.

В системах питания двигателей первых ступеней ракет с натурными трубопроводами такое изменение угла установки лопасти шнека может привести к изменению собственных частот колебаний жидкости на несколько герц, однако, в некоторых случаях это может иметь важное значение в проблеме обеспечения продольной устойчивости жидкостных ракет или уменьшение амплитуд продольных колебаний.

Заключение

Представлены результаты динамических испытаний шнекоцентробежного насоса окислителя маршевого ЖРД I ступени ракеты-носителя "Днепр" – насоса большой размерности и производительности, кавитация в котором в значительной степени определяет продольную устойчивость жидкостной ракеты. Получена область существования кавитационных колебаний, которая, кроме треугольной подобласти с развитыми кавитационными автоколебаниями, состоит из области сложной структуры с нерегулярными колебаниями и биениями. Определены близкие к линейным зависимости частот кавитационных колебаний от числа кавитации для различных расходов. Показано, что расчетные частоты кавитационных колебаний хорошо согласуются с экспериментальными в области развитых кавитационных автоколебаний и проходят несколько ниже экспериментальных в области нерегулярных колебаний. Определены размахи колебаний давления на входе и расходов на входе и выходе из насоса. Экспериментально показана степень влияния инерционности питающего трубопровода и угла установки лопасти шнека на параметры автоколебаний. Отмечено, что изменение угла установки лопасти шнека может иметь важное значение в проблеме обеспечения продольной устойчивости жидкостных ракет, если требуется небольшое повышение запаса продольной устойчивости или уменьшение амплитуд продольных колебаний.

Перспективным в данном направлении исследований является использование полученных результатов для уточнения коэффициентов математической модели динамики кавитирующих насосов.

Литература

1. Динамика жидкостных ракетных двигательных установок и продольная устойчивость жидкостных ракет-носителей / В.В. Пилипенко, В.А. Задонцев, Н.И. Довготько, 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.: Наукова думка, 1989. – 316 с.
4. Жулай Ю.А. Динамические испытания шнекоцентробежного насоса в режиме кавитационных автоколебаний / Ю.А. Жулай // *Вестник двигателестроения*. – Запорожье, 2006. – № 3. – С. 141-145.
5. Zadontsev V.A. Experimental Study of LR Pump at Cavitation Autooscillations Regimes / V.A. Zadontsev // *Proceedings of Third China-Russia-Ukraine Symposium on Astronautical Science and Technology, XI' AN China, September 16-20*. – 1994. – P. 285-287.
6. 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.
7. Якимов Б.В. Методика обработки и анализа результатов частотных испытаний гидромеханических систем / Б. В. Якимов // *Кавитационные колебания и динамика двухфазных систем: сб. науч. трудов*. – К.: Наукова думка, 1985. – С. 113-117.
8. Рабинер Л. Теория и применение цифровой обработки сигналов / Л. Рабинер, Б. Гоулд. – М.: Мир, 1978. – 848 с.
9. Задонцев В.А. Выбор оптимальных параметров проточного ресивера как средства возбуждения низкочастотных кавитационных автоколебаний в насосной системе / В.А. Задонцев, А.Д. Николаев // *Динамика гидромеханических систем летательных аппаратов: сб. науч. трудов*. – К.: Наукова думка, 1992. – С. 41-48.
10. Долгополов С.И. Обобщенный экспериментально-расчетный коэффициент инерционного сопротивления жидкости, обусловленный обратными течениями на входе в шнекоцентробежный насос / С.И. Долгополов // *Техническая механика*. – 1995. – Вып. 4. – С. 99-103.

Рецензент: д-р техн. наук, проф., вед. науч. сотр. Г.А. Стрельников, Институт технической механики НАНУ и НКАУ, Днепрпетровск, Украина.

АВТОНОМНІ ДИНАМІЧНІ ВИПРОБУВАННЯ ШНЕКОВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА РРД ВЕЛИКОЇ РОЗМІРНОСТІ В РЕЖИМІ КАВІТАЦІЙНИХ АВТОКОЛИВАНЬ

В.А. Задонцев, В.А. Дрозд, С.І. Долгополов, Т.О. Грабовська

Представлено результати випробувань насоса великої розмірності й продуктивності в режимах кавітаційних автоколиваний. Отримано область існування кавітаційних коливаний складної структури, що включає підобласті розвинених автоколиваний, нерегулярних коливаний і биттів. Визначено близькі до лінійних залежності частот кавітаційних коливаний, а також нелінійні залежності розмахів коливаний тиску і витрат на вході в насос від тиску на вході в насос. Експериментально показаний ступінь впливу інерційності живильного трубопроводу й кута установки лопатки шнека на параметри автоколиваний.

Ключові слова: рідинний ракетний двигун, шнековідцентровий насос, кавітація, кавітаційні коливання, частота, розмах, область існування кавітаційних автоколиваний.

AUTONOMOUS DYNAMIC TESTS OF A LARGE LR PUMP IN THE SELF-OSCILLATIONS MODE

V.A. Zadontsev, V.A. Drozd, S.I. Dolgoplov, T.A. Grabovskaya

The results of autonomous stand tests of LR first stage main engine oxidizer pump in the mode of cavitation self- and transient oscillations are presented. The area of existence of such low frequency oscillations is established experimentally in the plane of regime parameters of the pump (a relative flow rate vs pump inlet cavitation number). The dependence of the self-oscillations frequency on the cavitation number is nearly linear while that of the peak-to-peak amplitudes of the pump inlet pressure and pump inlet and outlet flow rates are nonlinear. The test results correspond to the pump regimes with back flows. The self-oscillation (auto oscillation) modes can be treated as a special type of dynamic tests of a pump within framework of POGO –stability problem. Experimental results for two values of suction pipeline inertial resistance and the angle of setting of inducer blade are presented too. The obtained experimental results can be used for computational – experimental determination of characteristics of cavitation flow and verification of dynamic models of pump with a cavitation inducer.

Key words: liquid rocket, centrifugal pump with inducer, cavitation, cavitation oscillations, low frequency, peak-to-peak amplitude.

Задонцев Владимир Антонович – д-р техн. наук, профессор, главный научный сотрудник Института транспортных систем и технологий НАНУ, Днепрпетровск, Украина.

Дрозд Виталий Антонович – канд. техн. наук, старший научный сотрудник Института технической механики НАНУ и НКАУ, Днепрпетровск, Украина.

Долгополов Сергей Иванович – канд. техн. наук, старший научный сотрудник Института технической механики НАНУ и НКАУ, Днепрпетровск, Украина.

Грабовская Таисия Алексеевна – канд. техн. наук, старший научный сотрудник Института технической механики НАНУ и НКАУ, Днепрпетровск, Украина.