

УДК 621.64

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПОДАЧИ ВОЗДУХА ВО ВСАСЫВАЮЩУЮ МАГИСТРАЛЬ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА НА ЕГО ВИБРОАКУСТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

© 2002 А. А. Иголкин, А. Н. Крючков, А. Б. Прокофьев, Е. В. Шахматов

Самарский государственный аэрокосмический университет

В работе экспериментально исследовано влияние подачи нерастворённого воздуха во всасывающую магистраль центробежного маслонасоса, работающего в условиях скрытой кавитации, на его виброакустические характеристики. Получены количественные зависимости пульсаций давления на выходе из насоса, а также вибрации корпуса насоса от расхода нерастворённого воздуха на входе в насос. Показано, что подача воздуха в количестве 3% от суммарного расхода рабочей жидкости позволяет уменьшить пульсации давления в напорной магистрали в 1,5 раза, вибрацию в 1,7...1,9 раз без заметного изменения статических характеристик насоса.

В гидравлических системах энергетических установок различного назначения широкое применение находят центробежные насосы. Обладая высокими антикавитационными свойствами, на большинстве режимов они работают в условиях скрытой кавитации [1]. Скрытая кавитация, несмотря на существование в проточной части кавитационных каверн, не оказывает существенного влияния на статические выходные параметры насоса (напор, мощность, КПД), но приводит к изменению динамических характеристик системы. При этом возможно возбуждение автоколебаний и помпажных колебаний давления в гидросистеме [1]. Скрытая кавитация приводит к изменению характера пульсаций, генерируемых другими источниками колебаний (например, высоконапорными ступенями насосных агрегатов [2]). Известны также случаи кавитационного износа отдельных элементов гидравлических машин [3]. Таким образом, снижение интенсивности кавитационных процессов способствует решению

задачи повышения работоспособности насосных агрегатов.

Одним из специальных методов ослабления кавитации является впуск воздуха во всасывающий патрубок. Подача нерастворённого воздуха сопровождается снижением кавитационной эрозии, шума и вибрации насоса [3, 4]. Задачей настоящей работы является экспериментальная оценка влияния впуска воздуха на виброакустические характеристики насоса.

Экспериментальные исследования проводились на гидромасляном центробежном насосе (ГМН) системы смазки турбогенератора Сызранской ТЭЦ. Геометрические параметры исследуемого центробежного колеса приведены в таблице 1.

Частота вращения ротора насоса на установленном режиме $n = 3000$ об/мин. Расход рабочей жидкости (масла) $Q = 150$ м³/ч = 41,7 л/с. Давление нагнетания насоса $p_n = 1,3$ МПа. Давление насыщенных паров масла $p_t = 400$ Па. Указанные данные позволяют определить напор на входе насоса:

Таблица 1

Средний диаметр входной кромки D_1	285 мм
Диаметр выходной кромки D_2	376 мм
Ширина входной кромки b_1	30 мм
Ширина выходной кромки b_2	20 мм
Угол лопатки на входе (угол входа) β_1	14°
Угол лопатки на выходе (угол выхода) β_2	31,5°
Количество лопаток	12 шт.

$$H_{\text{ex}} = \frac{P_{\text{ex}}}{\rho g} = 10,1 \text{ м},$$

где ρ - плотность рабочей жидкости ($\rho = 800 \text{ кг/м}^3$); g - ускорение свободного падения ($g = 9,81 \text{ м/с}^2$); P_{ex} - давление на входе в насос ($P_{\text{ex}} = 80000 \text{ Па}$).

Для определения минимально допустимого напора рабочей жидкости на всасывании будем использовать формулу, предложенную Рудневым С. С. [5]:

$$[H_{\text{ex}}] = 10 \left(\frac{n\sqrt{Q}}{C} \right)^{\frac{4}{3}} + \frac{p_t}{\rho g},$$

где $[H_{\text{ex}}]$ - минимально допустимый напор рабочей жидкости на всасывании, м; Q - расход рабочей жидкости, $\text{м}^3/\text{с}$; C - кавитационный коэффициент быстроходности. Для центробежных насосов без предвключенного шнека и специальных конструктивных антикавитационных мероприятий $C = 800$ [3]. Тогда

$$[H_{\text{ex}}] = 10 \left(\frac{3000\sqrt{0,0417}}{800} \right)^{\frac{4}{3}} + \frac{400}{800 \cdot 9,81} = 7,1 \text{ м}.$$

Таким образом, кавитационный запас для исследуемого насоса составляет 3 м, что вполне достаточно для обеспечения бесрывной работы, но не исключает кавитационных явлений в межлопастных полостях центробежной ступени [5].

При проведении экспериментальных исследований осуществлялись замеры пульсаций давления на выходе из насоса и виброускорения на корпусе насоса в двух горизонтальных направлениях - поперечном и продольном относительно оси центробежного колеса (рис. 1).

При проведении замеров использовались высокочастотные первичные преобразователи, что позволило расширить исследованную частотную область до 10 кГц. Для исключения влияния передаточных характеристик крепёжных элементов вибропреобразователи приваривались к корпусу агрегата. Замеры проводились для трех состояний системы:

- 1 - без подачи воздуха (штатный режим работы);
- 2 - с малой подачей воздуха ($Q_{\text{возд}} = 0,8 \text{ л/с}$);
- 3 - с большой подачей воздуха ($Q_{\text{возд}} = 1,3 \text{ л/с}$).

Большее увеличение подачи воздуха было невозможно, так как вызывало недопустимое падение давления в системе смазки, что ставило под угрозу нормальное функционирование турбогенератора.

Для визуальной оценки характера виброакустических процессов в исследуемой системе на рис. 2 представлены временные реализации пульсирующего давления (а) и виброускорения на корпусе насоса (б, в) при его штатной работе.

Рассмотрение временной реализации пульсаций давления позволяет отметить наличие явно выраженной гармонической составляющей, соответствующей лопаточной частоте насоса:

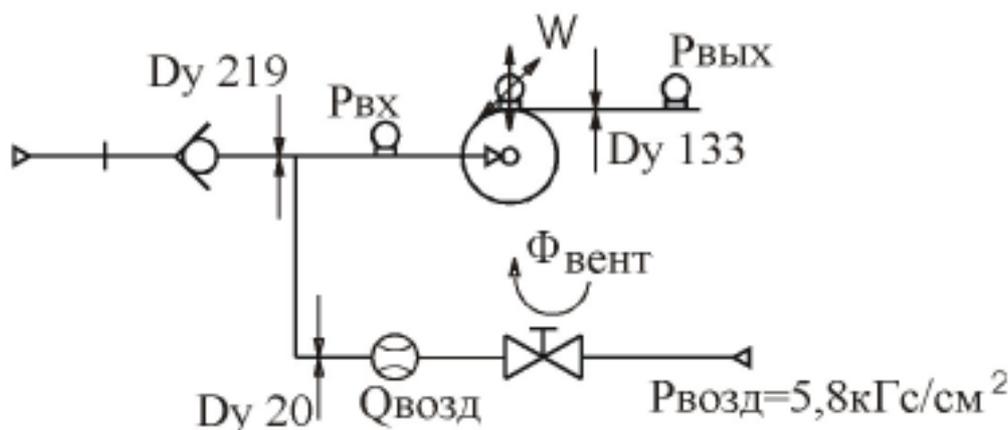


Рис. 1. Схема расположения первичных преобразователей

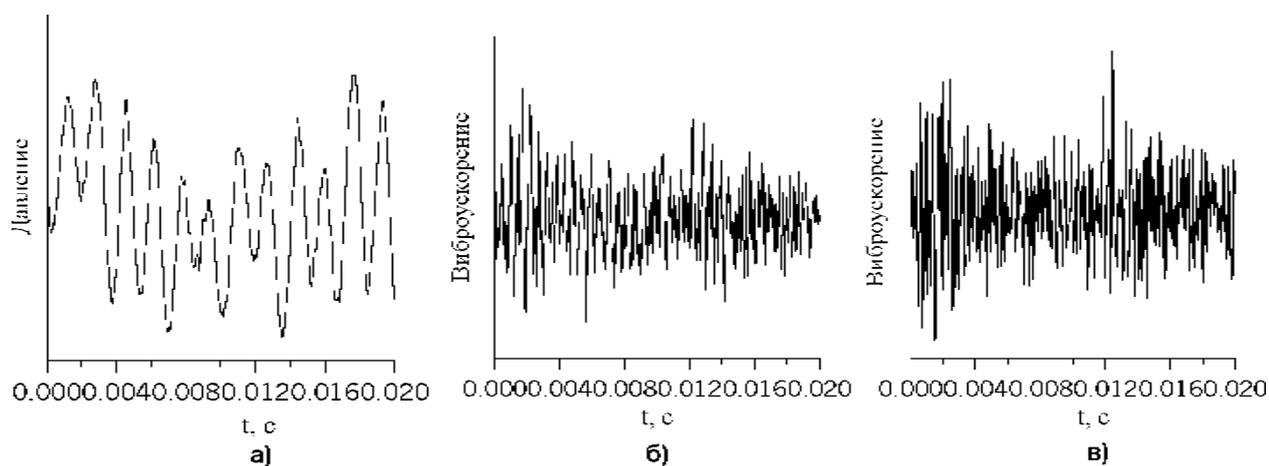


Рис. 2. Временные реализации зарегистрированных сигналов: а) пульсации давления на выходе насоса; б) вибрация на корпусе насоса по первому каналу; в) вибрация на корпусе насоса по второму каналу

$$f_{\text{лоп}} = \frac{nz}{60} = \frac{3000 \cdot 12}{60} = 600 \text{ Гц},$$

где n – частота вращения ротора насоса, об/мин; z – число лопаток рабочего колеса.

На осциллограммах виброускорения видно, что наибольший вклад в динамику вносят высшие составляющие относительно лопаточной частоты. В целом, анализ осциллограмм позволяет отметить, что динамические процессы в рассматриваемой системе носят установившийся характер. Следует также отметить отсутствие ударных нагрузок какой-либо природы.

Для более полного анализа спектральных характеристик виброакустических процессов в системе необходимо проведение процедуры преобразования Фурье.

На рис. 3 представлены амплитудные спектры пульсаций давления на выходе на-

соса (рис. 3а), виброускорения на корпусе по двум направлениям (рис. 3б, в) при штатной работе гидромаляного насоса.

Основной составляющей в спектре пульсаций давления на выходе насоса является лопатная гармоника ($f_{\text{лоп}}=600$ Гц). Ее амплитуда при штатном режиме работы ГМН равна 0,0373 МПа (рис. 3а). Амплитудный спектр пульсаций характеризуется отсутствием практически значимых высших дискретных составляющих. Величина шумовых составляющих также пренебрежимо мала. Спектр виброускорения на корпусе насоса, в отличие от спектра пульсаций давления, характеризуется преобладанием энергетически значимых шумовых компонент. Максимумы спектральной плотности находятся в районе частот 1700, 2700, 4100, 9200 Гц.

Дальнейшие исследования показали, что указанные максимумы спектральной

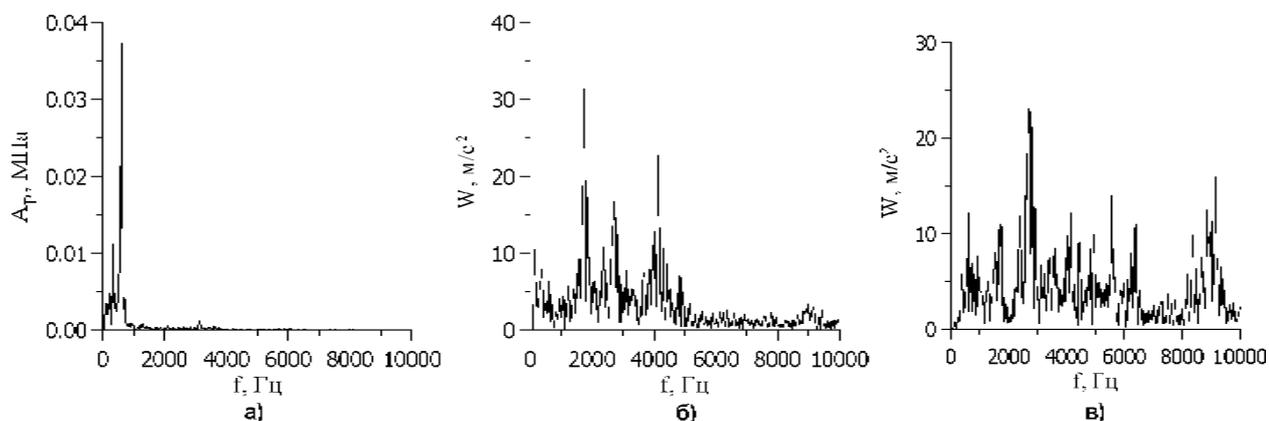


Рис. 3. Амплитудные спектры пульсаций давления на выходе (а), виброускорения на корпусе по двум направлениям (б, в)

плотности вибрации связаны с возбуждением собственных колебаний корпуса насоса широкополосным шумом. Происхождение широкополосного шума, по-видимому, связано с нерасчётным обтеканием потоком лопастей центробежного колеса и кавитационными явлениями, имеющими место в его каналах.

Изменение виброакустического состояния элементов рассматриваемой системы при увеличении подачи воздуха на вход насоса можно оценить по спектрограммам, представленным на рис. 4-6.

На рис. 4 представлены спектрограммы, показывающие изменение амплитуд частотных составляющих пульсаций давления на выходе насоса с увеличением подачи воздуха. Из него видно, что амплитуда лопастной гармоники ($f_{лон} = 600 \text{ Гц}$) - наиболее энергетически значимой составляющей спектра -

монотонно уменьшается с увеличением подачи воздуха. Амплитуда лопастной гармоники при штатном режиме работы насоса - 0,0373 МПа уменьшается до 0,0157 МПа при максимальной подаче воздуха, т. е. более чем в 2,3 раза.

На рис. 5 и 6 представлены спектрограммы, показывающие изменение амплитуд частотных составляющих виброускорения по двум направлениям на корпусе насоса с увеличением подачи воздуха. Видно, что уровень вибрации с увеличением подачи воздуха уменьшается.

Среднеквадратичные значения (СКВ) исследованных параметров в зависимости от подачи воздуха во всасывающую магистраль приведены в таблице 2.

Из таблицы 2 следует, что среднеквадратичные значения параметров при подаче воздуха 0,8 л/с уменьшаются в 1...1,2 раза, а

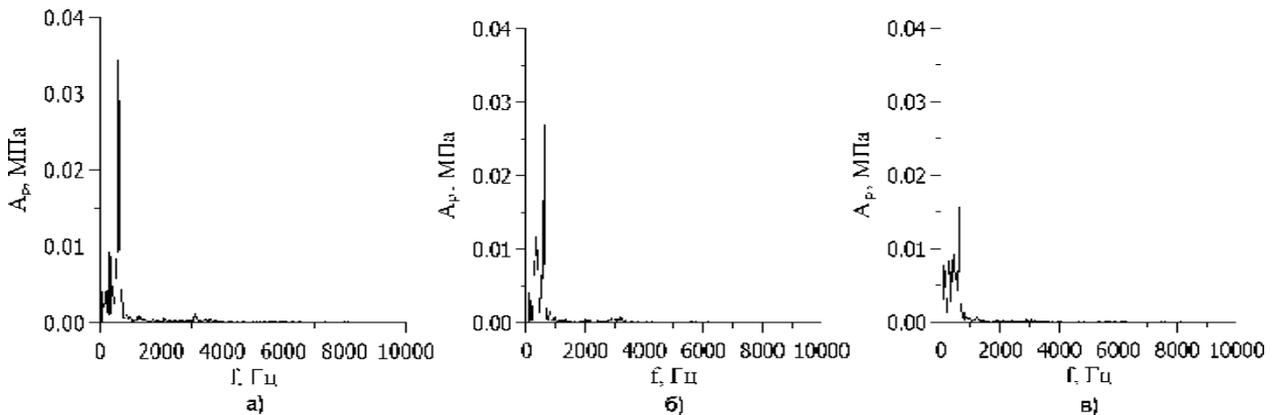


Рис. 4. Изменение пульсаций давления на выходе насоса при увеличении подачи воздуха: а) без подачи воздуха; б) подача воздуха 0,8 л/с; в) подача воздуха 1,3 л/с

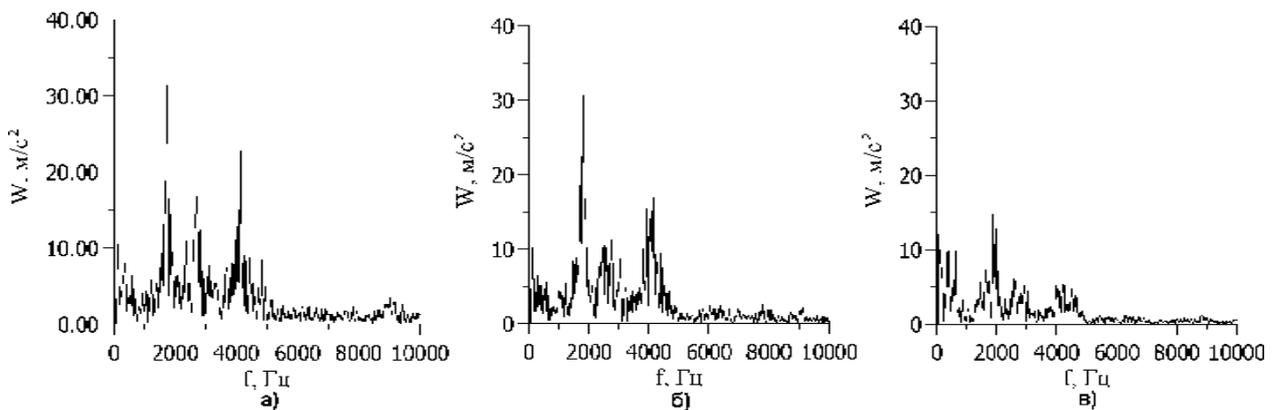


Рис. 5. Изменение виброускорения на корпусе насоса по направлению 1 (рис. 1) при увеличении подачи воздуха: а) без подачи воздуха; б) подача воздуха 0,8 л/с; в) подача воздуха 1,3 л/с

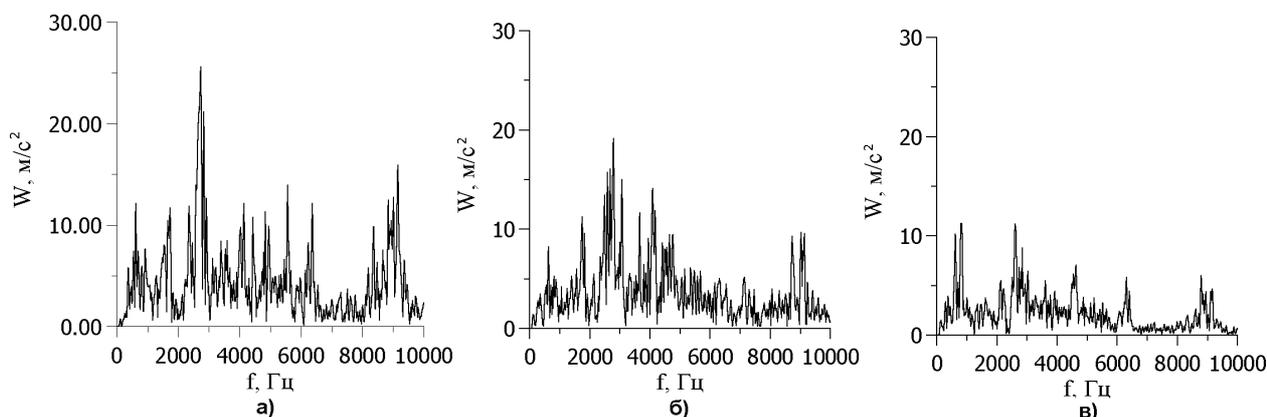


Рис.6. Изменение виброускорения на корпусе насоса по направлению 2 (рис. 1) при увеличении подачи воздуха: а) без подачи воздуха; б) подача воздуха 0,8 л/с; в) подача воздуха 1,3 л/с

при подаче 1,3 л/с – в 1,5...1,9 раз. Таким образом, снижение виброакустических характеристик, существенно большее погрешностей экспериментального их определения, имеет место при подаче воздуха более 0,8 л/с. Меньшие значения расхода воздуха не приводят к заметному изменению как динамических, так и статических параметров.

Для более детального анализа влияния подачи во всасывающую магистраль насоса нерастворённого воздуха исследовано изменение интенсивности компонент спектра различных частотных диапазонов. Особое внимание обращалось на частоты свыше 200 Гц, так как интенсивного влияния кавитационных явлений в полостях насоса на его виброакустические характеристики можно ожидать именно в этих областях.

Рассмотрим изменение интенсивности спектральных компонент измеренных виброакустических характеристик. Энергетически значимые составляющие пульсаций давления находятся в частотном диапазоне 200...1500

Гц и монотонно уменьшаются по амплитуде с увеличением подачи воздуха, что объясняется повышением податливости двухфазной рабочей жидкости. Как уже отмечалось, спектр виброускорения корпуса насоса характеризуется широкополосным шумом во всём исследованном диапазоне частот. С увеличением подачи воздуха происходит снижение уровня составляющих всего спектра. При этом указанное снижение шума в относительных величинах тем больше, чем выше его частотный диапазон. Это согласуется с тем фактом, что подача нерастворённого воздуха на вход насоса приводит к снижению кавитации и, как следствие, уменьшению кавитационного шума, наиболее интенсивное излучение которого происходит на частотах 2...4 кГц [6].

Таким образом, представленные в данной работе результаты экспериментальных исследований позволят в дальнейшем разработать инженерную методику виброакустической диагностики скрытой кавитации в

Таблица 2

СКВ	Без подачи воздуха		Подача воздуха, 0,8 л/с		Подача воздуха, 1,3 л/с	
	абс. знач.	отн. знач.	абс. знач.	отн. знач.	абс. знач.	отн. знач.
Пульсации давления	29200 Па	1	24800 Па	0,849	19400 Па	0,664
Виброускорение по направлению №1	64,3 м/с²	1	52,1 м/с²	0,810	37,7 м/с²	0,586
Виброускорение по направлению №2	76,1 м/с²	1	64,4 м/с²	0,846	39,4 м/с²	0,518

гидромашинах путем подачи строго регламентированного количества воздуха. Существующие методы виброакустической диагностики кавитации основаны на анализе спектров пульсаций рабочей жидкости и вибрации конструкции. Преимущество предлагаемой методики перед известными виброакустическими способами заключается в большей однозначности оценки присутствия кавитации по причине существенной зависимости виброакустических характеристик агрегатов от конструктивных особенностей, типов насосов и других факторов.

Список литературы

1. Пилипенко В. В., Задонцев В. А., Натанзон М. С. Кавитационные автоколебания и динамика гидросистем. М.: Машиностроение, 1977. 352 с.
2. Прокофьев А. Б., Ивашин А. Ю., Крючков А. Н. Влияние скрытых кавитационных процессов на колебания элементов топливного насоса авиационного ГТД // Вестник СГАУ. Серия: Проблемы и перспективы развития двигателестроения. Вып. 3, Ч. 2. Самара, СГАУ, 1999. С. 148-153.
3. Карелин В. Я. Износ лопастных гидравлических машин от кавитации и наносов. М.: Машиностроение, 1970. 184 с.
4. Карелин В. Я. Кавитационные явления в центробежных и осевых насосах. М.: Машиностроение, 1975. 336 с.
5. Чебаевский В. Ф., Петров В. И. Кавитационные характеристики высокооборотных шнеко-центробежных насосов. М.: Машиностроение, 1973. 152 с.
6. Колесников А. Е. Шум и вибрация. Л.: Судостроение, 1988. 248 с.

RESEARCH OF INFLUENCING OF AIR DELIVERY IN A SUCTION PIPE LINE OF THE CENTRIFUGAL PUMP ON ITS VIBROACOUSTICAL RESPONSE

© 2002 A. A. Igolkin, A. N. Kruchkov, A. B. Prokofiev, E. V. Shakhmatov

Samara State Aerospace University

The influence of undissolved air fraction in suction pipeline of a centrifugal oil pump working under condition of a latent cavitation on its vibroacoustical characteristics is experimentally investigated in this paper. The quantitative relations of pressure oscillation at the outlet of the pump and also hull vibration of the pump from the undissolved air flow rate at the input are obtained. It is shown that the air flow rate at quantity 3% from the general consumption of working fluid allows to reduce pressure oscillations at the output pipe line in 1,5 times, vibration in 1,7...1,9 times without noticeable change of the static performance of the pump.