

УДК 621.671

АКУСТИКО-ВИХРЕВОЙ РЕЗОНАНС ШНЕКА АВИАЦИОННОГО ТОПЛИВНОГО НАСОСА

© 2006 А. Н. Крючков

Самарский государственный аэрокосмический университет

В работе рассматривается комбинированный насосный агрегат, содержащий подкачивающую - шнекоцентробежную (ШЦС) и основную - шестеренную (ШС) ступени. Разработана модель взаимодействия вихревых возмущений в шнекоцентробежной ступени с колеблющимися лопастями шнека с учетом влияния гидродинамических процессов в шестеренной ступени. Модель описывает резонансное усиление колебаний лопасти шнека вследствие совпадения частот собственных колебаний шнека, виброакустического воздействия от ШС и срыва концевых вихрей. Проведенные экспериментальные исследования показали адекватность созданной модели реальному процессу.

Особенностью работы насосных агрегатов форсажных двигателей является значительный диапазон изменения требуемого расхода топлива. Причем для нашедших широкое применение комбинированных агрегатов, содержащих подкачивающую – шнекоцентробежную и основную – шестеренную ступени, именно подкачивающая имеет в несколько раз больший вышеуказанный диапазон (рис. 1). Вследствие большого изменения подачи керосина шнекоцентробежной ступенью существенно изменяются условия обтекания лопастей шнека и колеса, что вызывает интенсивное вихреобразование в различных частях проточной части. При работе

шестеренной ступени возбуждаются интенсивные полигармонические пульсации рабочей среды, вибрации элементов насосного агрегата.

Наиболее значимым высокочастотным источником возбуждения для шнекового преднасоса является концевой вихрь, интенсифицируемый острыми кромками [1, 2, 6]. Поток с большой скоростью, текущий в кольцевом зазоре между кромкой лопасти и корпусом, взаимодействует у тыльной поверхности лопасти с основным течением в канале и радиальным течением от втулки к периферии лопасти и сворачивается в вихрь. Радиус и циркуляция этого концевых вихря зависят от

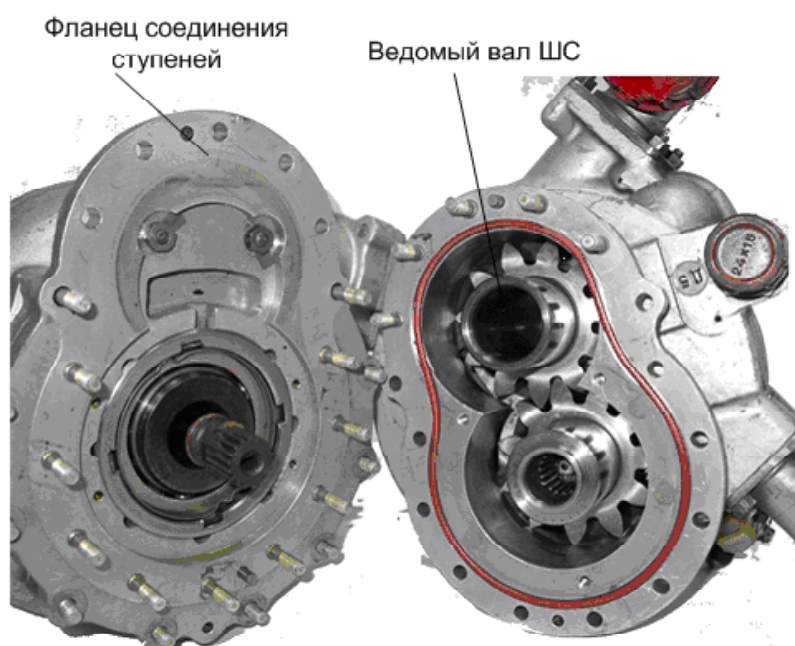


Рис. 1. Шнекоцентробежная ступень (слева) и шестеренная (справа)

величины относительного зазора, теоретического напора, расстояния от входной кромки лопасти. Концевой вихрь перемещается поперек канала от периферии на тыльной стороне лопасти к ее лицевой стороне и к втулке.

Возникающая вследствие щелевого протекания пристенная струя является неустойчивой [6]. Развитие возмущений в струе и последующий ее отрыв от поверхности корпуса является той физической причиной, которая приводит к возникновению на периферийных участках лопастей сложной вихревой системы, основной структурной составляющей которой и является вихревой жгут. Данные возмущения, взаимодействуя с виброакустическими воздействиями от ШС, вызывают колебания лопасти шнека, значительно

увеличивающиеся на собственных резонансах (рис. 2.). А увеличение вибрации лопасти приведет к интенсификации пульсаций давления, вызванных гидродинамическими возмущениями [3, 5].

Данное явление автором описывается впервые, поэтому такое взаимодействие гидродинамических и виброакустических процессов предлагается называть **акустико-вихревым резонансом** шнекового преднасоса.

Схема взаимодействия вихревых возмущений в ШС с колеблющимися лопастями шнека, возбуждаемых виброакустическим воздействием ШС, представлена на рис. 3.

Непосредственное измерение вибраций вращающейся лопасти представляет собой сложную техническую задачу, которая может быть решена методами лазерной вибромет-

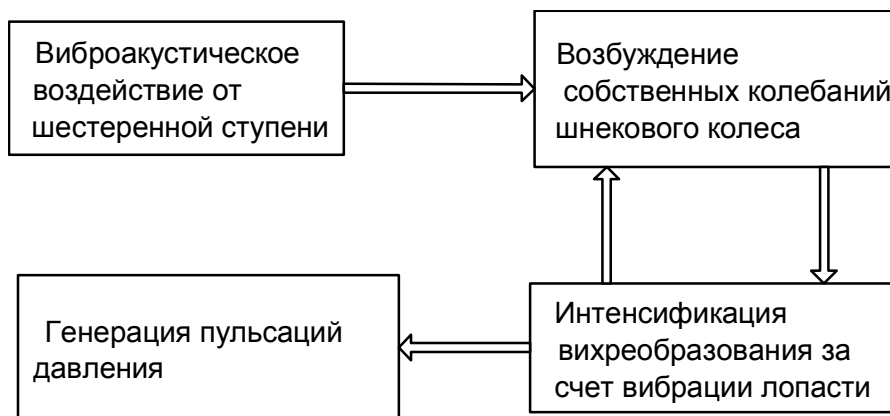


Рис. 2. Схема взаимодействия виброакустических и гидродинамических процессов при акустико-вихревом резонансом возбуждении лопасти шнека



Рис. 3. Колебания лопасти шнека вследствие отрыва концевой вихря и виброакустического воздействия от ШС

рии. Другим важным параметром, достаточно полно характеризующим данный резонанс, являются повышенные высокочастотные пульсации давления на входе в шнек. В настоящей статье представлены методы моделирования пульсаций давления на входе в шнек с учетом вибраций его лопасти и их взаимодействия с щелевым потоком. Из-за сложности процессов не представляется возможным дать их полное аналитическое описание. Поэтому предложена модель в виде совокупности трех моделей: гидродинамической модели ШЦС, твердотельной модели шнека и эмпирической модели ШС (рис. 4).

1. Гидродинамическая модель структуры течения в ШЦС реализована в пакете Star-CD с помощью метода контрольных объемов. Уравнения неразрывности и сохранения импульса, решаемые Star-CD для основных типов несжимаемых и сжимаемых потоков и подвижной системы координат (уравнения Навье-Стокса), в декартовых координатах и тензорной форме имеют вид:

$$\frac{\partial r}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(ru_j) = s_m; \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(ru_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(ru_j u_i - t_{ij}) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + s_i, \quad (2) \quad f = \frac{v \cdot Sh}{l_k} = \frac{Sh \sqrt{2g \cdot DH}}{l_k}, \quad (3)$$

где t - время; x_i - декартова координата ($i = 1, 2, 3$); u_i - компонент абсолютной скорости потока в направлении x_i ; $p = p_s - r_0 g_m x_m$ - пьезометрическое давление, где p_s - статическое давление, r_0 - опорная плотность, g_m - гравитационная постоянная и x_m - координата точки, где определена r_0 ; r - плотность; t_{ij} - компоненты тензора напряжений; s_m - массовый источник; s_i - компоненты источника импульса.

Построение расчетной сетки шнекоцентричного насоса в стандартных программах вычислительной гидродинамики является довольно сложным из-за минимального инструментария геометрического моделирования. Поэтому предварительно построена трехмерная геометрическая модель ШЦС. Граничными условиями на входе в насос и в сливные патрубки являются скорости потока (рис. 5), ротору ШЦС придано вращение, соответствующее частоте вращения вала. Влияние турбулентности моделируется $k - \epsilon$ моделью для высоких чисел Рейнольдса.

В результате расчета получена структура концевой вихря (рис. 6), по параметрам которого можно определить частоту отрыва

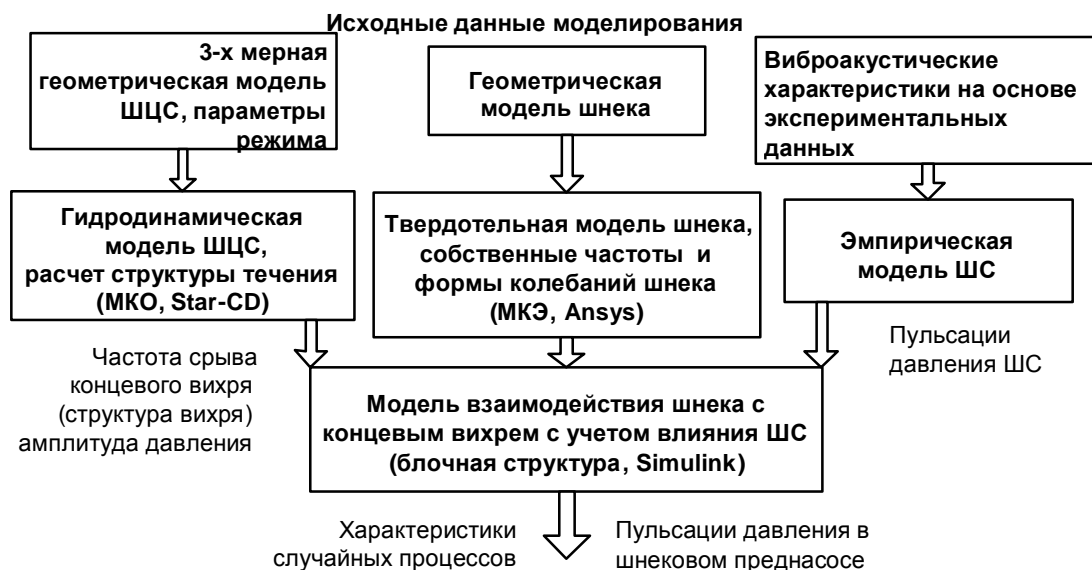


Рис. 4. Структура модели взаимодействия вихревых возмущений в ШЦС с колеблющимися лопастями шнека с учетом влияния ШС

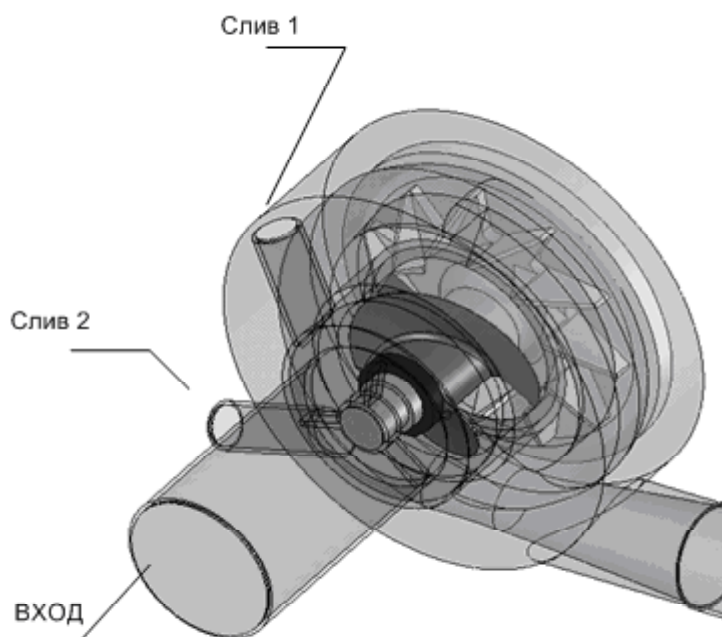


Рис. 5. Геометрическая трехмерная модель ШЦС

где Sh – число Струхалия (0,2 – 0,3), l_k – толщина торца лопасти шнека, DH – перепад давления на периферийном участке лопасти, n – характерная скорость течения.

2. Модальный анализ собственных форм колебаний шнекового колеса проведен с помощью метода конечных элементов в программном комплексе Ansys. Конечно-элементная модель построена на базе элемента SOLID 95, с неупорядоченной сеткой, размер элементов которой 3 мм. В результате проведенного модального анализа с заданным ди-

апазом частот выявлены 10 форм собственных колебаний в диапазоне от 0 до 10 кГц (рис. 7). Собственные частоты шнека представлены в табл. 1.

Для проверки адекватности собственные частоты были определены экспериментально с помощью метода простукивания. Шнек подвешивался на нить и возбуждался деревянным молотком. Регистрировалось изменение звукового давления с помощью микрофона на расстоянии 30 см. Спектр собственных частот (рис. 8) соответствует рассчитанным значениям в пределах.

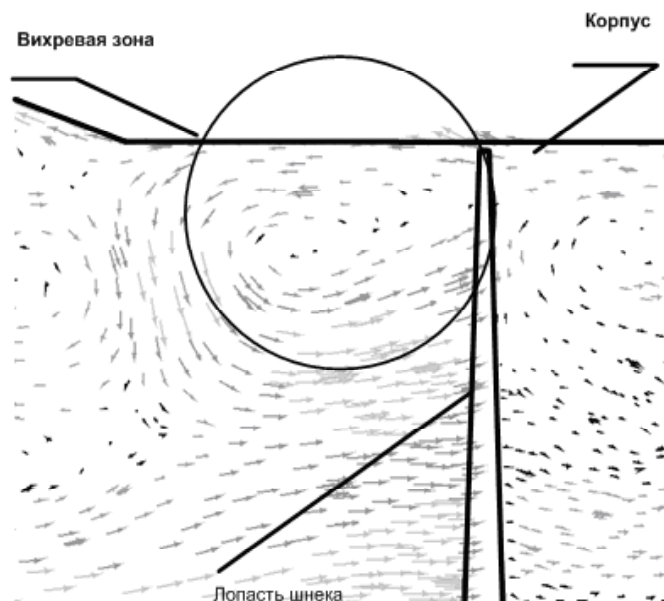


Рис. 6. Концевой вихрь при $n=4800$ об/мин, $Q=1200$ кг/час

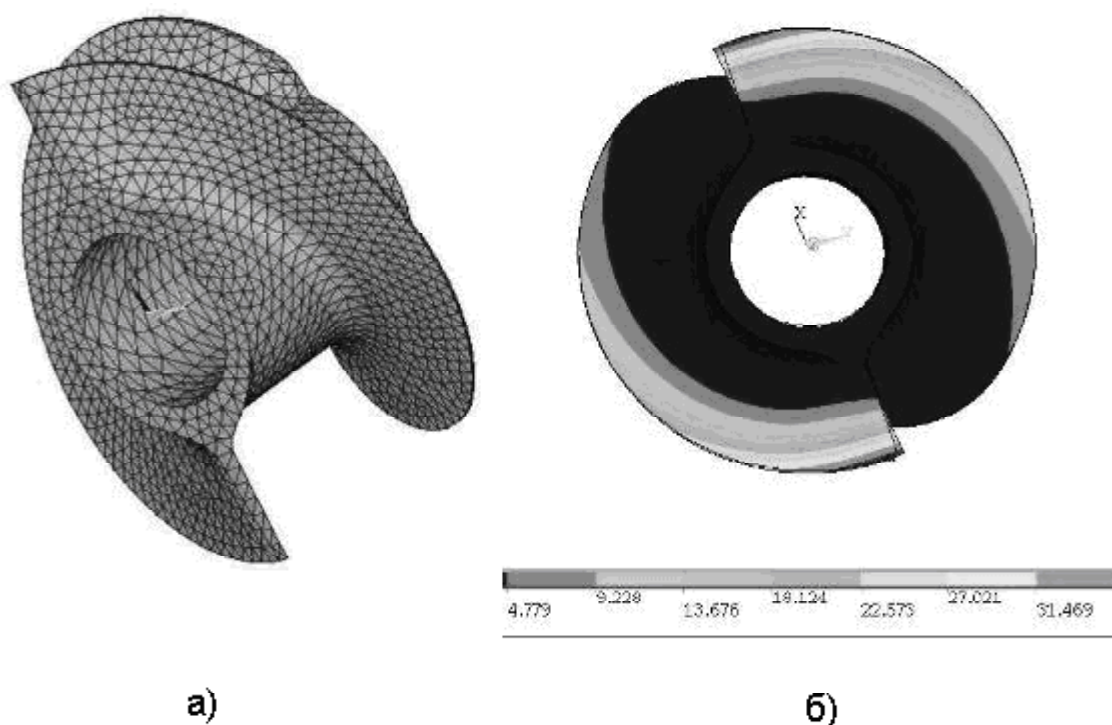


Рис. 7. Конечно-элементная сетка (а) и форма собственных колебаний шнека на частоте 3562 Гц (б)

Таблица 1. Собственные частоты шнека

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Частота, Гц	3562	3963	3967	3971	4456	4457	4925	4928	5436	5438

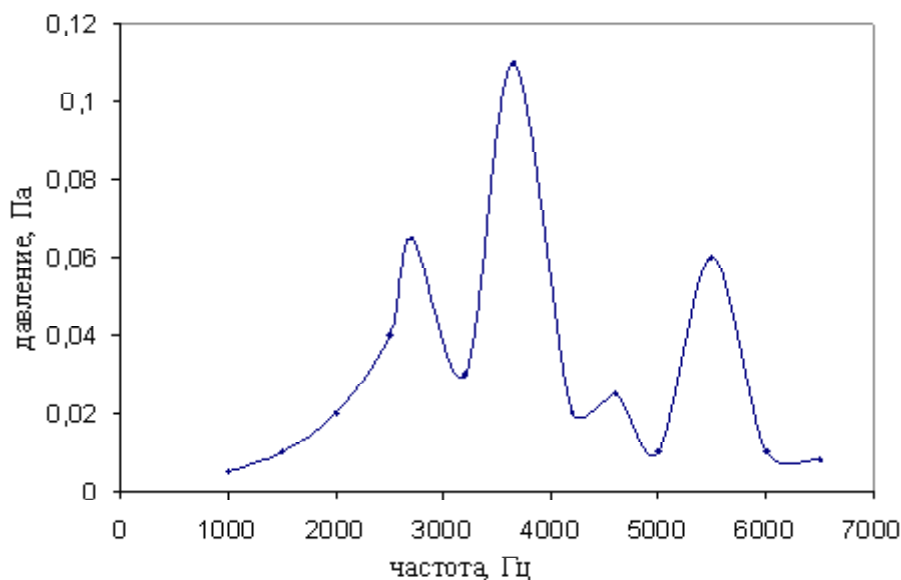


Рис. 8. Спектр собственных частот шнека, полученный экспериментально методом простукивания

3. Эмпирическая модель шестеренной ступени представлена как источник полигармонических колебаний, параметры которого определяются по спектрам пульсаций давления (рис. 9). В результате экспериментальных данных получена зависимость изменения

спектров пульсаций от давления на входе и выходе ступени.

Модель акустико-вихревого резонанса шнека реализована в пакете Simulink (Matlab), имеющем блочную структуру и позволяющем моделировать случайные процес-

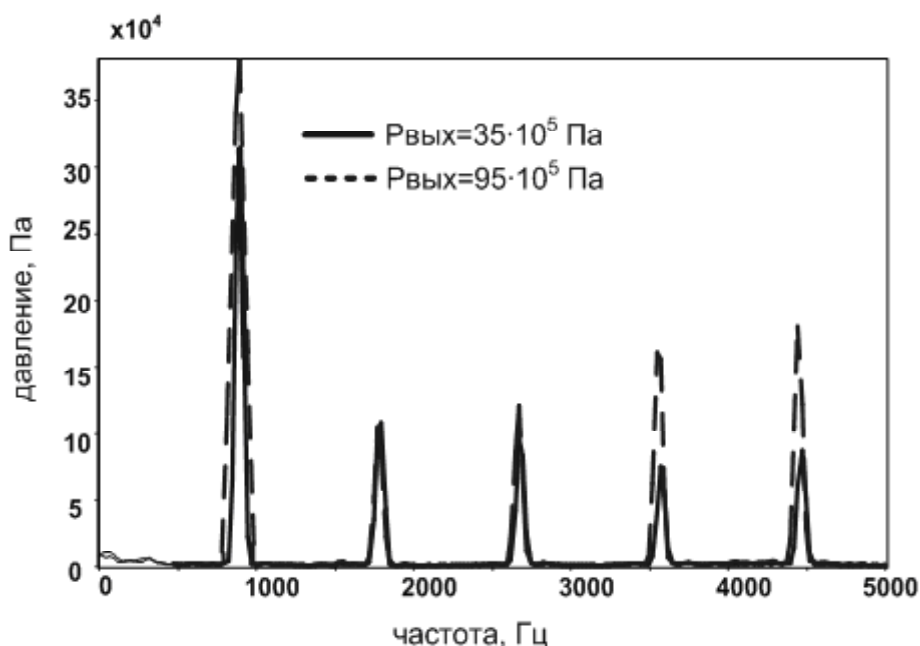


Рис. 9. Амплитудный спектр пульсаций давления на выходе ШС при $n=4800$ об/мин

сы и их характеристики. Граничными условиями на входе в обобщенную модель являются:

1) частота срыва концевой вихря (структура вихря, распределение давления, скорости), амплитуда пульсаций, полученные в результате моделирования структуры течения в ШЦС;

2) собственные частоты шнека, полученные из второй модели;

3) виброакустические характеристики ШС, основанные на экспериментальных данных.

Данные на выходе из обобщенной модели представлены в виде спектральных характеристик гидродинамических и виброакустических сигналов.

Распределение энергии по частотам для случайного процесса описывается спектральной плотностью $S(w)$. Спектральная плотность связана с автокорреляционной функцией соотношением

$$S(w) = \frac{1}{2p} \int_{-\infty}^{+\infty} R_{pp}(t) e^{-iwt} dt, \quad (4)$$

где R – автокорреляционная функция процесса; w – круговая частота.

Спектральная плотность и автокорреляционная функция связаны со среднеквадра-

тичным значением пульсаций давления соотношением

$$S_S = \sqrt{\int_0^{\infty} S(w) dw} \text{ или } S_S = \sqrt{R_{pp}(0)}. \quad (5)$$

Пульсации давления вследствие срыва вихрей, воздействующие на поверхность лопастей шнека, моделируются как шумовой процесс. Ограничение по частотному диапазону осуществляется с использованием полосовых фильтров с окном Кайзера (рис. 10):

$$w_{R(n)} = \frac{I_0(b\sqrt{1-[2n/(N-1)]^2})}{I_0(b)}, \quad (6)$$

где b – константа, определяющая компромисс между максимальным уровнем боковых лепестков и шириной главного лепестка (или долей общей энергии в главном лепестке) частотной характеристики окна, а $I_0(x)$ – функция Бесселя нулевого порядка. Окно Кайзера является по существу оптимальным окном в том смысле, что оно представляет последовательность конечной длины, которая имеет минимум энергии спектра за пределами некоторой заданной частоты [4].

Собственные частоты шнека задаются набором узкополосных фильтров в соответствии с полученными расчетными значениями.

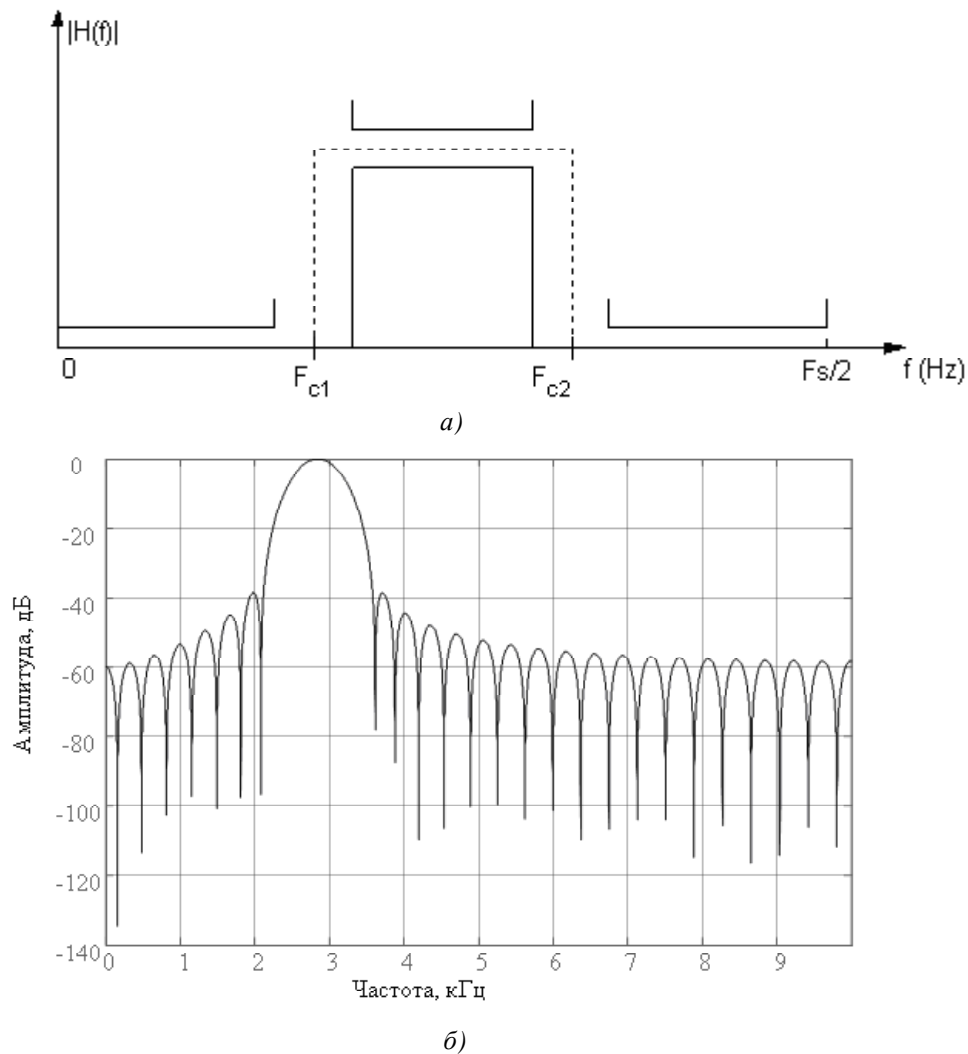


Рис. 10. Структура (а) и амплитудно-частотная характеристика полосового фильтра с окном Кайзера; полоса пропускания фильтра: $F_{c1}=2800$ Гц, $F_{c2}=2900$ Гц

Адекватность модели взаимодействия вихревых возмущений в ШЦС с колеблющимися лопастями шнека с учетом влияния ШС

подтверждается сравнением спектров пульсаций давления, полученных экспериментально и в результате расчета (рис. 11).

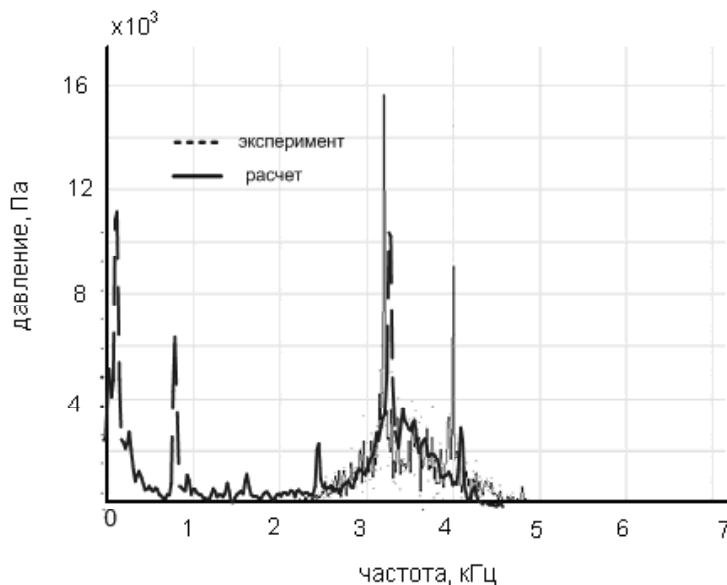


Рис. 11. Экспериментальный и расчетный спектры пульсаций давления на входе ШЦС при $P_{\text{вых.ис}} = 95 \cdot 10^5$ Па, $Q_{\text{ШЦС}} = 6000$ кг/час

Таким образом, обоснован механизм высокочастотного виброн нагружения ротора ШЦС, обусловленный совпадением собственных частот лопастей шнека с частотами колебаний, возбуждаемых шестеренной ступенью и срывом концевых вихрей с лопасти шнека.

Список литературы

1. Карелин В. Я. Кавитационные явления в центробежных и осевых насосах. – М.: Машиностроение, 1975.

2. Кинелев В. Г., Васильев Ю. Н., Курочкин С. Н. Физическая модель кавитирующего шнеко-центробежного насоса, работающего в широком диапазоне режимов по расходу. Кавитационные автоколебания в насос-

ных системах. – Киев: Наукова думка, 1976. – С. 100 - 107.

3. Пульсации давления при струйных и отрывных течениях/ А. Н. Антонов, В. М. Купцов, В. В. Комаров. – М.: Машиностроение, 1990.

4. Рабинер Л., Гоулд Б. Теория и применение цифровой обработки сигналов. Пер. с англ. Зайцева А. Л., Назаренко Э. Г. – М.: Мир, 1978.

5. Физические основы образования звука в воздуходушных машинах / А. В. Римский-Корсаков, Д. В. Баженов, Л. А. Баженова. – М.: Наука, 1988.

6. Шапиро А. С. Структура реального течения в центробежных и осевых насосах. – М.: МГИУ, 2004.

ACOUSTIC WHIRLING RESONANCE OF AN AIRCRAFT FUEL PUMP SCREW

© 2006 A. N. Krutchkov

Samara State Aerospace University

The paper describes a combined fuel unit consisting of two stages- the screw centrifugal stage and the main pinion stage. A model of whirling disturbances interaction in the screw centrifugal stage with screw blades oscillating has been developed. The model takes into account the impact of hydrodynamic processes in the pinion stage. The model describes resonance increase of the frequencies of the screw own oscillations, vibroacoustic influence of the pinion stage and the stalling of end whirls. The experiments show the adequacy of the model designed to the real process.