

УДК 532.528:621.671

О.В. ПИЛИПЕНКО¹, Л.Г. ЗАПОЛЬСКИЙ¹, Ю.А. ЖУЛАЙ²¹*Институт технической механики НАН Украины, Украина*²*Институт транспортных систем и технологий НАН Украины, Украина*

РАСШИРЕНИЕ ГРАНИЦЫ ОБЛАСТИ УСТОЙЧИВОСТИ НАСОСНОЙ СИСТЕМЫ ПИТАНИЯ С ПОМОЩЬЮ УСТАНОВКИ БАЙПАСНОГО ДЕМПФИРУЮЩЕГО ТРУБОПРОВОДА С СУПЕРКАВЕРНОЙ

В статье представлены результаты экспериментального определения области устойчивости насосной системы питания с подключением байпасного демпфирующего устройства со специально организованной в нём суперкавитационной полостью. Показано, что выбор рациональных параметров демпфирующего устройства, подключенного к конкретной насосной системе, позволяет существенно расширить область её устойчивой работы по отношению к низкочастотным кавитационным автоколебаниям.

кавитационные автоколебания, устойчивость, демпфирующие устройства, рациональные параметры

Введение

Проблема обеспечения динамической устойчивости ракет-носителей на жидком топливе по отношению к продольным колебаниям на активном участке полета продолжает оставаться одной из центральных при их проектировании и отработке. Склонность к потере продольной устойчивости является характерной особенностью многоступенчатых ракет-носителей на жидком топливе.

Механизм потери продольной устойчивости обусловлен взаимодействием упругих колебаний конструкции ракеты с процессами, протекающими в жидкостном ракетном двигателе (ЖРД) и его питающих магистралях [1, 2 и др.]. Условие близости (вплоть до совпадения) значений собственных (резонансных) частот колебаний жидкости в питающей магистрали и корпуса ракеты играют роль фактора, наиболее сильно влияющего на продольную устойчивость.

Известны случаи, когда продольные колебания выводили из строя систему управления, приводили к разрушению конструкции ракеты или полезного груза. Продольные колебания пилотируемых комплексов, возникающие на собственных частотах

жизненно важных органов человека, оказывают неблагоприятное влияние на космонавтов.

Постановка проблемы и её связь с научно-техническими задачами

Во многих работах по анализу продольной устойчивости ракет на жидком топливе указывается на существенную роль кавитационных явлений в системах питания ЖРД [1, 2]. В определенном диапазоне изменения входного давления кавитация в шнеко-центробежных насосах не оказывает заметного влияния на статические параметры насоса (напор, КПД и т.д.), однако приводит к изменению динамических характеристик всей системы. Кавитационные каверны, обладая сравнительно большой податливостью, снижают собственную частоту колебаний жидкости в питающей магистрали. При определенных условиях скрытая кавитация в насосе вызывает самовозбуждение низкочастотных колебаний расхода и давления, которые затрудняют, а иногда делают невозможной нормальную работу всей системы, так как они вызывают вибрацию конструкции и создают дополнительные динамические нагрузки на ее элементы. Кавитационные автоколебания также могут вызывать нежелательные резонансные явления в

системе, снижают ее надежность. Что касается продольной устойчивости, то это, в первую очередь, относится к насосу маршевого двигателя первой ступени, питающего двигатель компонентом от дальнего бака.

Теоретическому и экспериментальному исследованию кавитационных автоколебаний и применению полученных результатов к задаче о продольной устойчивости ракет на жидком топливе посвящен ряд работ. Так, изложенная в [3] теория неустойчивости шнекоцентробежных насосов и широкие экспериментальные исследования позволили выявить характерные особенности кавитационных автоколебаний и влияние конструктивных и режимных параметров насосной системы на ее устойчивость.

Уменьшение размеров и веса их конструкции за счет повышения частоты вращения вала насоса приводит к большей вероятности самовозбуждения низкочастотных кавитационных автоколебаний. Особенно опасно возбуждение кавитационных автоколебаний на эксплуатационных режимах. В этом случае приходится принимать специальные меры по их подавлению вплоть до полного устранения. Задача может осложниться тем, что такого рода меры не должны приводить к заметному ухудшению статических характеристик насоса.

В настоящей статье кратко изложено описание некоторых средств стабилизации насосных систем по отношению к низкочастотным автоколебаниям, а также результаты исследования их подавления с помощью байпасного демпфирующего трубопровода (БДТ).

Обзор некоторых средств расширения области устойчивости работы насосной системы по отношению к кавитационным автоколебаниям

В работе [4] приведены примеры конструктивных исполнений шнекоцентробежных насосов и специальных средств, обеспечивающих стабилизацию насосной системы по отношению к кавитаци-

онным автоколебаниям. Рассмотрены преимущества и недостатки двухвальных систем. В этом случае низкооборотная ступень – шнек вращается с меньшей скоростью, чем высокооборотное центробежное колесо, и система значительно менее склонна к кавитации и генерированию низкочастотных колебаний. Однако из-за конструктивной сложности двухвальный насос значительно проигрывает по габаритным и весовым характеристикам одновальному.

Известен ряд технических средств, направленных на снижение интенсивности обратных токов или устранения их воздействия на основной поток без конструктивных изменений шнека. К таким устройствам относятся направляющие лопатки, конусные перегородки из плотной сетки (рис. 1, а) камеры перепуска (рис. 1, б). К недостаткам таких устройств следует отнести их однорежимность, т.е. для каждого расхода существуют определенные оптимальные их геометрические характеристики.

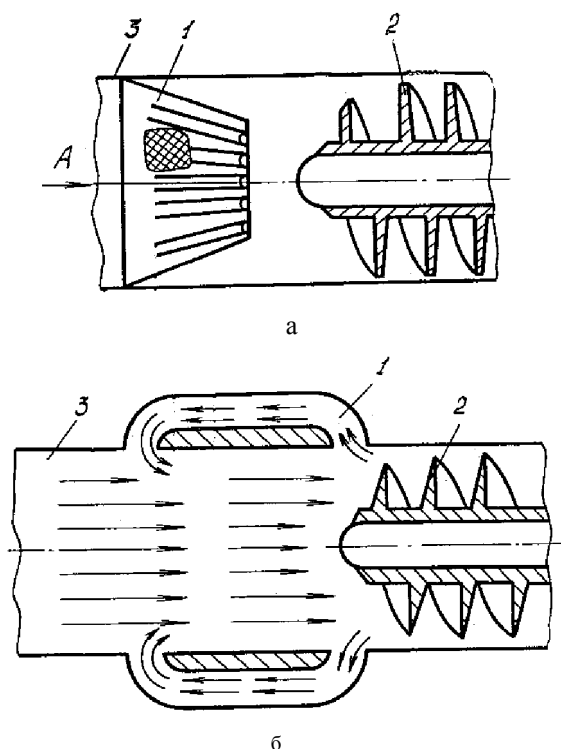


Рис. 1. Устройство для стабилизации насосных систем:

- а – конусная перегородка из сетчатого материала (1); 2 – шнек; 3 – питающая магистраль;
б – рециркулятор обратного тока: 1 – камера перепуска; 2 – шнек; 3 – питающая магистраль

Имеются данные о стабилизирующем влиянии перфорирования начального участка лопастей и применения в шнековых преднасосах клиновидных профилей, которые на входных участках примерно совпадают с формой каверны на предсуперкавитационном режиме. В этом случае положительный эффект связан с уменьшением объемов профильных каверн и вихревых следов за ними. Такие шнеки могут работать в оптимальных условиях в узком диапазоне значений расхода через насосный агрегат.

На режимах без обратных токов уменьшение амплитуд автоколебаний можно обеспечить, применяя шнек с конфузорным межлопастным каналом, который обеспечивается за счет уменьшения наружного диаметра шнека либо увеличения диаметра втулки (рис. 2, а). Такая конструкция уменьшает влияние угла атаки на характер обтекания жидкостью лопастей шнека, так как область максимальных скоростей перемещается к выходу из преднасоса.

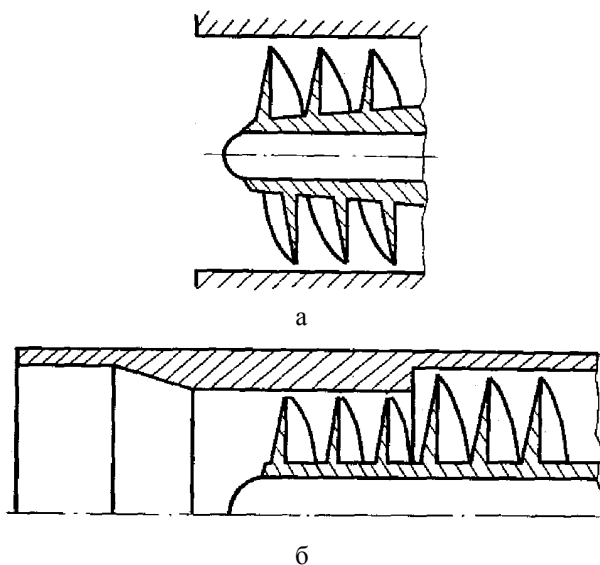


Рис. 2. Шнек с конфузорным межлопастным каналом (а) и ступенчатый (б)

Ступенчатый шнек, представленный на рис. 2, б, имеет несколько пониженный КПД (\approx на 8%), но улучшенные антикавитационные свойства.

Довольно эффективными и достаточно простыми средствами устранения кавитационных автоколебаний в системах питания ЖРД являются двухрядные шнеки и шнеки с прорезями, разработанные и про-

шедшие экспериментальную проверку в ИТМ НАН Украины [4].

Двухрядные шнеки получали путем разделения обычного шнека на два ряда лопастей с определенным осевым расстоянием между ними (рис. 3, а). Причем решетки профилей первого ряда выполнялись с густотой $\tau < 1$, а второго ряда – с густотой $\tau > 1$. Первый ряд лопастей обеспечивает высокие антикавитационные свойства насоса и создает предварительную закрутку потока перед вторым рядом. В межлопастных каналах второго ряда образуется каверна относительно большого размера, малая упругость которой позволяет снизить основную частоту колебаний жидкости в питающей магистрали по сравнению с исходным шнеком. Зазор между рядами и вносимые им гидрпотери повышают устойчивость насосного агрегата по отношению к кавитационным автоколебаниям.

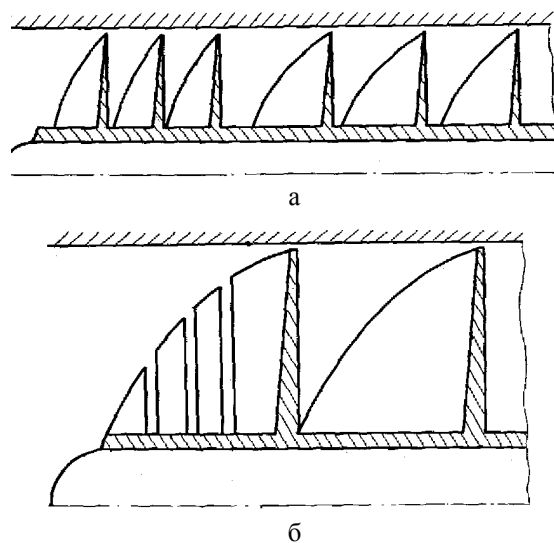


Рис. 3. Шнек с прорезями (а), двухрядный (б)

Шнек с прорезями, конструктивная схема которого представлена на рис. 3, б, оказывал стабилизирующее воздействие за счет разделения одной сплошной "оседлой" каверны, располагавшейся на лопасти, на ряд каверн и некоторого увеличения гидравлических потерь в межлопастных каналах при наличии прорезей. Этот результат достигался выполнением на исходном шнеке узких прорезей по высоте лопасти в плоскости, нормальной к его оси.

текаемым телом (13) специальной геометрии образуется суперкаверна (12) по всей длине трубопровода. Замыкание каверны происходит на специальном диске-замыкателе $d_0 = 53$ мм, установленном в конце демпфера.

Результаты экспериментальной оценки применения БДТ в качестве средства стабилизации системы «шнекоцентробежный насос – трубопроводы» по отношению к кавитационным автоколебаниям показали:

– область неустойчивой работы насоса значительно сужается (рис. 5, светлые треугольники);

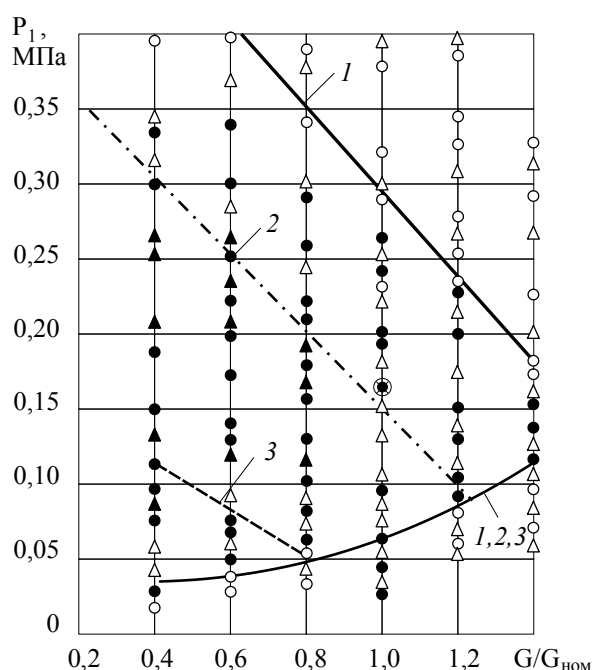


Рис. 5. Экспериментальные и теоретические границы устойчивой работы насоса в плоскости параметров: относительный расход $G/G_{ном}$ – давление на входе P_1 :

эксперимент:

- – устойчиво; ● – неустойчиво – без БДТ;
- △ – устойчиво; ▲ – неустойчиво – с БДТ;
- ⊗ – эксплуатационный режим

расчет:

- 1 – без БДТ; 2 – с экспериментальным БДТ;
- 3 – с оптимизированным БДТ

– на режимах с номинальным и большим расходом автоколебания полностью устраняются, а при расходах $G \leq G_{ном}$ автоколебания существуют в более узкой зоне и с амплитудами в три и более раз

меньшими, чем при работе насоса без БДТ;

– байпасный демпфирующий трубопровод не оказывает влияния на вид срывных характеристик и давление кавитационного срыва насоса. При этом следует отметить, что на питание БДТ отбиралось $\approx 4\%$ расхода жидкости через насос.

Результаты испытаний БДТ в составе штатного насоса показали возможность применения устройства в качестве средства стабилизации системы «шнекоцентробежный насос – трубопроводы» по отношению к кавитационным автоколебаниям без какого-либо изменения конструктивных параметров насоса.

В работе [7] представлены результаты теоретического исследования устойчивости насосной системы питания, включающей байпасный демпфирующий трубопровод, и их сопоставление с результатами эксперимента.

Исследование проводилось импедансным методом. Согласно критерию устойчивости, сформулированному в работе [3], если действительная часть суммарного импеданса системы $\text{Re}Z_S < 0$, а мнимая часть $\text{Im}Z_S = 0$, то система теряет устойчивость по отношению к кавитационным колебаниям. При этом необходимо учитывать, каким образом произошло изменение $\text{Im}Z_S$.

Если мнимая часть импеданса системы меняет знак с минуса на плюс, то при $\text{Im}Z_S = 0$ реализуется резонансная частота колебаний, т.е. система теряет устойчивость.

В случае если $\text{Im}Z_S$ изменяет знак с плюса на минус, то при $\text{Im}Z_S = 0$ реализуется антирезонансная частота, и при $\text{Re}Z_S < 0$ система будет устойчивой.

Исходные данные расчета соответствовали условиям проведения экспериментального исследования и приведены в [7].

На рис. 6 представлены зависимости действительной и мнимой частей суммарного импеданса системы без БДТ (пунктир) от частоты колебаний для номинального давления на входе $P_1 = 0,16$ МПа

и номинального расхода жидкости через насос $G_{ном} = 35,6$ кгс/с.

Из приведенного рисунка видно, что действительная часть импеданса системы (без БДТ) уменьшается с увеличением частоты колебаний и, начиная с частоты $f = 12$ Гц, становится отрицательной. Мнимая часть импеданса системы увеличивается с ростом частоты колебаний и при $f = 19$ Гц обращается в нуль, принимая для $f > 19$ Гц положительные значения. Таким образом, условие потери устойчивости насосной системы по отношению к кавитационным автоколебаниям выполняется. Полученный теоретический результат подтверждается результатами эксперимента, приведенными ранее. Экспериментально определенная частота кавитационных колебаний для вышеуказанного входного давления составляет $f_0^{эсп} \approx 20$ Гц [6].

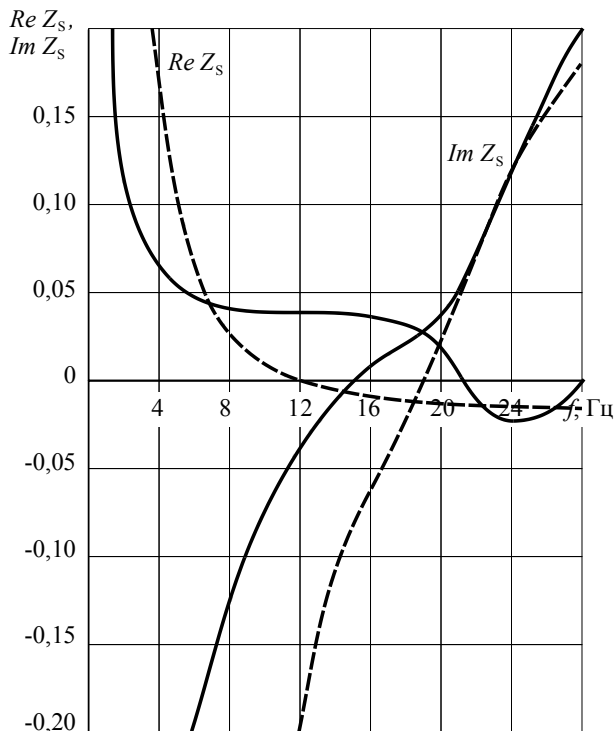


Рис. 6. Зависимость действительной и мнимой частей импеданса системы с БДТ и без БДТ (пунктир) от частоты колебаний

Аналогичные расчеты суммарного импеданса были проведены для насосной системы с подключенным БДТ. Из рис. 6 (сплошная линия) видно, что

БДТ на эксплуатационном режиме работы насосной системы полностью обеспечил её устойчивость по отношению к кавитационным колебаниям. Этот факт подтверждается и результатами эксперимента (рис. 5), которые показывают, что на эксплуатационном режиме насосной системы и на режимах $0,8G_{ном} < G \leq 1,4G_{ном}$ подключение БДТ обеспечивает её устойчивость по отношению к кавитационным автоколебаниям.

В дальнейшем с использованием математической модели, описанной в [7], были выполнены расчеты по определению границы области устойчивости насосной системы (с подключенным БДТ и без него) в плоскости параметров: относительный расход жидкости через насос $G/G_{ном}$ — давление на входе в насос P_1 и соответствующего экспериментального исследования представлены на рис. 5.

Из приведенного рисунка видно, что подключение суперкавитационного демпфера расширяет область устойчивой работы насосной системы. Результаты расчета и эксперимента согласуются достаточно удовлетворительно. Исключение составляют режимы работы системы на расходах жидкости через насос $G \geq G_{ном}$ и в «нижней» части области устойчивости на расходах $G < G_{ном}$ при давлениях от 0,075 до 1,5 МПа.

На этих режимах расчетные соотношения указывают на возможность потери устойчивости системы по отношению к кавитационным автоколебаниям, в то время как проведенные экспериментальные исследования свидетельствуют об устойчивости системы при любых давлениях и расходах $G > 0,8G_{ном}$.

Можно сделать вывод, что рассматриваемый вариант БДТ, подключенного к конкретной насосной системе, обеспечивает её устойчивость на эксплуатационном режиме, а также в диапазоне изменения относительных расходов $0,8G_{ном} < G \leq 1,4G_{ном}$. Однако влияние его неэффективно при расходах $G < 0,8G_{ном}$, т.е. конструктивные параметры демпфера выбраны недостаточно рационально.

Теоретическое определение устойчивости насосной системы с оптимизированным вариантом БДТ

Определение минимально необходимой податливости и оптимального линейаризованного гидравлического сопротивления демпфирующего устройства, обеспечивающего устойчивость насосной системы по отношению к кавитационным автоколебаниям, можно определить из аналитических выражений, предложенных в работе [5] и имеющих следующий вид:

$$C_{g \min} = C_{\kappa} \frac{C_{\kappa}^2 B_2^2}{J_1 C_{\kappa}} \left(\sqrt{4 \frac{J_1 C_{\kappa}}{C_{\kappa}^2 B_2^2}} - 1 \right);$$

$$R_{go} = -\frac{B_2}{2} \left(\frac{J_1}{C_{\kappa}^2} \cdot \frac{C_{\kappa}}{B_2^2} + \frac{C_{\kappa}}{C_g} \right),$$

где C_{κ} – модуль податливости кавитационных каверн в шнеке, $C_{\kappa} = \gamma_{ж}/B_1$, $\gamma_{ж}$ – удельный вес жидкости; B_2 и B_1 – кавитационное сопротивление при входе жидкости в межлопаточные каналы шнека и упругость кавитационных каверн соответственно (методика расчета этих параметров подробно изложена в [3]); J_1 – коэффициент инерционного сопротивления питающего трубопровода, определяется при задании исходных данных для расчета динамических характеристик конкретной насосной системы.

Выражение для оптимального линейаризованного гидравлического сопротивления демпфирующего устройства получено без учета гидросопротивления питающей магистрали R_1 , которое оказывает стабилизирующее влияние на устойчивость системы [3]. Поэтому численное значение R_{go} может быть получено с некоторым запасом. Оптимальная длина трубопровода демпфера определялась в предположении, что конструктивное изменение (увеличение) диаметра демпфера нецелесообразно с точки зрения компоновки демпфера на изделии. Оптимизируемый таким образом вариант БДТ должен обеспечить устойчивость рассматриваемой насосной системы по отношению к кавитационным колебаниям при расходах жидкости через насос $G \geq 0,8G_{ном}$ и на всех

режимах ее работы по давлению. Для достижения поставленной цели рассматривался режим работы насосной системы $G / G_{ном} = 0,4$ при давлении на входе в насос $P_1 = 0,125$ МПа. На этом режиме определялась минимальная податливость демпфирующего устройства и оптимальное линейаризованное гидравлическое сопротивление, необходимые для обеспечения устойчивой работы. Минимальная податливость, рассчитанная с помощью приведенного соотношения, $C_{g \min} = 0,07$ см². Расчетное соотношение для определения длины демпфера при фиксированном диаметре его трубопровода легко получить из выражения для расчета податливости:

$$\ell_{mo} = 4 \frac{C_{g \min} K_1^* (P_0 - P_{\kappa})}{\gamma_{ж} \pi D_m^2},$$

где K_1^* – предельное число кавитации, при котором существует развитая кавитационная полость в БДТ минимального размера.

Расчетное значение длины трубопровода БДТ диаметром 60 мм $\ell_{mo} = 195$ мм. Это практически на один калибр меньше осевой длины экспериментального СКД, осевая длина которого $\ell_{mэ} = 250$ мм. Оптимальное значение линейаризованного гидравлического сопротивления составило $R_{go} = 0,14$ с/см². В то же время значение линейаризованного гидравлического сопротивления БДТ, полученное без учета сопротивления диска-замыкателя суперкавитационной полости, $R_g = 0,13$ с/см², т.е. близко к оптимальному. Полученные результаты позволяют дать рекомендации по предварительному выбору диаметра диска-замыкателя, который должен быть больше диаметра каверны (по крайней мере, на этом режиме работы демпфера). Отметим, что площадь суперкавитационной полости на этом режиме работы $F_{\kappa} = 0,7F_{mp}$.

На рис. 5 представлены теоретические результаты определения границы области устойчивой работы системы «шнекоцентробежный насос – питающий трубопровод» по отношению к кавитационным автоколебаниям в плоскости параметров относительный расход через насос – давление на входе.

Границы области устойчивости получены при работе системы без демпфера (1), с экспериментальным (2) и оптимизированным вариантами БДТ (3).

Из приведенного рисунка видно, что подключение оптимизированного варианта БДТ позволит обеспечить устойчивость насосной системы (по отношению к кавитационным колебаниям) на всех режимах её работы по давлению и расходу $G \geq 0,8G_{ном}$ и при давлениях $P_1 \geq 0,12$ МПа для расходов $(0,4 \div 0,8) G_{ном}$.

Выводы

Таким образом, экспериментально обоснован и теоретически подтвержден вывод о том, что подключение к неустойчивой по отношению к кавитационным автоколебаниям насосной системе байпасного демпфирующего трубопровода в значительной степени стабилизирует систему. Показано, что для стабилизации насосной системы большую роль играет выбор конструктивных и режимных параметров демпфера. Так, подключение экспериментального варианта БДТ хотя и стабилизирует насосную систему на эксплуатационных режимах, однако конструктивные параметры демпферов выбраны недостаточно рационально, что приводит к снижению его эффективности. Теоретически доказано, что оптимизированный вариант БДТ может значительно расширить область устойчивой работы системы «питающий трубопровод – шнекоцентробежный насос» по сравнению с экспериментальным образцом, на режимах по расходу $G/G_{ном} \geq 0,8$ и давлениях $P_1 \geq 0,12$ МПа для расходов $(0,4 \div 0,8)G_{ном}$. В результате оптимизации уменьшена длина трубопровода демпфера и тем самым улучшены его весовые характеристики.

Литература

1. Натанзон М.С. Продольные автоколебания жидкостной ракеты. – М.: Машиностроение, 1977. – 206 с.
2. Продольные колебания ракет на жидком топливе // Обзор. Вопросы ракетной техники. – 1971. – № 11. – С. 3 – 23; № 12. – С. 12 – 34.
3. Пилипенко В.В., Задонцев В.А., Натанзон М.С. Кавитационные автоколебания и динамика гидросистем. – М.: Машиностроение, 1977. – 352 с.
4. Пилипенко В.В., Задонцев В.А., Иванов Я.Н., Дрозд В.А. Подавление кавитационных автоколебаний в гидравлической системе со шнекоцентробежным насосом // Прикладные задачи гидрогазодинамики и тепломассообмена в энергетических установках. – К.: Наук. думка, 1988. – С. 29 – 37.
5. Пилипенко В.В. Кавитационные автоколебания. – К.: Наук. думка, 1989. – 316 с.
6. Жулай Ю.А., Запольский Л.Г. Экспериментальное исследование влияния байпасного демпфирующего трубопровода на устойчивость насосной системы питания // Сб. научн. тр. ДНУ «Проблемы высокотемпературной техники». – Днепропетровск, 2004. – С. 76 – 82.
7. Жулай Ю.А., Пилипенко О.В., Запольский Л.Г. Исследование устойчивости насосной системы питания, включающей байпасный трубопровод с суперкаверной // Авиационно-космическая техника и технология. – 2005. – № 10 (26). – С. 177 – 182.

Поступила в редакцию 22.09.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. С. В. Епифанов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “ХАИ”, Харьков.