

На правах рукописи



Федосеев Сергей Юрьевич

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТОНАЛЬНЫХ КОМПОНЕНТ СПЕКТРА
ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ ВИБРАЦИИ БУСТЕРНОГО НАСОСА ЖРД

Специальность 05.07.05 -

«Тепловые, электроракетные двигатели
и энергоустановки летательных аппаратов»

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Москва - 2016

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)».

Научный руководитель:

доктор технических наук **Тимушев Сергей Федорович**

Официальные оппоненты:

Модорский Владимир Яковлевич доктор технических наук, профессор, федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Пермский национальный исследовательский политехнический университет» (ПНИПУ), заместитель декана.

Анкудинов Анатолий Александрович кандидат технических наук, доцент, федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана» (МГТУ им. Н.Э. Баумана), доцент.

Ведущая организация:

Акционерное общество «НПО Энергомаш имени академика В.П.Глушко»

Защита состоится « 23 » мая 2016 г. в 15 часов на заседании диссертационного совета Д212.125.08, созданного на базе Московского авиационного института (национального исследовательского университета) по адресу: 125993, Москва, А-80, ГСП-3, Волоколамское шоссе, д.4.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте Московского авиационного института (национального исследовательского университета) <http://www.mai.ru/upload/iblock/f6a/dispdf.pdf>

Автореферат разослан: « _____ » _____ 2016 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
Д212.125.08,
д. т. н., профессор

Зуев Юрий Владимирович

Актуальность темы диссертационной работы продиктована необходимостью обеспечения надежной работы насосов системы подачи компонентов топлива. Снижение вибрации турбонасосных агрегатов подачи ЖРД является главной проблемой на пути повышения надежности системы подачи и всей двигательной установки. Обеспечение надежной работы насосов является многоплановой задачей. Как показывает практика эксплуатации насосных агрегатов, главной причиной высокого уровня вибрации являются пульсации давления рабочей жидкости. Диссертационная работа развивает новое направление, связанное с построением методики численного моделирования виброакустических процессов в бустерном насосном агрегате ЖРД для определения связи пульсаций давления рабочей жидкости с уровнем вибрации насосов. Использование такой методики обеспечивает поиск способов снижения уровня вибрации уже на этапе эскизного проектирования и без существенных материальных затрат на материальную часть и экспериментальные работы.

В качестве **объекта исследований** выбран бустерный насосный агрегат ЖРД первой ступени ракетоносителя, представляющий собой осевой насос со шнековым колесом переменного шага.

Целью работы является разработка методики численного моделирования для определения пульсаций давления рабочей жидкости и уровня гидродинамической вибрации элементов конструкции насосного агрегата, а также формулирование рекомендаций по снижению пульсаций давления рабочей жидкости.

Для достижения цели решались следующие задачи:

-Провести численное моделирование течения рабочей жидкости в насосе и определить амплитуды и частоты гидродинамических возмущающих сил.

-Приложить известные гидродинамические силы к элементам конструкции корпуса насоса и оценить амплитуды тональных компонент спектра гидродинамической вибрации.

-Сформулировать рекомендации по снижению пульсаций давления и гидродинамической вибрации исследуемого насосного агрегата.

Общая методика исследования

Методика определения пульсаций давления и уровня вибрации элементов конструкции насосного агрегата предусматривает последовательное прохождение нескольких этапов.

На первом этапе проводится численное моделирование трехмерного нестационарного течения для определения величин амплитуд пульсаций давления рабочей жидкости. При необходимости проводятся дополнительные вычислительные эксперименты для изучения механизма возникновения пульсаций давления.

На втором этапе проводится расчет собственных форм колебаний корпуса бустерного насосного агрегата для выявления возможных резонансных явлений, возникающих на частотах, близких к частотам пульсаций давления в рабочей жидкости.

На третьем этапе к корпусу насоса прикладываются периодически действующие возмущающие силы, соответствующие полученным в результате численного моделирования пульсациям давления рабочей жидкости, и проводится расчет его вынужденных колебаний.

Далее проводятся исследования, направленные на выявление путей снижения уровня пульсаций давления и вибрации.

Научная новизна работы

Разработана методика численного моделирования трехмерного нестационарного течения рабочей жидкости и механических колебаний элементов конструкции бустерного насосного агрегата. Определенные расчетным путем пульсации давления рабочей жидкости рассматриваются как периодически действующие нагрузки, приложенные к корпусу насоса и возбуждающие его механические колебания.

Получена расчетная оценка амплитуды гидродинамической вибрации корпуса насоса на тональных компонентах, кратных частоте вращения ротора.

Показано влияние утечки через радиальный зазор на генерацию пульсаций давления с роторной частотой.

Выявлено, что уменьшение числа пилонов, размещенных перед шнековым колесом, а также установка бандажа на нем, приводит к снижению амплитуды пульсаций давления.

Практическая значимость работы

Разработанная методика позволяет получить величины возмущающих сил, возникающих от пульсаций давления в бустерном насосе и действующих на его корпус. Это дает возможность на стадии проектирования производить расчет вынужденных колебаний корпуса, оценивать амплитуду тональных компонент спектра вибрации. Методика может быть использована для определения вибрации основных высокооборотных шнекоцентробежных насосов ЖРД.

Положения выносимые на защиту

1. Численное моделирование гидродинамической вибрации бустерного насоса путем совместного применения методов вычислительной гидродинамики и конечно-элементного анализа.

2. Методика расчета тональных компонент спектра гидродинамической вибрации бустерного насосного агрегата.
3. Методы снижения пульсаций давления и вибрации в насосном агрегате.
4. Механизм генерации пульсаций давления на роторной частоте и ее гармониках в бустерном насосном агрегате.

Достоверность результатов вычислительных экспериментов обеспечивается:

-Согласованием результатов численного моделирования с результатами экспериментальных исследований.

-Применением для расчетов программных комплексов, FlowVision, Abaqus которые зарекомендовали себя и сертифицированы для решения подобного рода задач.

Личное участие соискателя

Разработана методика численного моделирования пульсаций давления рабочей жидкости в бустерном насосе.

Проведено численное моделирование гидродинамической вибрации элементов конструкции корпуса бустерного насосного агрегата.

Проведен анализ результатов вычислительных экспериментов.

Сформулированы рекомендации по снижению пульсаций давления и вибрации в бустерном насосе.

Проведен анализ результатов экспериментальных данных.

Апробация работы

Основные положения диссертационной работы доложены на научно-технических конференциях:

1. Есорimp.ru'2013 Москва, МВЦ "Крокус Экспо", 30 окт. 2013 г.

2. «Будущее авиации за молодой Россией» конференция в рамках Международного салона "Двигатели-2012", Москва, ВВЦ

3. Вторая международная научно-техническая конференция «Динамика и виброакустика машин» Самара: СГАУ 15-17 сентября 2014г.

Материалы диссертационной работы опубликованы в 7 статьях, из которых 4 в рецензируемых изданиях.

Структура и объем диссертации

Диссертационная работа изложена на 94 страницах печатного текста и состоит из четырех глав, введения, заключения и списка литературы.

Краткое содержание работы

Первая глава - обзорная. В этой главе рассмотрены основные причины возникновения вибрации лопастных насосов. Сложность и многообразие таких исследований обуславливает наличие в литературе большого количества экспериментальных и теоретических работ. Для удобства изложения материала глава разделена на шесть параграфов.

В первом параграфе для расширения круга работ, посвященных проблеме повышенного уровня вибрации насосов, проведена параллель между лопастными насосами, применяемыми для подачи компонентов топлива в жидкостных ракетных двигателях и насосами, применяемыми в общей промышленности.

Во втором параграфе рассмотрена общая классификация источников вибрации в лопастных насосах. Из этой классификации следует, что все источники вибрации в насосах разделены на две группы. Первую группу источников в литературе называют «механическими» источниками вибрации,

а вторую - «гидродинамическими». Из механических источников вибрации в обзоре выделены:

- дисбаланс ротора;
- работа привода насосного агрегата;
- влияние подшипниковых опор;

Из гидродинамических источников вибрации выделены:

- кавитационные процессы;
- обратные токи и вихреобразование;
- пульсации давления после рабочего колеса насоса;

Рассмотренная классификация позволила провести обзор работ по каждой из групп источников вибрации. Акцент в обзоре сделан на гидродинамические источники вибрации, что объясняется поставленной целью диссертационной работы.

Третий параграф обзора посвящен анализу состояния проблемы кавитации в насосах. В параграфе рассмотрены вопросы кавитационной эрозии и влияния содержания растворенных в рабочей жидкости газов на момент начала кавитации. Приведен пример оценки кавитационных качеств насоса с использованием экспериментальных данных и методов численного моделирования.

В четвертом параграфе проведен анализ работ, посвященных проблеме вибрации и пульсаций давления, обусловленных вихревыми течениями. В параграфе приведена классификация причин возникновения вихрей в рабочей жидкости, перекачиваемой насосом, и рассмотрен метод снижения неоднородности потока перед рабочим колесом насоса путем установки «экрана».

В пятом параграфе рассмотрены вопросы, связанные с пульсациями давления рабочей жидкости, возникающими за рабочим колесом насоса. Анализ работ по этому направлению исследований позволил выявить конструкторское решение, основанное на установке осивихревой ступени, которая позволяет повысить кавитационные качества насоса и снизить пульсации давления за шнековым колесом насоса.

В шестом параграфе рассмотрены общие вопросы, связанные с механическими источниками вибрации. Поскольку в диссертационной работе предпочтение отдано исследованию гидродинамических источников вибрации, то вопросы, связанные с механическими источниками вибрации, представлены в сжатой форме.

Во второй главе приведены результаты анализа амплитудно-частотных спектров пульсаций давления, возникающих в жидкости, перекачиваемой бустерным насосным агрегатом. Результаты исследования, с учетом механизмов возникновения пульсаций давления жидкости и описанием постановки вычислительных экспериментов, последовательно изложены в четырех параграфах главы.

В первом параграфе приведена геометрическая модель проточной части бустерного насосного агрегата (рис. 1). Рассмотрены основные граничные условия и описаны допущения, принятые при проведении вычислительного эксперимента. Рассматриваемая в разделе постановка вычислительного эксперимента предполагает проведение расчета трехмерного нестационарного течения жидкости, перекачиваемой насосом на модельном режиме, соответствующем номинальному режиму работы (расход воды - 324 кг/с, частота вращения - 5720 об/мин).

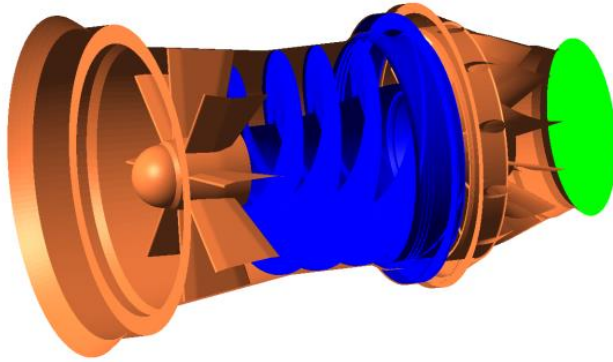


Рисунок 1. Геометрическая модель проточной части насоса

Принятые в расчете допущения не учитывают газовую турбину, что позволяет использовать встроенную модель несжимаемой жидкости (1 -2) при проведении численного моделирования в программном комплексе FlowVision.

$$\frac{d\mathbf{V}}{dt} + \nabla(\mathbf{V} \otimes \mathbf{V}) = -\frac{\nabla p}{\rho} + \frac{1}{\rho} \nabla(\mu + \mu_t)(\nabla \mathbf{V} + (\nabla \mathbf{V})^T)$$

$$\nabla \mathbf{V} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \nabla(\mathbf{V}k) = \frac{1}{\rho} \nabla \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right) + \frac{\mathbf{G}}{\rho} - (\varepsilon - \varepsilon_{ini})$$

$$(2)$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \nabla(\mathbf{V}\varepsilon) = \frac{1}{\rho} \nabla \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right) + \frac{\varepsilon}{k} \left(C_1 \frac{\mathbf{G}}{\rho} - C_2(\varepsilon - \varepsilon_{ini}) \right),$$

где t – время; p – давление; \mathbf{V} - скорость жидкости; k - кинетическая энергия турбулентности; ε - скорость диссипации; μ - молекулярная вязкость; μ_t - турбулентная вязкость; ρ - плотность жидкости; значения параметров k - ε модели турбулентности равны $\sigma_k = 1$, $\sigma_\varepsilon = 1.3$, $C_1 = 1.44$, $C_2 = 1.92$.

Через G , для сокращения формы записи уравнений обозначено выражение (3).

$$G = \mu_{eff} \frac{\partial V_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial V_i}{\partial x_j} + \frac{\partial V_j}{\partial x_i} \right) \quad (3)$$

Во втором параграфе главы изложены основные результаты анализа амплитудно-частотных спектров пульсаций давления рабочей жидкости в насосе. Основной акцент в этом разделе сделан на исследовании спектрального состава пульсаций давления перед шнековым колесом насоса (Рис. 2).

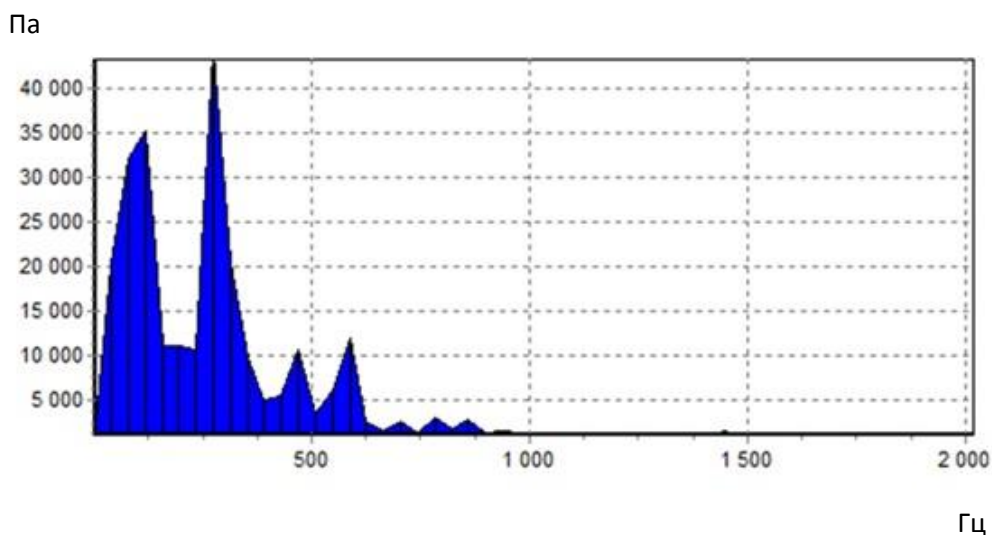


Рисунок 2. Спектр пульсаций давления перед шнековым колесом насоса

В зоне перед шнековым колесом обнаружены пульсации давления как на частоте следования лопаток(273 Гц), так и на роторной частоте(95 Гц). Спектр пульсаций давления на входе в шнек отличается от спектра на выходе из шнекового колеса, где фиксируются только пульсации давления на частоте

следования лопаток и ее высших гармониках (рис. 3).

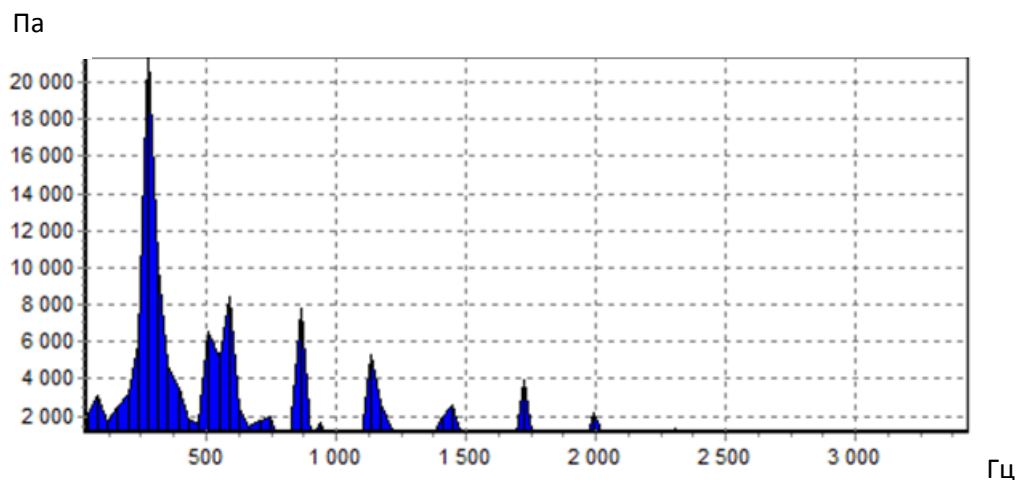


Рисунок 3 Спектр пульсаций давления за шнековым колесом насоса

Поэтому в разделе приведены результаты дополнительных численных экспериментов, позволяющих объяснить механизм возникновения пульсаций давления перед шнековым колесом. Согласно данным этих расчетов, пульсации давления перед шнековым колесом насоса обусловлены двумя процессами, а именно: перетеканием рабочей жидкости через радиальный зазор между шнековым колесом насоса и корпусом и гидродинамическим взаимодействием вихревых следов от пилонов насоса с потоком на входе шнекового колеса. Эти два процесса создают вращающееся поле давлений с нарушением круговой симметрии потока, имеющее четыре зоны повышенного статического давления, которое генерирует пульсации давления на частоте следования лопаток и на роторной частоте.

В третьем параграфе проведено сравнение результатов экспериментальных исследований пульсаций давления рабочей жидкости, проведенных «НПО Энергомаш», с полученными методами численного моделирования. Проведенное сравнение позволяет говорить об удовлетворительном согласовании результатов расчетов и экспериментов.

В четвертом параграфе подведены промежуточные итоги исследования, основанные на обобщении результатов численного моделирования и экспериментальных данных.

В главе 3 приведены результаты анализа собственных форм колебаний корпуса бустерного насосного агрегата и его вынужденных колебаний под действием пульсаций давления.

В первом параграфе, в ознакомительной форме, рассмотрен случай одномассовой системы, на примере которого изложены основные положения теории механических колебаний. Приведено обоснование необходимости применения методов численного моделирования для анализа механических колебаний корпуса бустерного насосного агрегата.

Во втором параграфе главы рассмотрена методика определения собственных форм колебаний оболочки в программном комплексе Abaqus. Согласно полученным данным такая методика расчета оболочки дает хорошее согласование с экспериментом.

В третьем параграфе рассмотрены полученные расчетным путем формы колебаний корпуса насоса, представленного как цилиндрическая оболочка переменного проходного сечения (без учета пилонов и выходного направляющего аппарата). По геометрической форме рассматриваемая оболочка похожа на оболочку, рассмотренную во втором параграфе. Для проведения расчетов, как собственных форм колебаний, так и вынужденных колебаний корпуса насоса заданы свойства материала, соответствующие стали с плотностью - 7700 кг/м^3 , коэффициентом Пуассона - 0.28 и модулем Юнга - 210 ГПа. Принято, что оболочка находится в заделке по фланцевым соединениям.

Результаты расчетов собственных форм колебаний определяют условия возможного резонанса корпуса насоса под действием пульсаций давления. Результаты предварительных расчетов показывают, что существуют

собственные формы колебаний корпуса насоса, которые могут проявиться при воздействии на корпус гидродинамических сил от пульсаций давления на частоте следования лопаток (рис. 4) и на роторной частоте. Полученные собственные формы колебаний на частоте 274 Гц и на частоте 90 Гц не нагружают фланцевые соединения, что подтверждается экспериментально.

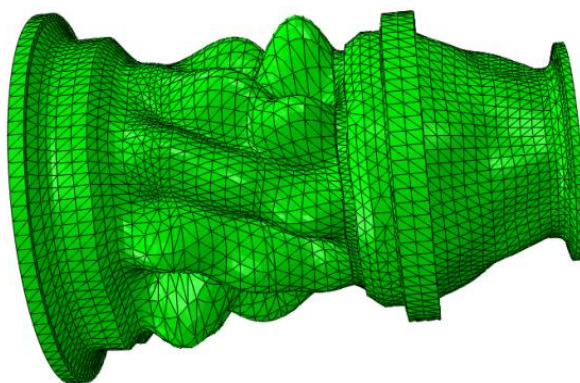


Рисунок 4. Собственная форма колебаний на частоте 274 Гц (перемещения утрированы)

В третьем разделе приведены результаты расчета вынужденных колебаний под действием пульсаций давления. Согласно полученным результатам максимальная величина динамического перемещения составляет около 2-3 мкм.

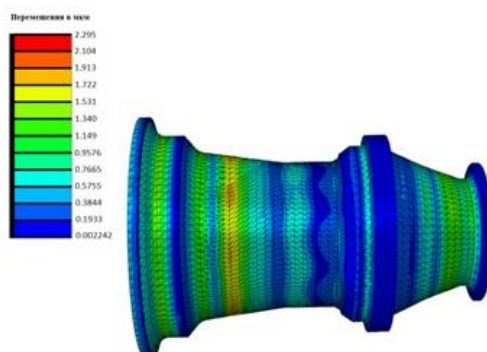


Рисунок 5. Вынужденные колебания корпуса насоса

В четвертом параграфе проведен анализ влияния пульсаций давления на пилоны. Найдены собственные формы колебаний на частотах близких к частоте следования лопаток и к роторной частоте.



Рисунок 6. Форма колебаний пилонов(53 Гц)

Приведены расчеты вынужденных форм механических колебаний под действием возмущающих сил от пульсаций давления, приложенных к поверхности пилонов. Расчеты показали, что наибольшая вибронагрузка возникает в местах соединения пилонов с корпусом насоса (амплитуда до 5-6 мкм).

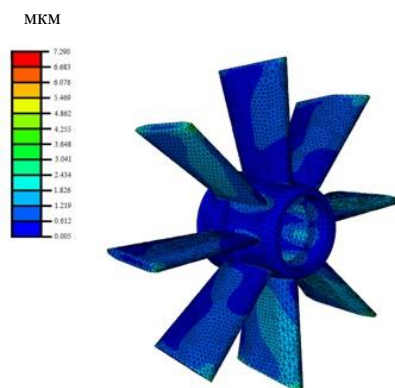


Рисунок 7. Вынужденные колебания пилонов

В пятом параграфе рассмотрена вибрация входного участка корпуса насоса с учетом пилонов под действием пульсаций давления. Согласно полученным расчетным данным пилоны придают дополнительную жесткость цилиндрическому участку корпуса, но собственные формы колебаний на частотах близких к 90 и 270 Гц сохраняются. Что касается вынужденных колебаний, то пульсации давления, создающие периодически действующие силы на корпусе насоса и пилонах, вызывают повышение уровня вибрации. Согласно результатам расчетов вынужденных колебаний (рис. 8), величина динамических перемещений от пульсаций давления, приложенных одновременно к корпусу насоса и пилонам, возрастает до 7-8 мкм.

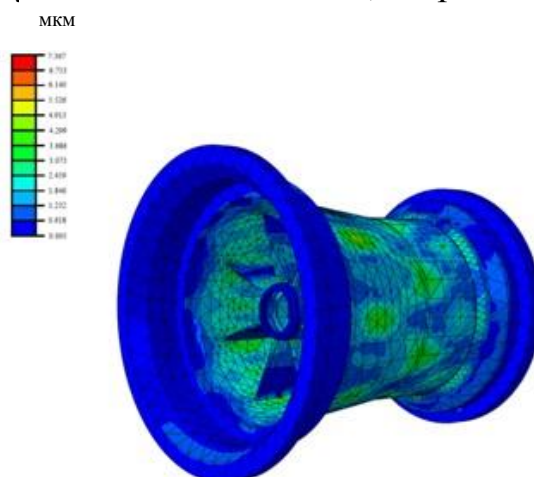


Рисунок 8. Вынужденные колебания цилиндрического участка корпуса насоса с пилонами

В шестом параграфе главы проведено обобщение результатов исследований собственных и вынужденных колебаний корпуса насоса. Выдвинуты рекомендации о необходимости снижения интенсивности пульсаций давления перед шнековым колесом насоса.

В главе 4 представлены рекомендации, сформулированные на основании анализа результатов полученных в главах 2 и 3, а также

рассмотрены конструкторские решения, которые согласно результатам численного моделирования позволяют снизить амплитуду пульсаций давления перед шнековым колесом насоса.

Глава состоит из шести разделов.

В первом параграфе проведено обобщение результатов второй и третьей главы, сформулированы рекомендации по проведению дополнительных экспериментальных исследований, направленных на определение собственных форм колебаний корпуса насоса с учетом присоединенной массы жидкости, а также сформулировано предложение по установке дополнительных датчиков для измерения вибрации на цилиндрическом и коническом участках корпуса насоса.

Во втором параграфе проведена оценка влияния расхода рабочей жидкости через насос на пульсации давления, обусловленные утечкой через радиальный зазор между корпусом насоса и шнековым колесом (рис. 9).

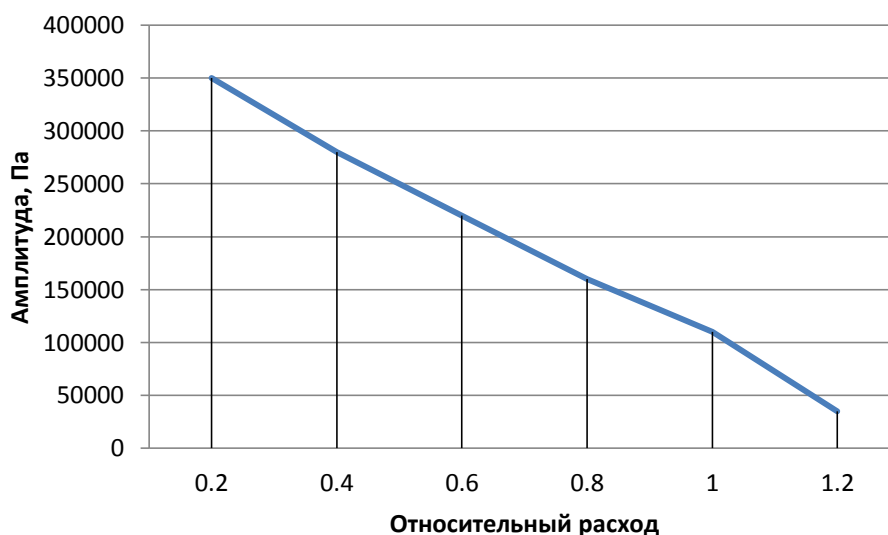


Рисунок 9. График зависимости амплитуды пульсаций давления от относительного расхода

В третьем параграфе рассмотрены вопросы установки бандажа для предотвращения возникновения обратных токов через радиальный зазор. Такое мероприятие позволяет существенно снизить уровень пульсаций давления, обусловленных перетеканием рабочей жидкости через радиальный зазор.

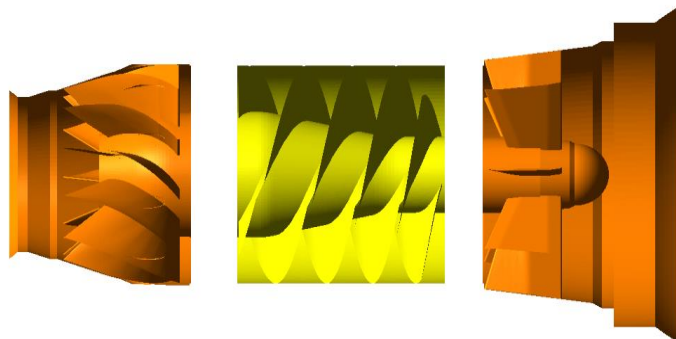


Рисунок 10. Расчетная область (шнек с бандажом)

По результатам проведенных исследований установка бандажа, закрывающего полностью все шнековое колесо, приводит к увеличению гидравлических потерь. Поэтому необходимо устанавливать бандаж на входном участке шнека. В процессе гидравлических расчетов энергетических характеристик шнека с бандажом были выявлены значительные гидравлические потери на выходе из направляющего аппарата (более 20%), которые, как показал анализ экспериментальных данных, присутствуют и у прототипа.

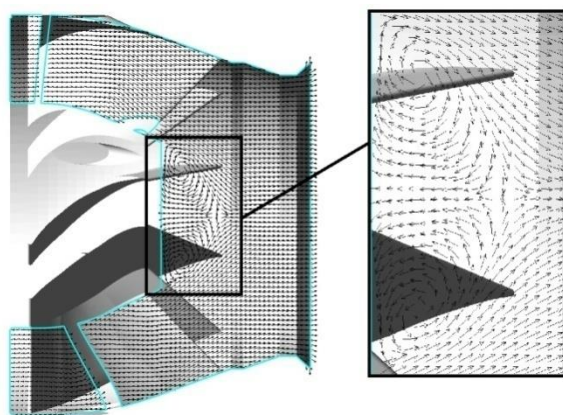


Рисунок 11. Поле скоростей за направляющим аппаратом

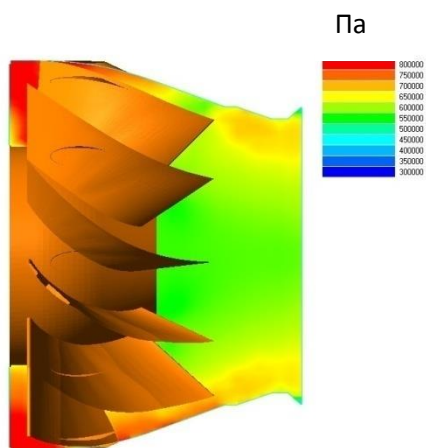


Рисунок 12. Поле статического давления за направляющим аппаратом

Такие потери (рис. 11,12) обусловлены резким увеличением площади проходного сечения за направляющим аппаратом. Установка обтекателя на выходе направляющего аппарата может сократить гидравлические потери.

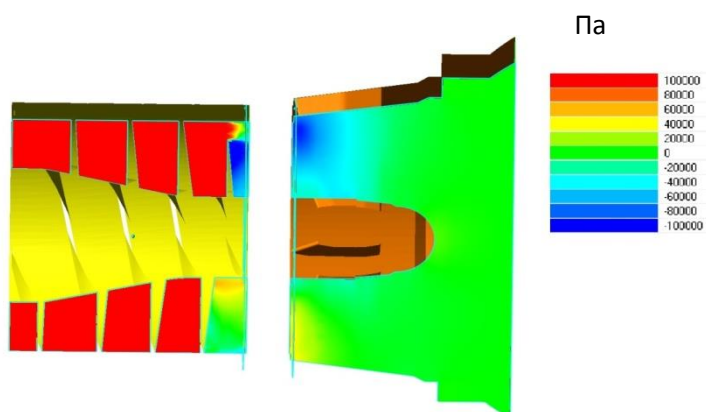


Рисунок 13 Поле статического давления перед шнековым колесом

Результаты расчетов, приведенные в разделе, позволяют говорить о значительной неравномерности поля статического давления в пилонах, что негативно сказывается на уровне пульсаций давления рабочей жидкости перед шнековым колесом. Возникновение зон пониженного давления связано с гидродинамическим взаимодействием шнекового колеса насоса и пилонов. Для определения механизма возникновения таких зон проведены дополнительные вычислительные эксперименты.

В четвертом параграфе рассмотрен случай вращения шнекового колеса в насосе без зазора и без пилонов. Исследование показало, что неравномерность поля давления присутствует перед шнековым колесом в этом случае вследствие потенциального эффекта неравномерного поля давления в шнековом колесе. Однако, если пилонов нет, то неравномерность давления реализуется только в непосредственной близости от лопаток шнекового колеса, а размер зон и величина падения давления проявляются значительно слабее (рис. 14). Основываясь на этом результате, выдвинуто предположение о том, что уменьшение числа пилонов позволяет снизить уровень пульсаций давления и размер зон пониженного давления перед шнековым колесом насоса.

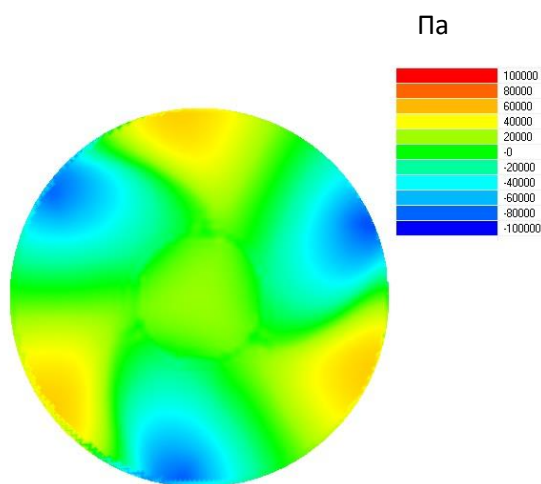


Рисунок 14. Поле статического давления вблизи лопаток шнека

В пятом параграфе рассмотрен случай с уменьшенным количеством пилонов и определен механизм возникновения зон пониженного давления.

Полученные результаты расчетов указывают на то, что возникновение зон разряжения зависит не только от количества пилонов, кратности числа пилонов числу лопаток шнекового колеса, но и от самого процесса обтекания пилонов рабочей жидкостью и осевого зазора между пилонами и шнеком.

На рис. 15, для случая с восемью пилонами, фиксируется формирование поля давления, не имеющего круговой симметрии, что является источником пульсаций давления на роторной частоте.

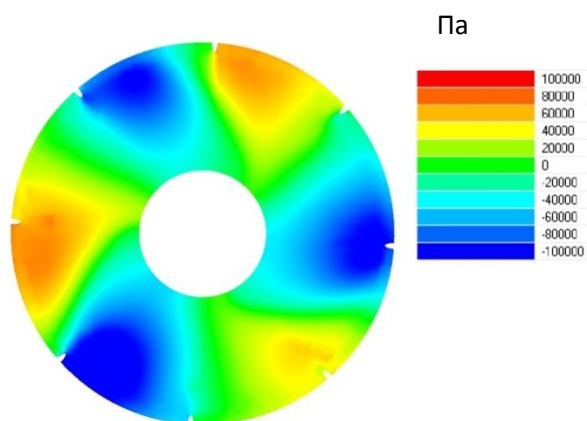


Рисунок 15. Поле статического давления перед шнековым колесом (восемь пилонов).

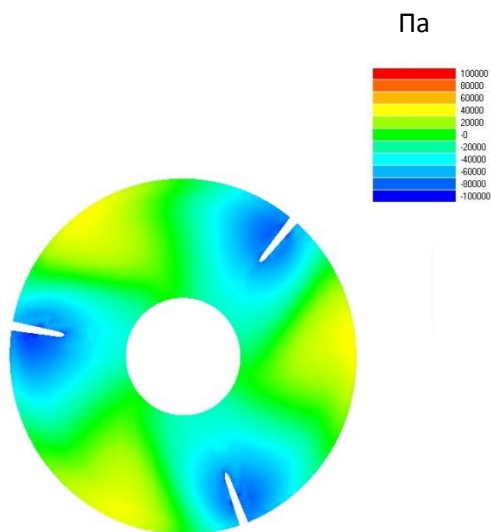


Рисунок 16. Поле статического давления перед шнековым колесом (3 пилона).

Сравнение структуры течения при различном количестве пилонов показывает, что пространственное положение зон пониженного давления совпадает с положением входных кромок лопаток рабочего колеса насоса. Зона пониженного давления, по мере отдаления входной кромки рабочей лопатки от пилона, уменьшается в размерах, и вновь увеличивается при

приближении рабочей лопатки к пилону Таким образом, очевидно, что неравномерность поля давления на входе в рабочее колесо усиливается в результате гидродинамического взаимодействия вихревых следов пилонов с концевым течением через радиальный зазор в лопатках шнека.

В шестом параграфе проведено обобщение полученных результатов. Полученные в главе 4 результаты дополнительных расчетов показывают, что существует значительный объем вопросов связанных с необходимостью изучения структуры течения рабочей жидкости в бустерном насосном агрегате для выявления механизмов возникновения пульсаций давления.

Заключение.

Подводя итоги исследований, проведенных в рамках диссертационной работы, следует кратко повторить основные полученные результаты.

Предложена методика для определения уровня вибрации корпуса, которая генерируется пульсациями давления в бустерном насосном агрегате ЖРД. **Показано**, что пульсации давления на выходе рабочего колеса представляют собой колебания на частоте следования рабочих лопаток и ее высших гармониках, которые обусловлены нагрузкой лопаток. Пульсации давления на входе генерируются неравномерностью поля давления на входе в рабочее колесо, которая усиливается в результате гидродинамического взаимодействия вихревых следов пилонов с концевым течением через радиальный зазор в лопатках шнека. Из-за неодинакового числа пилонов и лопастей рабочего колеса возникают пульсации давления на роторной частоте. **По результатам** численного моделирования сформулированы рекомендации по снижению уровня пульсаций давления в бустерном насосном агрегате. **По результатам** проведенной оценки энергетических характеристик насоса выявлены гидравлические потери на выходе из направляющего аппарата. Для снижения потерь энергии на выходе направляющего аппарата рекомендуется применять обтекатель. **Определены**

собственные формы колебаний корпуса насосного агрегата на частотах 274 Гц и 95 Гц, которые совпадают с частотой следования рабочих лопаток и роторной частотой. **Расчетным путем** получены амплитуды вибрации элементов статора и корпуса насоса, возбуждаемые пульсациями давления рабочей жидкости. Амплитуды деформаций составляют до 5-7 мкм.

Основные публикации по теме диссертации

Публикации в рецензируемых научных изданиях:

1. Ионов А.В., Катенин Д.А., Федосеев С.Ю., Попов В.А. Проектирование и технология производства малых серий центробежных колес турбомашин из алюминиевых сплавов. // Электронный журнал «Труды МАИ» 2012 г., выпуск № 51 URL: <http://www.mai.ru/publications/index.php?ID=29141>
2. Тимушев С.Ф. Федосеев С.Ю. Определение коэффициента начальной кавитации в центробежном насосе методом вычислительного эксперимента// Вестник Московского авиационного института, 2012, Т. 19 №2 С. 89-93.
3. Федосеев С.Ю. Тимушев С.Ф. Кузнецов А.В. Панайотти С.С. Расчет критических кавитационных запасов центробежных насосов// Электронный журнал «Труды МАИ», 2013, выпуск № 71 URL: <http://www.mai.ru/science/trudy/published.php?ID=46684>
4. Федосеев С.Ю., Тимушев С.Ф. Методика численного моделирования вибрации осевого бустерного насоса жидкостного ракетного двигателя. // Электронный журнал «Труды МАИ» ,2015, выпуск № 83 URL: <http://www.mai.ru/publications/index.php?ID=62080>

Публикации в других изданиях

1. Федосеев С.Ю., Тимушев С.Ф., Кузнецов А.В., Панайотти С.С. Начало кавитации в центробежном насосе/ esorump.ru'2013. Сборник трудов конференции (Москва, МВЦ "Крокус Экспо", 30 окт. 2013г.), М.: Изд-во ООО «Линтекст», 2013 - 68 с. С. 61-65.
2. Федосеев С.Ю., Клименко Д.В., Тимушев С.Ф. Определение коэффициента начальной кавитации в центробежном насосе методом вычислительного эксперимента// «Будущее авиации за молодой Россией» Сборник докладов конференции (18 апреля в рамках Международного салона "Двигатели-2012", Москва, ВВЦ –2013г), Рыбинск: - Изд-во РГАТУ имени П.А. Соловьева, 2013 - 116 с. С. 96-101.
3. Федосеев С.Ю., Тимушев С.Ф. Результаты численного моделирования тональных компонент спектра пульсаций давления в шнековой ступени бустерного турбонасоса ЖРД // «Динамика и виброакустика машин». Сборник трудов второй международной научно-технической конференция - Самара: СГАУ 15-17 сентября 2014г. Самара: Изд-во СГАУ, 2014 – 747 с. С.219 -223.