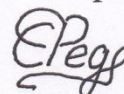


Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
Московский авиационный институт
(национальный исследовательский университет)

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

Диссертация на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Научный руководитель

доктор технических наук

Тимушев Сергей Федорович

Москва 2016

Оглавление

Введение -----	4
Глава 1 Вибрация в насосной технике -----	11
1.1 Введение в проблематику-----	11
1.2 Классификация источников вибрации в лопастном насосе-----	13
1.3 Кавитационные процессы-----	15
1.4 Возникновение обратных токов, вихреобразование и неравномерное обтекание элементов проточной части насоса-----	20
1.5 Пульсации давления, генерируемые рабочим колесом насоса-----	23
1.6 Механические источники вибраций-----	26
1.7 Постановка задачи диссертационной работы-----	27
Глава 2 Определение амплитудно-частотных характеристик гидродинамических сил, возбуждающих механические колебания элементов конструкции исследуемого насоса -----	29
2.1 Постановка задачи вычислительного эксперимента-----	29
2.2 Результаты вычислительных экспериментов-----	36
2.3 Анализ экспериментальных данных-----	44
2.4 Обобщение результатов численного моделирования и экспериментальных исследований амплитудно-частотных характеристик пульсаций давления в бустерном насосном агрегате.-----	48
Глава 3 Оценка вибрации бустерного насосного агрегата под действием гидродинамических сил -----	49
3.1 Общие сведения о математических моделях, применяемых при расчете вибрации-----	49
3.2 Экспериментальное определение резонансных частот оболочки-----	51

3.3	Определение вибрационной нагрузки корпуса насоса-----	52
3.4	Определение вибрационной нагрузки на пилоны-----	58
3.5	Моделирование вынужденных колебаний цилиндрического участка корпуса насоса-----	63
3.6	Обобщение результатов анализа вибрационных нагрузок элементов конструкции бустерного насосного агрегата-----	67
Глава 4 Предложения по снижению уровня пульсаций давления и вибрации в исследуемом бустерном насосном агрегате-----		69
4.1	Обобщение результатов-----	69
4.2	Оценка влияния обратных токов на уровень вибрации-----	70
4.3	Моделирование трехмерного нестационарного течения в шнековом колесе с бандажом-----	73
4.4	Расчет без пилонов-----	79
4.5	Моделирование течения в трубе с тремя пилонами-----	83
4.6	Выводы по главе 4-----	85
Заключение-----		86
Список использованных источников-----		87

Введение

Одним из первых ученых, предложивших идею освоения ближнего космоса был Константин Эдуардович Циолковский(1857г.-1935г.). Он предложил использовать реактивную силу для межпланетных перелетов. В 1903 г. в журнале «Научное обозрение» публикуется статья К. Э. Циолковского «Исследование мировых пространств реактивными приборами». К.Э. Циолковский продолжает разрабатывать теорию реактивного движения в применении к межпланетным перелетам. Однако, ему так и не удается увидеть первый запуск ракеты в космическое пространство. Технологии еще не позволяли создавать столь сложные технические системы. Но К.Э. Циолковский смог передать свои идеи другом известному ученому, конструктору Сергею Павловичу Королеву(1907-1966). Именно С.П. Королеву удается осуществить давнюю мечту человечества «Дотянуться до звезд». Взяв на себя руководство огромным коллективом инженеров-конструкторов, расчетчиков, и простых рабочих ему удалось 4 октября 1957 года запустить первый искусственный спутник земли, а 12 апреля 1961 был произведен запуск первой в мире ракеты с человеком на борту. Этим человеком был Юрий Алексеевич Гагарин(1934г.-1968г.). Запуски ракет, проводимые С.П. Королевым, показали, что ключевым элементом ракеты является её двигатель. Глушко Валентину Петровичу, одному из главных конструкторов жидкостных ракетных двигателей (1908-1989), приписывают фразу: «Нет двигателя - и любая самая совершенная конструкция ракеты со всей ее начинкой мертва». Эта фраза В. П. Глушко подчеркивает всю важность двигательной установки, как части ракеты. Создание такой сложной технической системы, как ракетный двигатель, состоящей из множества узлов и элементов, требует огромных усилий ученых, конструкторов, расчетчиков, рабочих. Практикой доказана эффективность ЖРД для доставки полезного груза на околоземную орбиту. Наличием технических характеристик для осуществления доставки полезных грузов, как на околоземную орбиту, так и за её пределы, жидкостные ракетные двигатели обязаны, в том числе и системе подачи, которая

обеспечивает регулирование тяги двигателя. Однако, для реализации такого преимущества, как возможность регулирования тяги двигателя, необходимо обеспечить высокий уровень надежности жидкостного ракетного двигателя, который в значительной степени зависит и от условий, в которых работает система подачи компонентов топлива. Именно этот вопрос - вопрос надежности насосного агрегата является отправной точкой постановки цели и задач исследования в данной диссертационной работе.

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.

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.

Апробация работы

Основные положения диссертационной работы доложены на научно-технических конференциях:

1. Федосеев С.Ю., Тимушев С.Ф., Кузнецов А.В., Панайотти С.С.

Начало кавитации в центробежном насосе// esorump.ru'2013 Москва, МВЦ "Крокус Экспо", 30 окт. 2013 г.

2. С.Ю. Федосеев, Д.В. Клименко, С.Ф. Тимушев Определение коэффициента начальной кавитации в центробежном насосе методом вычислительного эксперимента// XII международный салон «Двигатели 2012»/ Будущее авиации за молодой Россией (18 апреля в рамках Международного салона "Двигатели-2012", Москва, ВВЦ)

3. С.Ю. Федосеев, С.Ф. Тимушев Результаты численного моделирования тональных компонент спектра пульсаций давления в шнековой ступени бустерного турбонасоса ЖРД // Вторая международная научно-техническая конференция «Динамика и виброакустика машин» Самара: СГАУ 15-17 сентября 2014г.

Материалы диссертационной работы опубликованы в 4 статьях в рецензируемых изданиях.

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.

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

Далее 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.

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.

Структура и объем диссертации

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

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.

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.

Краткое содержание работы

Первая глава – представляет собой аналитический обзор. В этой главе рассмотрены основные причины возникновения вибрации в лопастных насосах. Сложность и многообразие таких исследований обуславливает наличие в литературе большого количества экспериментальных и теоретических работ. Для удобства изложения материала глава разделена на шесть разделов.

В главе 2 приведены результаты анализа амплитудно-частотного состава возмущающих гидродинамических сил, обусловленных пульсациями давления жидкости в проточной части бустерного насосного агрегата. Результаты исследования, с учетом механизмов генерации пульсаций давления и описанием вычислительных экспериментов, последовательно изложены в четырех разделах главы.

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

В главе 4 представлены рекомендации, сформулированные на основании анализа результатов полученных в главах 2 и 3, а также предложены конструкторские решения, которые согласно результатам численного моделирования позволяют значительно снизить амплитуду пульсаций давления перед шнековым колесом насоса.

Глава 1 Вибрация в насосной технике.

1.1 Введение в проблематику.

В ракетно-космической технике для выведения полезных грузов на заданную орбиту активно используются жидкостные ракетные двигатели (ЖРД). Ведущими мировыми конструкторскими бюро непрерывно прорабатываются вопросы, связанные с созданием новых двигательных установок на жидком топливе (далее ДУ) и модернизацией уже выпускаемых конструкций. Такая работа с одной стороны направлена на снижение финансовых затрат на выведение полезного груза в космическое пространство, а с другой стороны - на разработку новых ДУ, необходимых для реализации программы межпланетных перелетов. При этом необходимо учитывать, что стоимость изготовления и подготовки ракеты к старту высока, а любой сбой в работе систем ракеты может привести как к значительным финансовым потерям, так и к рискам невыполнения сроков контрактов. Таким образом, на все ракетносители, а значит и на ракетные двигатели накладываются дополнительные требования по обеспечению высокого уровня надежности. В этих условиях инженеры-конструкторы, занимающиеся разработкой новых ракетных двигателей и модернизацией уже используемых конструкций, должны вести поиск конструктивных решений, чтобы обеспечить заданные высокие требования к надежности ДУ. В свою очередь для обеспечения заданных высоких требований к надежности двигательной установки необходимо обеспечить высокий уровень надежности всех её элементов. При этом следует отметить, что значительное влияние на надежность ДУ оказывает турбонасосный агрегат (ТНА). В двигательной установке ТНА необходим для обеспечения подачи компонентов топлива с заданным высоким давлением в камеру сгорания (КС). В процессе своей работы ТНА подвержен вибрации, которая передается другим элементам конструкции ДУ. Помимо этого, в процессе своей работы, ТНА генерирует пульсации давления, которые распространяются по топливным магистралям и

оказывают влияние на работу агрегатов автоматики и на процесс горения в КС. Все это негативно сказывается на работе ЖРД, снижая его надежность. В ведущих конструкторских бюро, занимающихся проектированием ЖРД, непрерывно проводятся исследования, направленные на выявление путей снижения уровней пульсаций давления и вибрации, генерируемых ТНА. Первоначальным этапом разработки методики анализа и снижения уровней вибрации и пульсаций давления в ТНА ЖРД является рассмотрение его конструктивных особенностей, чтобы выработать последовательность действий, необходимых для создания плана исследований. Рассмотрим принципиальную схему типичного



для отечественного ракетостроения ТНА ЖРД. Рисунок 1 Лопаточные системы ТНА ЖРД[7]

Типичный ТНА ЖРД состоит из турбины (привода), рабочее колесо которой монтируется на одном валу со шнекоцентробежными насосами, обеспечивающими подачу компонентов ракетного топлива. (В зависимости от конструкторского решения на одном валу может быть предусмотрена установка как одной шнекоцентробежной ступени, так и двух). Шнекоцентробежная ступень состоит из расположенных последовательно осевого (шнека) и центробежного рабочих колес. Пример такого ТНА приведен на рисунке 1. Как несложно заметить лопаточная система насоса (шнековое и центробежное колеса), изображенная на рисунке 1 имеет много общего по своей конструкции с лопаточными системами, применяемыми в общей промышленности. Таким образом, группа вопросов

связанных с повышенной виброактивностью и высоким уровнем пульсаций давления может рассматриваться совместно, как для насосных агрегатов системы подачи компонентов топлива, используемых в ЖРД, так и для лопастных насосов, используемых в общем машиностроении. Это обобщение позволяет провести анализ результатов исследований, полученных как для общепромышленных насосов, так и для насосов ЖРД, дать оценку текущему состоянию проблемы и выбрать актуальные направления исследований.

1.2 Классификация источников вибрации в лопастном насосе.

Изучение вопросов связанных с генерацией пульсаций давления [1,4,10,13,20,23,30,29,27,37,40,41,47,48,50,51,63] и гидродинамической и механической вибрации в насосах необходимо начать с общей классификации источников возникновения этих явлений. Такой подход дает представление об основных направлениях исследования вибрации и пульсаций давления через изучение причин их возникновения.

В литературе [34,17,19,31] выделяют две крупные группы источников вибрации. К первой принято относить такие источники вибрации, которые вызваны взаимодействием элементов проточной части насоса с рабочей жидкостью. В литературе [34] такую группу источников называют гидродинамическими источниками вибрации.

Различают такие источники гидродинамической вибрации как:

1. Кавитационные процессы
2. Возникновение обратных токов, вихреобразование и неравномерное обтекание элементов проточной части насоса
2. Пульсации давления после рабочего колеса насоса

Вторая группа - механические источники вибрации. Из общего перечня механических источников вибрации в литературе[34] чаще всего встречаются:

1. Дисбаланс ротора
2. Некомпенсированные центробежные силы
3. Работа привода насосного агрегата
4. Влияние подшипниковых опор

Исходя из отмеченного выше, правильным будет рассматривать уровень вибрационных нагрузок насосного агрегата в качестве критерия оценки его надежности и ресурса работы. Такой подход к исследованиям справедлив для большинства случаев эксплуатации общепромышленных насосов, однако, для случая насосного агрегата ЖРД такой подход не корректен. В случае с насосным агрегатом необходимо помимо оценки уровней вибрации отслеживать уровень пульсаций давления, так как пульсации давления оказывают существенное влияние на рабочий процесс всего двигателя в целом. Основываясь на предыдущем утверждении, необходимо в процессе проведения анализа литературы учитывать отдельно меры по снижению амплитуды пульсаций давления. Такой подход обеспечивает нахождение как способов снижения уровня вибрации насосов, так и методов уменьшения амплитуд пульсаций давления, что особенно важно для случая насосных агрегатов ЖРД. Что же касается самих источников вибрации, анализ научно-исследовательских работ по изучению их влияния на вибрацию в насосах необходимо проводить отдельно для каждого источника. Такой подход позволяет провести оценку существующих методов снижения вибрационной нагрузки за счет снижения воздействия конкретного источника вибрации или полной его нейтрализации.

1.3 Кавитационные процессы.

Впервые с явлением кавитации в машинах и механизмах человечество столкнулось в 1893 году, когда эскадренный миноносец английского флота «Дэринг» не смог во время испытаний достичь расчетной скорости из-за потери тяги винта. С тех пор прошло уже более ста лет, но вопросы обеспечения бескавитационной работы лопаточных машин остаются актуальными.

Анализ работ [53,57,49,33,38,39 ,43, 58, 28, 61,26] по данной теме показывает, что возникновение в проточной части насоса кавитационных каверн оказывает существенное влияние на надежность и ресурс работы насосного оборудования. Одним из наиболее разрушительных эффектов, сопровождающих кавитационные процессы в насосах, является кавитационная эрозия. Например, кавитационная эрозия может приводить к частичному разрушению рабочего колеса насоса (Рис. 2). На рабочем колесе (Рис.2) видны разрушения лопатки рабочего колеса и покрывного диска.



Рисунок 2 Центробежное колесо насоса, подвергнувшееся воздействию кавитационной эрозии [6]

Такие разрушения обусловлены мощным гидравлическим ударом, возникающим в момент схлопывания парогазовых пузырьков (иногда в литературе упоминают термин «коллапс»). Такой гидравлический удар приводит к микроскопическим разрушениям поверхностного слоя материала элементов проточной части насоса, находящихся в непосредственной близости от места схлопывания пузырьков, и постепенно вызывает разрушение и унос значительных объемов материала. Несложно заметить, что такой процесс, как кавитационная эрозия оказывает существенное влияние на надежность и ресурс работы насоса. Однако, помимо возникновения кавитационного разрушения конструктивных элементов насоса, кавитация также является источником пульсаций давления и вибрации [39].

Следует отметить, что возникновение пульсаций давления в компонентах топлива, перекачиваемых насосами системы подачи ЖРД, приводит к повышению уровней вибрации отдельных элементов ДУ и оказывает влияние на рабочий процесс в камере сгорания двигателя. Снижения энергетических характеристик, таких как напор и коэффициент полезного действия (КПД), из-за возникновения кавитации в перекачиваемой жидкости является еще одним негативным фактором, который не может оставаться без внимания в процессе проектирования и эксплуатации как насосов системы подачи ЖРД, так и насосов общепромышленного применения.

Суммируя все вышесказанное, следует отметить, что существует необходимость в обеспечении работы насосов без кавитации. Для организации такой работы насоса исследователями проведен ряд работ, [21,28] направленных на выявление условий возникновения кавитации. Так из общего перечня литературы можно выделить ряд работ, посвященных вопросам влияния состава рабочей жидкости на возникновение кавитации. В литературе выделяют три вида кавитации, которые могут возникнуть при наличии в рабочей жидкости растворенного газа:

- 1) Газовая кавитацию, которая возникает, когда статическое давление в каком-то конечном объеме жидкости, опускается до уровня, приводящего к выделению из неё газовых пузырьков.
- 2) Парогазовая кавитация возникает, когда локальное падение давления в жидкости опускается до давления насыщенных паров, что приводит к образованию пузырька, наполненного растворенным в жидкости газом и парами жидкости.
- 3) Паровая кавитация возникает в тех случаях, когда локальное падение давления оказывается ниже давления насыщенных паров жидкости.

Такая классификация позволяет сделать вывод о том, что момент возникновения газовых или паровых пузырьков зависит от наличия или отсутствия газа, растворенного в перекачиваемой насосом жидкости. Если в жидкости присутствует растворенный газ, то возникновение кавитационных каверн начинается при более высоких кавитационных запасах, чем в случае, когда растворенного газа в жидкости нет. Следовательно, проведение мероприятий по снижению концентрации растворенного в жидкости газа, перед подачей в насос способствует повышению антикавитационных качеств системы подачи и снижению вибрации.

Помимо растворенного газа на возникновение кавитации оказывает влияние наличие или отсутствие в жидкости взвеси твердых частиц. Так в литературе упоминается влияние твердых частиц, как «ядер кавитации». Образование пузырька пара или газа вокруг такого «ядра» идет значительно интенсивнее, чем в незагрязненной твердыми частицами жидкости. Таким образом, снижение уровня загрязненности жидкости твердыми частицами также способствует повышению антикавитационных качеств системы подачи.

Как известно, появление кавитации в насосе определяется располагаемым кавитационным запасом. Величина кавитационного запаса рассчитывается по формуле (1) [35].

$$\Delta h = \frac{P_{вх} - P_s}{\rho g} + \frac{C^2}{2g} \quad (1)$$

Где $P_{вх}$ - давление на входе в насос; P_s –давление насыщенных паров жидкости перекачиваемой насосом; ρ - плотность перекачиваемой насосом жидкости; C - величина абсолютной скорости вблизи рабочего колеса насоса; g - ускорение свободного падения.

Применение такого параметра, как кавитационный запас, позволяет получить необходимую величину входного давления и, таким образом принять решение о необходимости внесения дополнительных изменений в конструкцию насоса. Допустимый кавитационный запас используется для оценки кавитационных качеств насоса, как в теоретических, так и в экспериментальных исследованиях. В работах [3,53,57] теоретическая и экспериментальная оценки кавитационных качеств насоса основаны на определении величины кавитационного запаса. В работе [57] рассматриваются результаты численного моделирования трехмерных нестационарных течений возникающих на входе в центробежное колесо насоса. Следует отметить, что впервые при численном моделировании возникновения кавитации в центробежном насосе использован программный комплекс FlowVision при специальной обработке результатов расчета. Встроенные в программный комплекс математические модели [8] позволяют построить необходимую систему уравнений для большинства задач гидродинамики насосных систем.

Результаты экспериментальных исследований кавитационных качеств центробежных колес, для которых проводилось численное моделирование, изложены в работе[3]. В работах [3,57] решалась задача по определению величины входного давления, при которой начинаются кавитационные процессы. При этом учитывался расход относительно номинального, и фиксировалось место возникновения каверн. Сравнение результатов расчета и эксперимента показало, что предлагаемая в работе [57] методика может быть использована при проведении оценки кавитационных качеств центробежных колес. В качестве

примера для демонстрации эффективности такой методики оценки на рисунке 3 приведены графики, полученные экспериментальным и расчетным путем в работах [3,57].

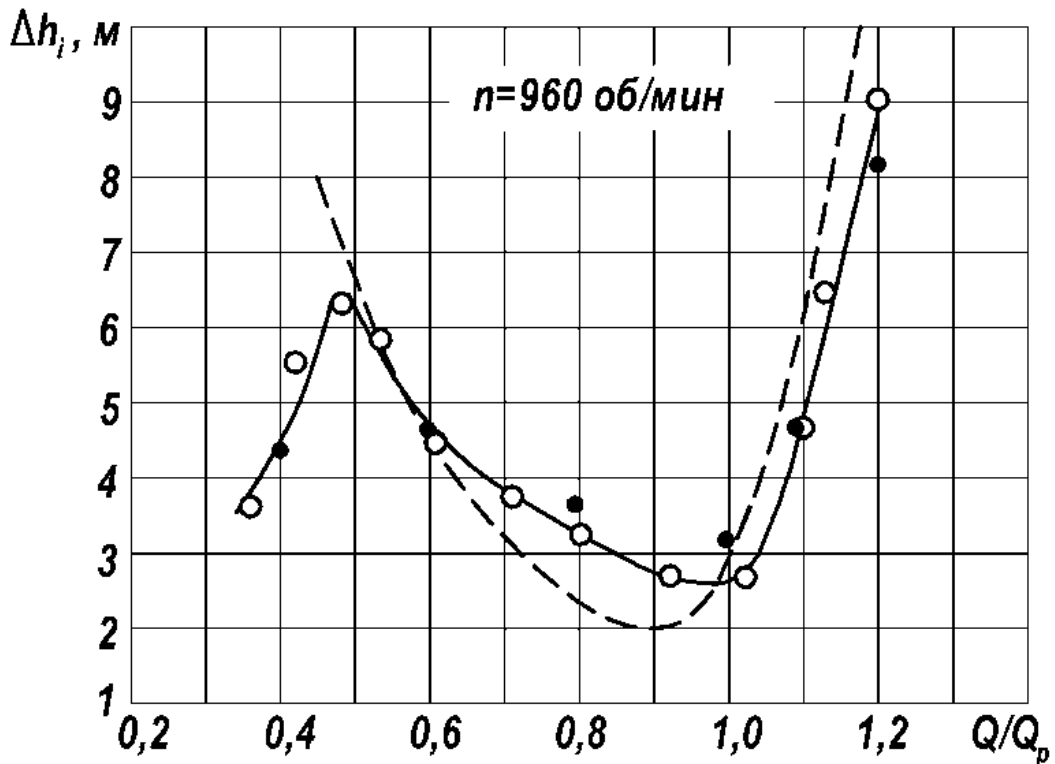


Рисунок 3 Зависимость кавитационного запаса от расхода[57]

○ — эксперимент; ● — расчет по FlowVision; — — — — расчет по формулам

Изложенная в работе [57] методика позволяет проводить оценку кавитационных качеств насосов еще на этапе его проектирования и определять для них необходимую величину входного давления.

Что касается ракетных двигателей, то насосные агрегаты ЖРД, часто работают в условиях скрытой или развитой кавитации. Поэтому в качестве итога по вопросам связанным с кавитацией, как источника вибраций и пульсаций давления следует отметить, что всегда необходимо стараться обеспечивать работу насосов системы подачи ЖРД без кавитации, для этого необходимо использовать

уже имеющиеся наработки, приведенные в научно-исследовательских работах и разрабатывать новые методики, опираясь на возможности современной вычислительной техники. В свете задач по созданию ЖРД многократного применения необходимо внедрять методы проектирования, обеспечивающие снижение кавитационной эрозии, то есть обеспечивать бескавитационную работу насосов или снижать кавитационное повреждение элементов проточной части при работе в режиме скрытой кавитации.

1.4 Возникновение обратных токов, вихреобразование и неравномерное обтекание элементов проточной части насоса.

В процессе проектирования и эксплуатации насосов часто фиксировалось возникновение в их проточной части сложных вихревых течений. Природа таких течений, как и причины, их возникновения, могут быть разными. Основываясь на анализе литературы[62] можно выделить в качестве причин возникновения вихревых течений:

- Отрывы потока жидкости при обтекании элементов проточной части насоса.
- Перетекание жидкости через зазоры из зоны высокого давления в зону низкого давления.
- Взаимодействие ротора насоса с его статором.
- Закрутка потока на входе в рабочее колесо насоса.
- Работа насосов на режимах сильно отличающихся от номинального.

Следует отметить, что возникновение вихревых структур течения часто сопровождается значительными потерями полного давления в перекачиваемой жидкости, повышенными уровнями пульсаций давления, локальным падением статического давления и вибрацией элементов конструкции корпуса насоса. Именно поэтому возникла необходимость в проведении дополнительных

исследований направленных на выявление путей снижения неоднородности в потоке рабочей жидкости. Такие исследования проводятся как для общепромышленных насосов, так и для насосов системы подачи авиационных двигателей [15] и ЖРД.

Существующие методики борьбы со сложными вихревыми структурами течения чаще всего состоят из нескольких этапов:

-Проведение натурного или численного эксперимента для выявления неоднородностей в перекачиваемой насосом жидкости.

-Определение источников или причин возникновения вихревых течений в жидкости.

-Проработка изменений, которые необходимо внести в конструкцию насоса для обеспечения однородности потока рабочей жидкости.

-Проведение дополнительных экспериментальных или численных исследований для оценки эффективности предложенных конструктивных решений.

Такой подход позволяет выработать рекомендации по выравниванию потока жидкости в проточной части насоса, а именно, предотвращению возникновения в нем вихревых структур и неоднородностей полей скоростей и давлений. Примером работы, в которой наглядно продемонстрирован подход к вопросу снижения уровня неоднородности потока может служить[15].

В работе[15], рассматривается случай возникновения сложных вихревых структур на входе в осевую ступень (шнек) насосного агрегата системы подачи авиационного двигателя. Исследователями проведена работа [15] по выявлению причин возникновения неоднородности потока на входе в насос. И такой источник был найден. В конструкциях насосных агрегатов, подобных рассматриваемой в работе[15], на входе в насос устанавливается направляющий аппарат, для снижения закрутки потока перед шнековым колесом. Однако, вместо

выполнения своей основной функции, направляющий аппарат насоса, создавал условия для возникновения сложных вихревых структур. Такие вихревые структуры являлись источниками пульсаций давления, были причиной возникновения высоких уровней вибрации и даже могли оказывать влияние на рабочий процесс в камере сгорания авиационного двигателя. Это послужило причиной, по которой исследователи в работе [15] предприняли попытку снизить уровень неоднородности потока на входе в рабочее колесо насоса. Для этого исследователи предложили изменить конструкцию лопаточной системы на входе в насосный агрегат и таким образом предотвратить возникновение неоднородностей в потоке, и тем самым снизить уровень пульсаций давления. В работе исследователи оценивают возможность установки «экрана» состоящего из участка перфорированной трубы с фланцем, в который помещена лопаточная решетка с количеством лопаток большим, чем в направляющем аппарате исходной конструкции. На рисунке 4 приведен разработанный исследователями участок трубопровода.



Рисунок 4 Участок трубопровода с перфорацией
и направляющим аппаратом[15]

Как можно судить по результатам экспериментальных исследований, благодаря применению такой конструкции, удалось снизить общую

неоднородность потока на входе в насос и обеспечить значительное снижение величин пульсаций давления и вибрации.

В целом, выполненный обзор показывает, что не существует единой методики снижения уровней неоднородности потока и способов предотвращения возникновения вихревых структур в перекачиваемой насосом жидкости. Однако, при детальном изучении конструкции насоса, а так же структуры течения рабочей жидкости, существуют способы борьбы с возникновением нежелательной неоднородности потока в насосе. Относительно работы [15] следует отметить, что подобный подход мог бы применяться и для осевых ступеней насосных агрегатов ЖРД, в которых может возникнуть похожая проблема.

1.5 Пульсации давления, генерируемые рабочим колесом насоса.

Если проводить измерения в произвольной неподвижной точке, расположенной за рабочим колесом насоса, то при обработке сигнала всегда можно обнаружить пульсации давления на частоте кратной числу лопаток. Такую частоту пульсаций давления в литературе обычно называют частотой пульсаций давления на лопаточной частоте или частотой следования лопаток (ЧСЛ). Физический процесс возникновения пульсаций давления ЧСЛ связан с конечным числом лопаток, передающих энергию от рабочего колеса насоса к рабочей жидкости. При этом пульсации давления на лопаточной частоте оказывают на насос такое же негативное влияние, как и любые другие пульсации давления. Именно поэтому, возникает необходимость в исследованиях [52,44,25,18,55,22,42,64,21,36], направленных на разработку способов борьбы с пульсациями давления на лопаточной частоте. Однако, в отличие от большинства других причин возникновения пульсаций давления, с пульсациями давления на частоте следования лопаток бороться особенно трудно, так как они прямо связаны с процессом повышения полного давления жидкости и с конечным числом лопаток рабочего колеса. Таким образом, необходимо разрабатывать такие

конструкции насосов, которые обеспечивают низкие уровни пульсаций давления на частоте следования лопаток, не снижая энергетические характеристики насоса, а именно напор и КПД. Обычно решить проблему высоких уровней пульсаций давления на лопаточных частотах стараются с помощью применения многоярусных колес или, реже, за счет применения боковой улитки, устанавливаемой за рабочим колесом насоса, а также оптимизации чисел лопаток рабочего колеса и направляющего аппарата. Но существуют и другие пути снижения амплитуд пульсаций давления. Например, в работе [11] предлагается устанавливать лопаточную решетку над осевым рабочим колесом насоса. Получившуюся конструкцию в работе [11] авторы называют осевихревой ступенью. Такая осевихревая ступень (Рис. 5) согласно результатам теоретических и экспериментальных исследований [11] зарекомендовала себя, как конструкция, которая обеспечивает снижение пульсаций давления в насосе и давления в литературе обычно называют частотой пульсаций давления на лопаточной частоте или частотой следования лопаток (ЧСЛ). Физический процесс возникновения пульсаций давления ЧСЛ связан с конечным числом лопаток, передающих энергию от рабочего колеса насоса к рабочей жидкости. При этом пульсации давления на лопаточной частоте оказывают на насос такое же негативное влияние, как и любые другие пульсации давления. Именно поэтому, возникает необходимость в исследованиях [52,44,25,18,55,22,42,64,21,36], направленных на разработку способов борьбы с пульсациями давления на лопаточной частоте. Однако, в отличие от большинства других причин возникновения пульсаций давления, с пульсациями давления на частоте следования лопаток бороться особенно трудно, так как они прямо связаны с процессом повышения полного давления жидкости и с конечным числом лопаток рабочего колеса. Таким образом, необходимо разрабатывать такие конструкции насосов, которые обеспечивают низкие уровни пульсаций давления на частоте следования лопаток, не снижая энергетические характеристики насоса, а именно напор и КПД. Обычно решить проблему высоких уровней пульсаций давления на лопаточных частотах стараются с помощью применения многоярусных колес или,

реже, за счет применения боковой улитки, устанавливаемой за рабочим колесом насоса, а также оптимизации чисел лопаток рабочего колеса и направляющего аппарата. Однако, применение в системе подачи ЖРД осевихревой ступени [11] (Рис. 5) согласно результатам теоретических и экспериментальных исследований, позволяет создать принципиально новую конструкцию насосов,



Рисунок 5 Осевихревая ступень
(высокие кавитационные качества насоса).

с высоким кавитационным запасом и низким уровнем пульсаций давления рабочей жидкости.

Рассмотренный выше вопрос о способах борьбы с вибрацией, возникающей за рабочим колесом насоса, говорит о необходимости, еще на этапе проектирования насосного агрегата, учитывать возникающие в нем пульсации давления на частоте следования лопаток.

1.6 Механические источники вибрации.

Анализ литературы [34, 16, 14, 32] показывает, что наличие в насосе механических источников вибрации напрямую зависит от уровня технологического развития и культуры производства. Условно в литературе выделяют две группы причин возникновения механических источников вибрации. Первая группа - технологические неточности в процессе производства насосной техники. К этой группе можно отнести такие вопросы как: неуравновешенность вращающихся деталей ротора, износ подшипников, переменная жесткость вала, ударные силы, возникающие при взаимодействии элементов трения и т.д. Общий обзор источников относящихся к этой группе можно найти в работе [34]. Также в работе [34] рассматриваются пути снижения вибрации от источников, относящихся к первой группе. Так в качестве мероприятий по борьбе с механическими источниками вибрации предлагается:

- обеспечивать как статическую, так и динамическую балансировку ротора;
- добиваться повышенной точности изготовления деталей ротора.

К этому списку следует добавить отдельным пунктом и повышение точности и качества изготовления подшипников. Как следует из работы [16], подшипники оказывают существенное влияние на вибрацию всего агрегата, а надежность и ресурс работы насосов напрямую зависят от степени износа подшипниковых опор.

Вторая группа причин, вызывающих повышенную вибрацию насосных агрегатов, связана с работой привода. К этой группе источников относятся все проблемы, связанные с влиянием работы привода на динамическую нагрузку всех остальных элементов насоса. Так, например, в работе [16] решается задача по созданию насосного агрегата с пониженной вибрацией. При этом исследователи обращают особое внимание на вопрос влияния привода на вибрационные характеристики насоса. Основываясь на результатах исследований, в работе [16] сделано предположение о необходимости провести отстройку по частоте

вращения ротора от частоты, соответствующей собственным формам колебаний элементов конструкции насоса. Такую отстройку предложено проводить за счет замены электродвигателя на двигатель с другой частотой вращения и повышенным массовым моментом инерции. Как результат, для исследуемого насосного агрегата в работе [16] удалось снизить центробежные силы от динамической неуравновешенности двигателя. Таким образом, можно сделать вывод о том, что при подборе привода двигателя необходимо учитывать собственные частоты колебаний элементов конструкции насоса, во избежание эффекта резонанса.

Наиболее перспективным путем снижения вибрации, из выше предложенных, на данный момент является путь, направленный на совершенствование конструкции насоса с учетом повышенных требований к его уровню вибрации. Так же важно разрабатывать и совершенствовать методики оценки уровня вибрации насоса еще на этапе проектирования.

1.7 Постановка задач диссертационной работы

Рассмотренные в аналитическом обзоре литературы случаи возникновения повышенного уровня вибрации насосного оборудования обусловлены двумя группами источников вибрации, механическими и гидродинамическими. Возникновение вибрации, обусловленной механическими источниками, в значительной степени зависит от культуры производства, подбора материалов и комплектующих, проведения своевременной диагностики конкретного изделия. В процессе проектирования влияние таких источников вибрации затруднительно учесть при создании инженерной методики, которой мог бы пользоваться конструктор при разработке новой конструкции насоса. С источниками вибрации гидродинамического происхождения ситуация обстоит иначе. Такие источники вибрации характерны для всех видов лопастных насосов, что дает возможность создания алгоритма расчета уровня вибрации, вызванной гидродинамическими

процессами. Разработку такого алгоритма удобно проводить в привязке к конкретной конструкции насоса, чтобы оценить результаты численного моделирования экспериментальными данными.

В качестве объекта исследований выбран бустерный насосный агрегат системы подачи ЖРД первой ступени ракетносителя, который применяется для повышения давления окислителя перед основным насосом. Такой выбор обусловлен с одной стороны направленностью исследования на изучение гидродинамической вибрации насосов ЖРД, имеющих повышенные требования к надежности, с другой стороны – относительной простотой конструкции корпуса бустерного насоса в сравнении с основными насосами ТНА.

Исследование насоса предложено провести в три этапа:

- 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.

Такой подход к исследованию выявляет механизмы возникновения пульсаций давления как источников гидродинамической вибрации и дает рекомендации по снижению вибрационных нагрузок на элементы конструкции исследуемого насосного агрегата.

Глава 2 Определение амплитудно-частотных характеристик гидродинамических сил, возбуждающих механические колебания элементов конструкции исследуемого насоса.

2.1 Постановка задачи вычислительного эксперимента.

Оценку вибрационных нагрузок исследуемого бустерного насосного агрегата следует начинать с анализа структуры течения рабочей жидкости. В качестве основного допущения принято, что для анализа трехмерного нестационарного течения в бустерном насосном агрегате используется модель однофазной несжимаемой жидкости.

Это допущение взято на основе известных экспериментальных данных [45,46], которые показывают, что на начальной и скрытой (до первого критического режима) стадии кавитации, снижение кавитационного запаса не влияет на амплитуду пульсаций давления ЧСЛ и других тональных компонент спектра пульсаций давления. Стохастические возмущающие силы, связанные со схлопыванием кавитационных пузырьков вызывают широкополосную вибрацию в зоне высоких частот (5 кГц и выше). Экспериментальные данные показывают [52], что основная роль в возбуждении гидродинамической вибрации корпуса на тональных частотах принадлежит псевдозвуковым пульсациям давления, связанным с нестационарной гидродинамической нагрузкой элементов проточной части статора насоса. Псевдозвуковые пульсации давления, вызванные нагрузкой рабочих лопаток и крупномасштабными вихревыми структурами на входе в рабочее колесо, могут быть корректно смоделированы с использованием современных методов численного анализа.

Применение такого подхода к задаче по определению вибрационных нагрузок исследуемого насоса позволяет выявить места приложения и величины гидродинамических сил, возбуждающих механические колебания элементов конструкции корпуса насоса. При проведении анализа структуры потока рабочей

жидкости предлагается применять средства вычислительной гидродинамики. Такой подход существенно сокращает объем работ, связанных с определением структуры течения рабочей жидкости в насосе и, благодаря широким возможностям по визуализации течения, позволяет представить наглядно вихревые структуры. Из общего перечня программ и приложений для проведения вычислительного эксперимента выбран программный комплекс FlowVision, который широко применяется для моделирования трехмерных нестационарных течений в насосах разных конструкций [57,24,54].

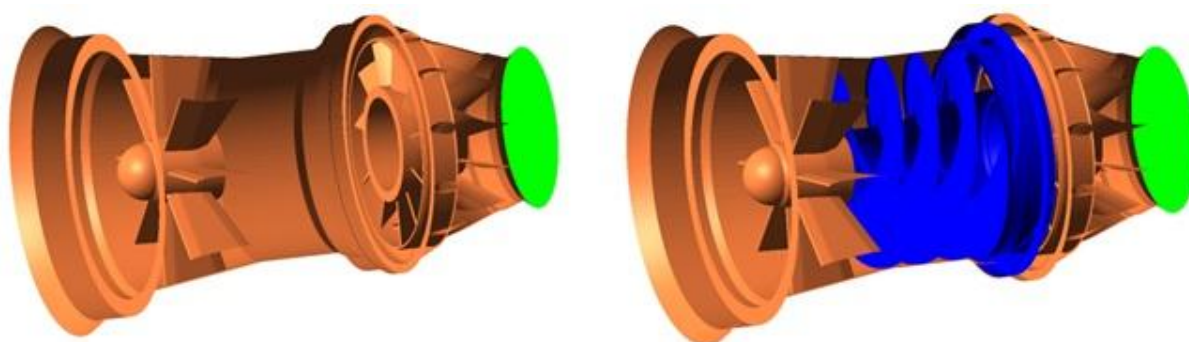


Рисунок 6 Расчетная область (с ротором и без)

Предлагаемая методика проведения вычислительного эксперимента в ПО FlowVision предусматривает разработку геометрической модели, состоящей из отдельных структурных подобластей (геометрических моделей) – ротора и статора насоса. На рисунке 6 представлена геометрическая модель статора насоса, включающая в себя восемь пилонов на входе и одиннадцать лопаток направляющего аппарата на выходе. На рисунке 6 представлена геометрическая модель статора насоса, совмещенная с геометрической моделью ротора (шнековое колесо переменного шага с тремя лопатками с прикрепленным к нему диском, имитирующим лопаточную решетку турбины). В разработанной геометрической модели отсутствует колесо турбины, которое заменено диском. Такое упрощение сделано с учетом принятого допущения ограничиться моделированием течения однофазной жидкости (приводом бустерного насоса является газовая турбина).

Разработанная геометрическая модель (Рис. 6) дает возможность использовать метод расчета «подвижное тело», обеспечивающий моделирование вращения ротора насоса с заданной частотой 5720 об/мин.

В программном комплексе FlowVision предусмотрена возможность постановки граничных условий на граничных поверхностях, что позволяет задавать параметры потока на входе и на выходе из насоса. Так, на поверхности, соответствующей входному сечению, задано давление, равное одной атмосфере (101000Па), а на выходе, вектором скорости, нормальным к поверхности выходного сечения, задан расход воды равный - 324 кг/с. В расчете для всех поверхностей, ограничивающих проточную часть насоса, принято граничное условие «стенка» моделирующее логарифмический профиль изменения компоненты скорости, касательной к стенке. Таким образом учитываются потери, связанные с вязким трением рабочей жидкости при обтекании элементов проточной части насоса. Таким образом моделирование проводится для номинального режима работы насоса при модельных испытаниях на воде.

Моделируемое течение в насосе является турбулентным. К осредненному по Рейнольдсу уравнению Навье-Стокса и уравнению неразрывности добавляется к-ε модель турбулентности [8]. Эта модель турбулентности неоднократно применялась к решению задач моделирования трехмерных нестационарных течений в насосах и хорошо себя зарекомендовала. Ниже приведено уравнение (2), Навье-Стокса, а также уравнения для кинетической энергии турбулентности k и скорости диссипации ε, которыми в расчет вводится к-ε модель [8]:

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

$$\nabla V = 0 \quad (2)$$

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

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

Где t - время, p - давление, 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).

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

Наряду с выбором уравнений расчетной модели и постановкой граничных условий, необходимых для проведения численного моделирования, существует задача построения расчетной сетки. Особенности алгоритма применяемого для расчета течений в программном комплексе FlowVision, предполагают построение расчетной сетки, за счет которой выделяется набор конечных объемов (ячеек) [8] в рассматриваемом потоке жидкости. При этом существует зависимость точности моделирования от структуры построенной расчетной сетки. Для обеспечения высокой точности моделирования необходимо учитывать геометрические особенности проточной части и возможную структуру течения. Так для исследуемого бустерного насосного агрегата необходимо обеспечить построение

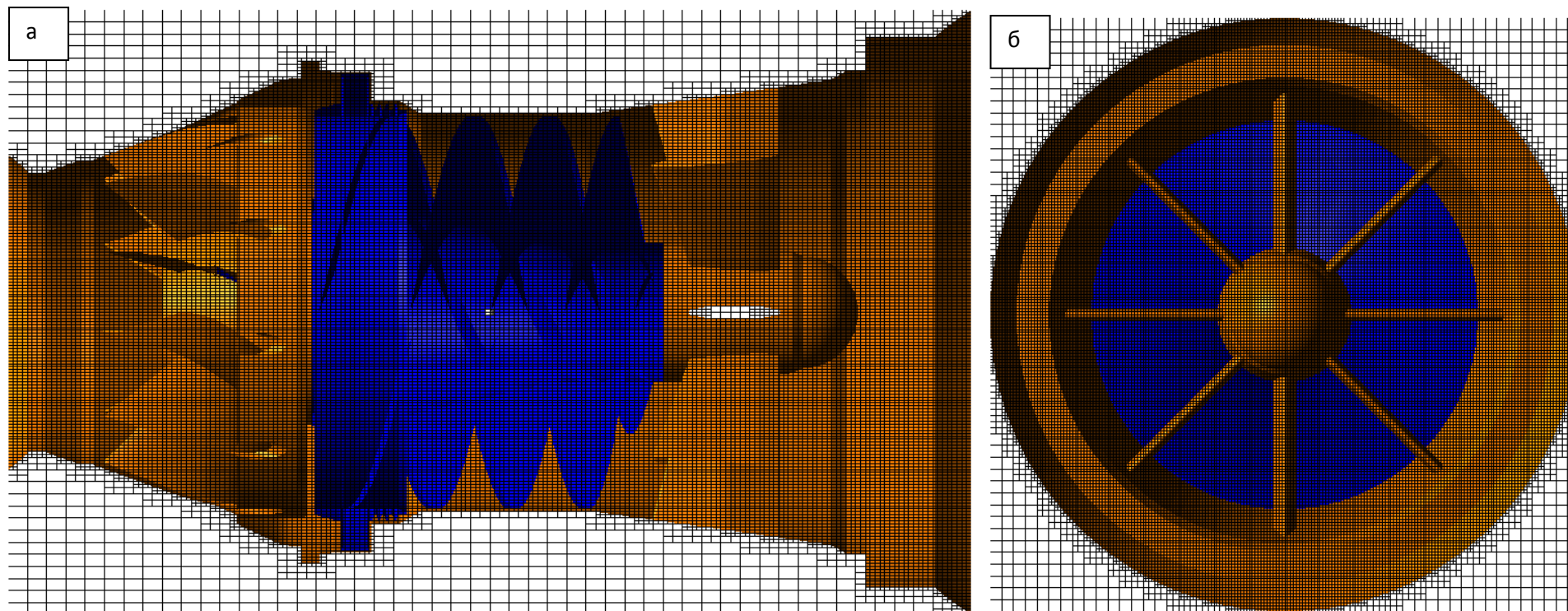


Рисунок 7 Расчетная сетка

такой расчетной сетки, которая позволяет провести расчет течения в зазоре между корпусом насоса и его рабочим колесом. Построение расчетной сетки в радиальном зазоре осуществляется с помощью адаптации [8] начальной прямоугольной сетки. В местах пересечения начальной сетки с граничными поверхностями, ячейки сетки делятся на восемь одинаковых мелких ячеек (адаптация первого уровня). Такой процесс может проводиться несколько раз для достижения приемлемой густоты сетки в зоне возможных высоких

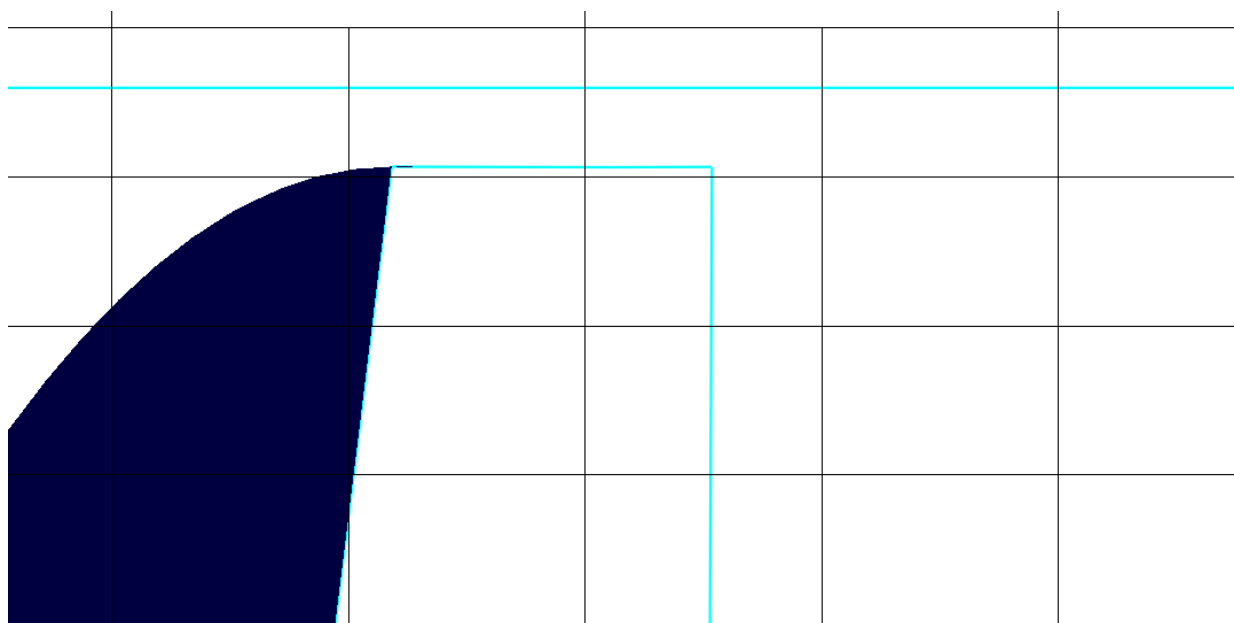


Рисунок 8 Расчетная сетка в радиальном зазоре между корпусом и рабочим колесом насоса.

деформаций линий тока и градиентов параметров течения. Полученная в результате ряда адаптаций расчетная сетка в зазоре между корпусом насоса и его шнековым колесом представлена на рисунке 8, а общая расчетная сетка для всего насоса приведена на рисунках 7а и 7б.

Полученные конечные объемы имеют форму параллелепипеда, за исключением тех, которые пересекаются рабочими элементами проточной части насоса. Для них применяется функция подсеточного разрешения, и эти элементы имеют форму пространственного многоугольника. Такой подход учитывает геометрические особенности элементов проточной части насоса.

С учетом адаптации расчетной сетки в зазоре и вблизи поверхностей лопаточных решеток, общее число конечных объемов (ячеек сетки), для которых производился расчет, составляет более 1.4 млн. шт. Построение расчетной сетки является завершающим этапом подготовки вычислительного эксперимента, за которым следует непосредственный расчет.

Проведение расчета нестационарных течений требует выбора ряда критериев и признаков, необходимых для оценки момента установления квазистационарного течения в насосе [8], анализ структуры которого необходимо проводить при определении гидродинамических возмущающих сил. Помимо стандартных критериев [12], используемых в подобных расчетах, введена дополнительно величина напора и характер её изменения (3).

$$H = \frac{P_{02} - P_{01}}{\rho} \quad (4)$$

Где H - напор насоса; P_{01} - полное давление на входе в насос; P_{02} - полное давление на выходе из насоса; ρ - плотность перекачиваемой насосом жидкости;

Такой подход позволил провести быстрое сравнение результатов численного моделирования и эксперимента и избежать ошибки при постановке граничных условий. Для моделируемого режима работы полученный по результатам расчета напор насоса составляет – 79.8 м. (среднее значение). Экспериментальные измерения, проведенные при модельных испытаниях насоса показывают, что его напор составляет приблизительно 83 м (среднее значение). Некоторое расхождение по напору, очевидно вызвано гидравлическими потерями, возникшими как результат повышенного вихреобразования в зоне диска имитирующего ротор турбины. Таким образом, можно сказать, что насос вышел на квазистационарный режим и граничные условия заданы корректно.

2.2 Результаты вычислительных экспериментов.

Для квазистационарного (колебательного) течения в процессе расчета ведется запись пульсаций давления в точках (Рис. 9), расположенных в расчетной области. Записанные в точках 1,3,4,5,6 данные о пульсациях давления необходимы для определения величины возмущающей силы действующей на корпус насоса. Данные, записанные в точке 2, позволяют оценить величину пульсаций давления за рабочим колесом. Дополнительно, для оценки влияния взаимодействия ротора и статора насоса, пульсации давления фиксируются на выходе насоса в точке 7. Расчетные сигналы пульсаций давления [56] обработаны с помощью программы спектрального анализа, чтобы определить механизм возникновения пульсаций давления в исследуемом насосе. Для построения спектральных диаграмм использовалась программа, разработанная на кафедре №202 МАИ на основе алгоритма быстрого преобразования Фурье (БПФ). Наиболее важные результаты, дающие представление о пульсациях давления в рассматриваемых точках проточной части насоса, приведены ниже.

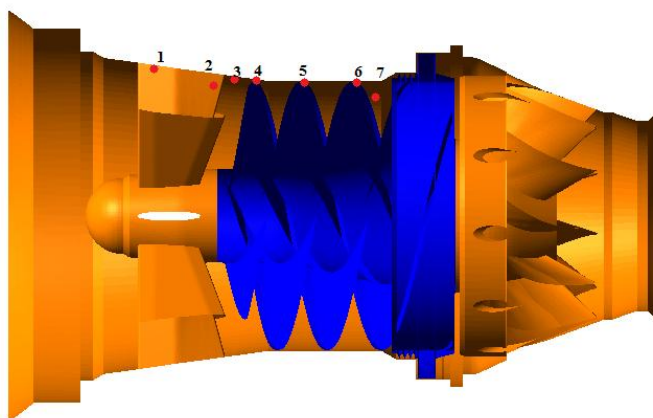


Рисунок 9 Схема расположения точек фиксации пульсаций давления

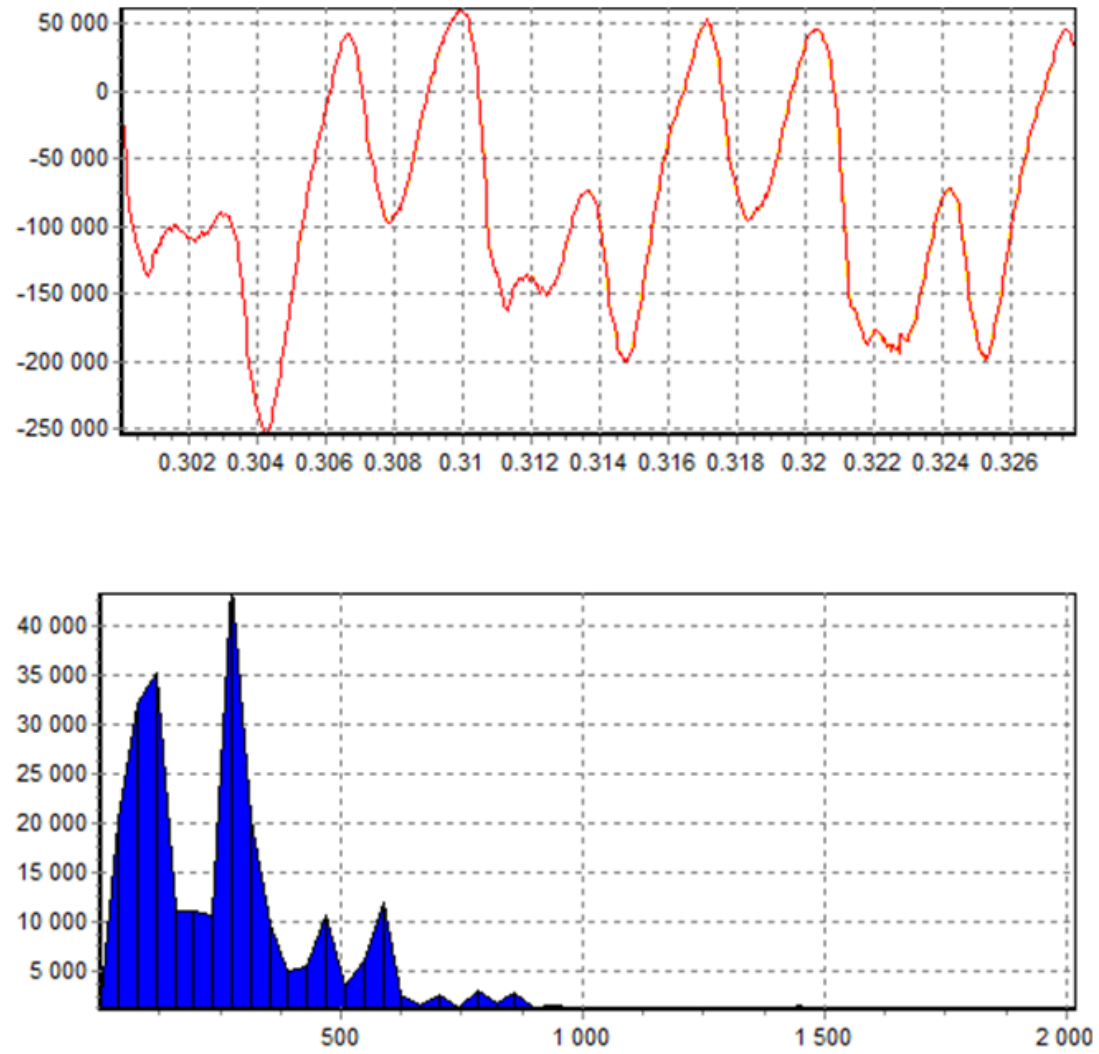


Рисунок 10 График и спектральная диаграмма пульсаций давления в точке 2

В точке 2, на входе в шнековое колесо насоса, зафиксированные данные обнаруживают пульсации давления на частоте следования лопаток (273 Гц.) и на роторной частоте(95 Гц.). Анализ построенного графика изменения статического давления в зависимости от времени и соответствующего ему спектра (Рис. 10), выявляет механизм возникновения пульсаций давления.

Согласно расчетным данным, пульсации давления на лопаточной и роторной частоте обусловлены двумя процессами – гидродинамическим взаимодействием лопаточной решетки статора насоса с ротором и перетеканием жидкости через зазор между рабочим колесом и корпусом насоса. Два этих процесса создают сложную вихревую структуру течения и образуют такое поле давления, в котором имеют место пульсации давления, как на роторной частоте, так и на частоте следования лопаток.

Для оценки состоятельности этой гипотезы проведен ряд дополнительных вычислительных экспериментов, в ходе которых определялось влияние перетекания жидкости через радиальный зазор между корпусом насоса и его рабочим колесом, а также входных пилонов – на пульсации давления на роторной частоте.

Для вычислительного эксперимента, целью которого является изучение влияния пилонов на возникновение пульсаций давления на роторной частоте и на частоте следования лопаток разработана геометрическая модель,

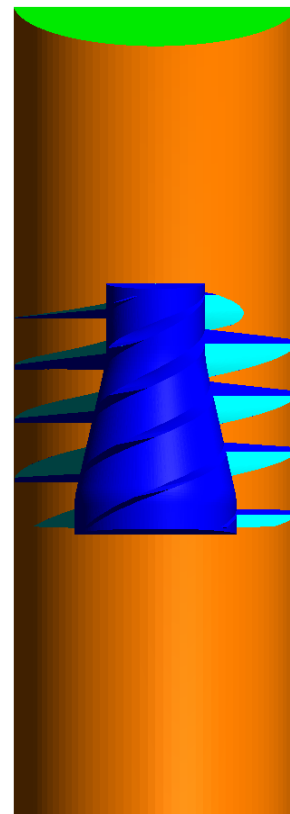


Рисунок 11 Шнековое колесо в трубе с зазором

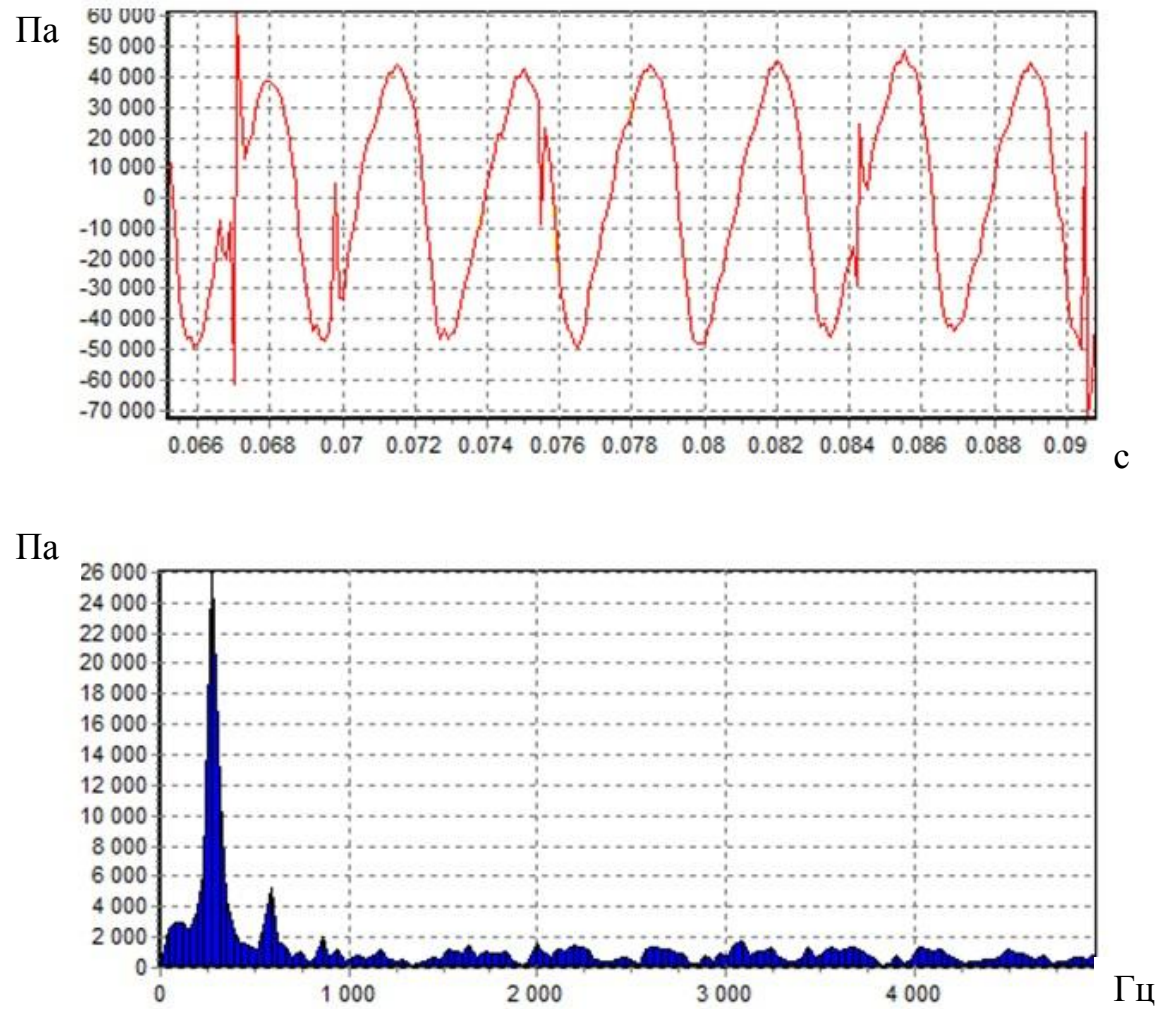


Рисунок 12 График и спектральная диаграмма пульсаций давления перед шнековым колесом для случая "шнек в трубе с зазором"

состоящая из шнекового колеса и участка трубы. Геометрическая модель шнекового колеса вставлена в трубу (Рис. 11), как «подвижное тело», и для него задана частота вращения, равная 5720 об/мин. В геометрической модели предусмотрен радиальный зазор, аналогичный радиальному зазору, принятому в конструкции исследуемого бустерного насосного агрегата. Граничные условия, принимаемые в вычислительном эксперименте, аналогичны тем, которые выбраны для задачи моделирования нестационарного течения рабочей жидкости для насоса в основном вычислительном эксперименте. Такой подход позволяет учесть в упрощенной геометрической модели влияние радиального зазора на пульсации давления, но при этом исключить влияние пилонов, которые в насосе установлены перед шнековым колесом. Полученные результаты оцениваются по данным о пульсациях давления, которые фиксируются в точке, расположенной перед рабочим колесом насоса. Благодаря анализу спектра (Рис. 12), удалось выявить ярко выраженные пульсации давления на частоте следования лопаток. Пульсации давления на других частотах на фоне пульсаций давления на частоте следования лопаток незначительны. Таким образом, можно сделать вывод о том, что вторичное течение, возникающее в радиальном зазоре между корпусом насоса и шнековым колесом, оказывает влияние на генерацию пульсаций давления на частоте следования лопаток.

Другой вычислительный эксперимент проведен для оценки влияния пилонов, установленных на входе в шнековое колесо насоса, на генерацию пульсаций давления. В разработанной геометрической модели (Рис. 13) отсутствует радиальный зазор между шнековым колесом и стенкой трубы, что исключает возникновение вторичных течений. Данная модель проверяет влияние пилонов на пульсации давления. Отсутствие радиального зазора позволяет построить геометрическую модель для расчета таким образом, что становится возможным использование метода «скользящих поверхностей» [8].

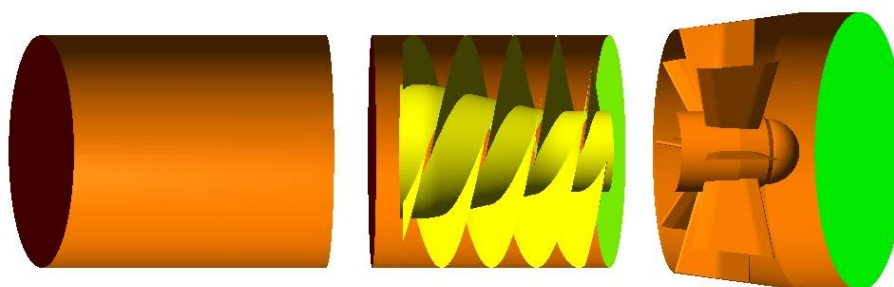
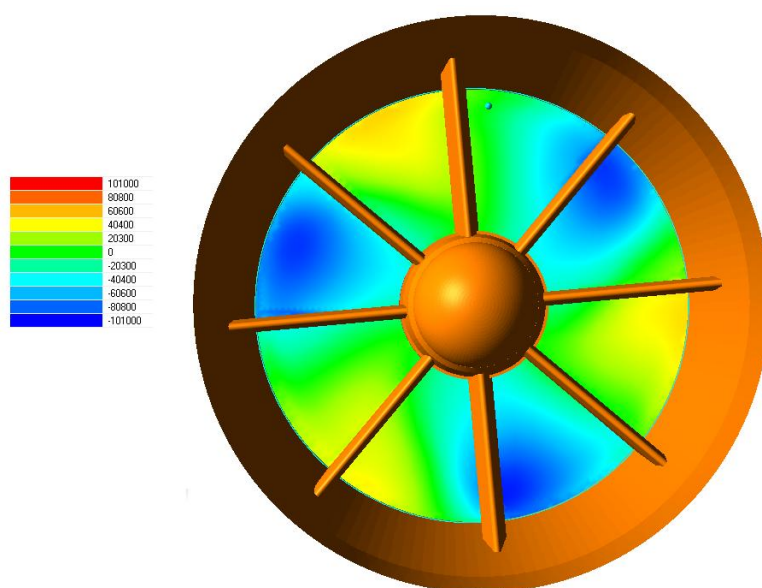


Рисунок 13 Геометрическая модель "шнек в трубе без зазора"

Расчетная модель исследуемой проточной части (Рис. 13) разделяется на три подобласти. Благодаря граничному условию «скользящая поверхность» на входной и выходной границе подобласти ротора, можно учесть в расчете вращение ротора с частотой 5720 об/мин относительно неподвижных подобластей статора. Граничные условия в расчете приняты аналогично предыдущим вычислительным экспериментам.

По результатам вычислительного эксперимента обнаружены вращающиеся зоны пониженного статического давления, возникающие в результате взаимодействия между шнековым колесом и пилонами (Рис. 14). Наличие таких вращающихся зон вызывает пульсации давления, на частоте



следования лопаток, что отчетливо видно на спектральной диаграмме рисунок 15. Важный результат получен в точке расположенной на выходе из шнекового колеса насоса (Точка 7),

Рисунок 14 Поле статического давления в каналах между пилонами

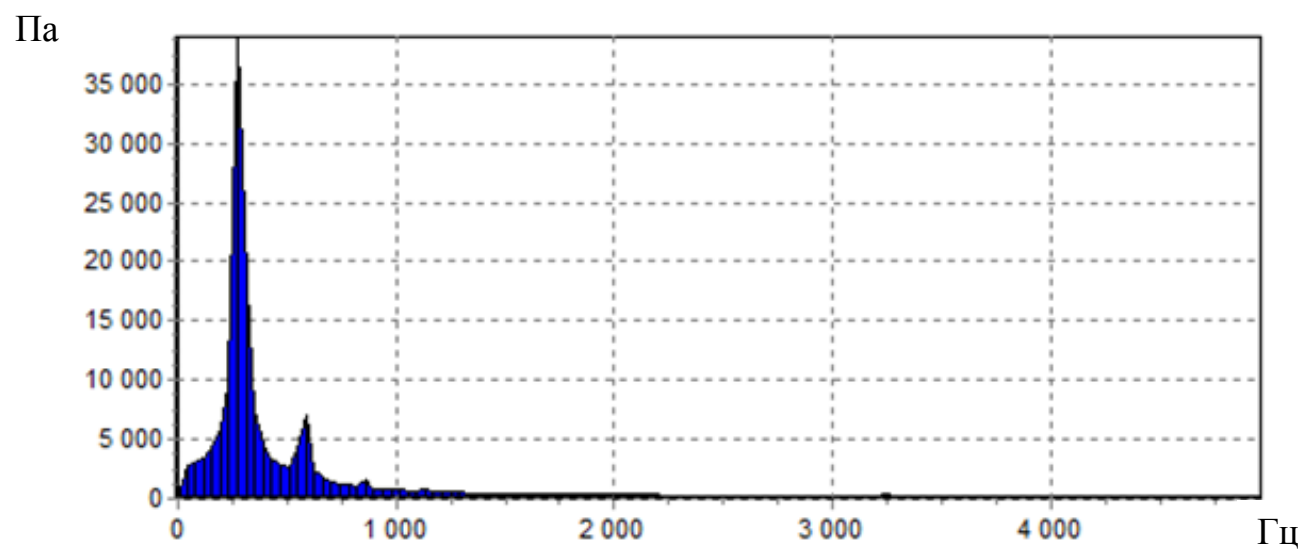
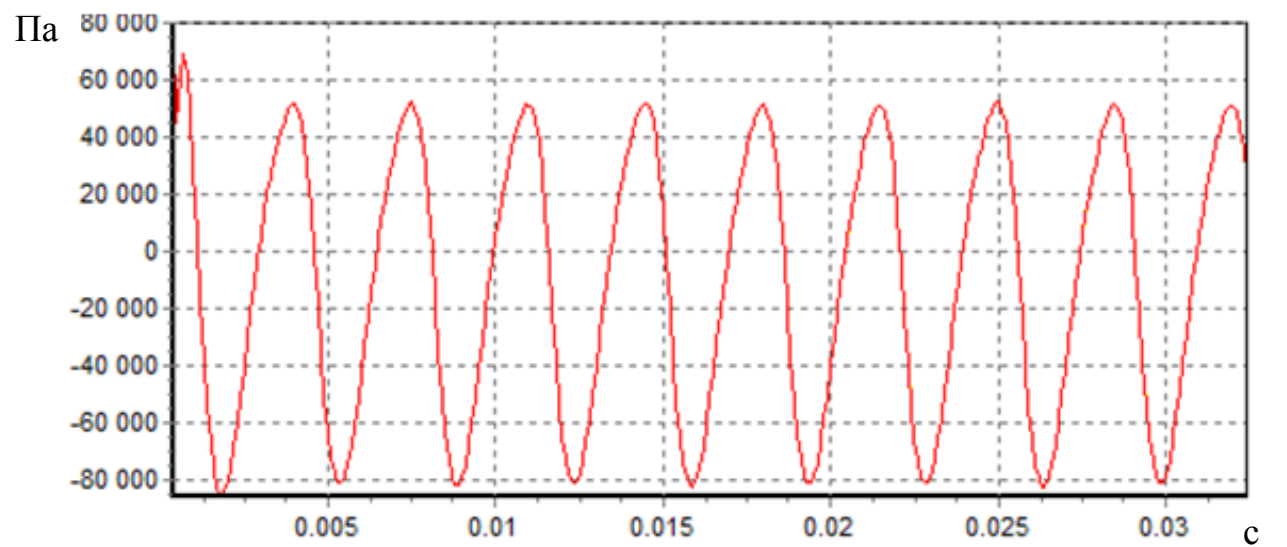


Рисунок 15 Сигнал и спектр пульсаций давления перед шнековым колесом для случая "шнек в трубе без зазора"

где зафиксированы пульсации давления ЧСЛ. Ярко выраженный характер таких пульсаций давления на частоте следования лопаток (Рис. 16), а так же отсутствие пульсаций давления на роторной частоте говорит о том, что в отсутствие радиального зазора структура течения и пульсации давления определяются нагрузкой рабочих лопаток.

Вернемся к анализу основного варианта, при наличии пилонов на входе и радиального зазора. В точках 4, 5, 6 также получены данные о пульсациях давления в радиальном зазоре между рабочим колесом и корпусом насоса на частоте следования лопаток с плавно увеличивающейся амплитудой от минимального значения на входе в рабочее колесо к максимальному в зоне выхода. Такой характер изменения амплитуды отражает возрастание нагрузки на лопатку. На входе в шнековое колесо, в точке 3 получены пульсации давления с частотой следования лопаток и амплитудой,

Па

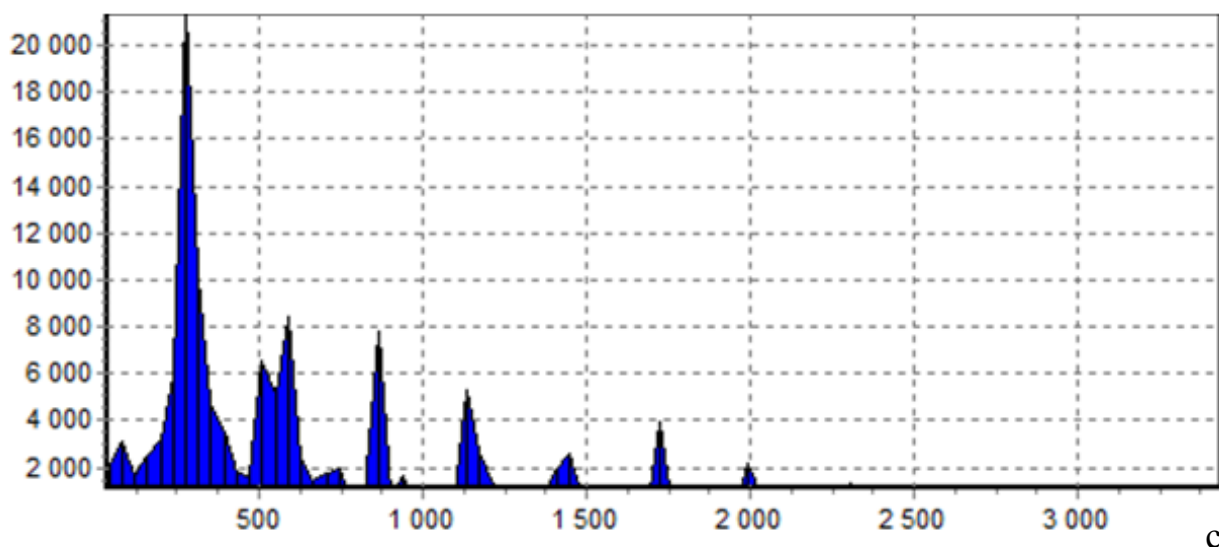


Рисунок 16 Спектр пульсаций давления в точке 7

превышающей 100000 Па. Очевидно, что такие высокие пульсации давления (см. т. 7 на Рис.16) вызваны гидродинамическим взаимодействием обратных токов, возникающих в радиальном зазоре, с потоком между входными пилонами. Таким образом можно сделать вывод о том, что ни один из рассмотренных процессов по-отдельности не является причиной возникновения пульсаций давления на роторной частоте. Пульсации давления на роторной частоте возникают, как результат взаимодействия вторичного течения, возникающего в радиальном зазоре, и отрывных следов от входных пилонов. Из-за круговой несимметрии течения (вследствие разного числа пилонов и лопаток рабочего колеса), возникает локальное изменение параметров (давления и скорости) потока, которое вращается с частотой вращения ротора, генерируя пульсации давления на роторной частоте.

2.3 Анализ экспериментальных данных.

Проводить оценку амплитудно-частотных характеристик пульсаций давления, возникающих в рабочей жидкости, без анализа экспериментальных данных методически неверно. Экспериментальные данные позволяют выявить пульсации давления на таких частотах и от таких эффектов, которые в теоретическом моделировании могут не учитываться. Таким образом, дополняя данные теоретических исследований экспериментальными результатами, можно не только подтвердить результаты теоретического исследования, но и получить наиболее полное представление о спектральном составе, характеризующем силы, вызывающие гидродинамическую вибрацию элементов конструкции насоса.

Полученные от разработчика экспериментальные данные записаны во время испытаний исследуемого насосного агрегата в составе двигательной установки. В этих условиях исследуемый бустерный насосный агрегат

используется для подачи жидкого кислорода из баков в основной насос окислителя. Двигательная установка испытывается на разных режимах по тяге, и в этих условиях меняется частота вращения. Факт изменения частоты вращения является полезным для определения спектрального состава, характеризующего пульсации давления в насосе, поскольку выявляет такие пульсации давления, которые зависят от частоты вращения ротора. В экспериментальных исследованиях пульсаций давления в насосном агрегате используются данные, замеренные в двух точках, одна из которых находится на входе в бустерный насосный агрегат, а вторая – на выходе. Согласно данным (Рис. 17), полученным на входе в насосный агрегат, спектральный состав характеризуется пульсациями давления на роторной частоте, частоте следования лопаток и пульсациями давления на более высоких частотах. При моделировании течения рабочей жидкости в исследуемом насосе, работа турбины не учитывалась, и только на основании экспериментальных данных можно сделать вывод о создаваемых ею пульсациях давления. Так в процессе анализа спектрального состава обнаружена компонента спектра пульсаций давления на частоте близкой к 1500 Гц (частота изменяется по ходу проведения эксперимента пропорционально частоте вращения ротора). Можно полагать, что эта компонента пульсаций давления вызвана частотой следования лопаток турбины. Обнаруженные в процессе анализа спектрального состава пульсации давления на частоте 1600 Гц не выявлены в процессе моделирования и не зависят от частоты вращения. Такие пульсации давления могут возникать из-за процессов, протекающих в других элементах системы подачи двигательной установки.

Результаты анализа спектрального состава, характеризующего пульсации давления рабочей жидкости на выходе (Рис. 18) из бустерного насосного агрегата во многом схожи с аналогичными данными на входе. На выходе из бустерного насоса присутствуют пульсации давления на частоте следования лопаток, пульсации давления на роторной частоте и пульсации

давления, обусловленные работой турбины. Последние на выходе из насоса представлены ярко выраженными пульсациями давления на двух частотах (1300 Гц и 5000 Гц).

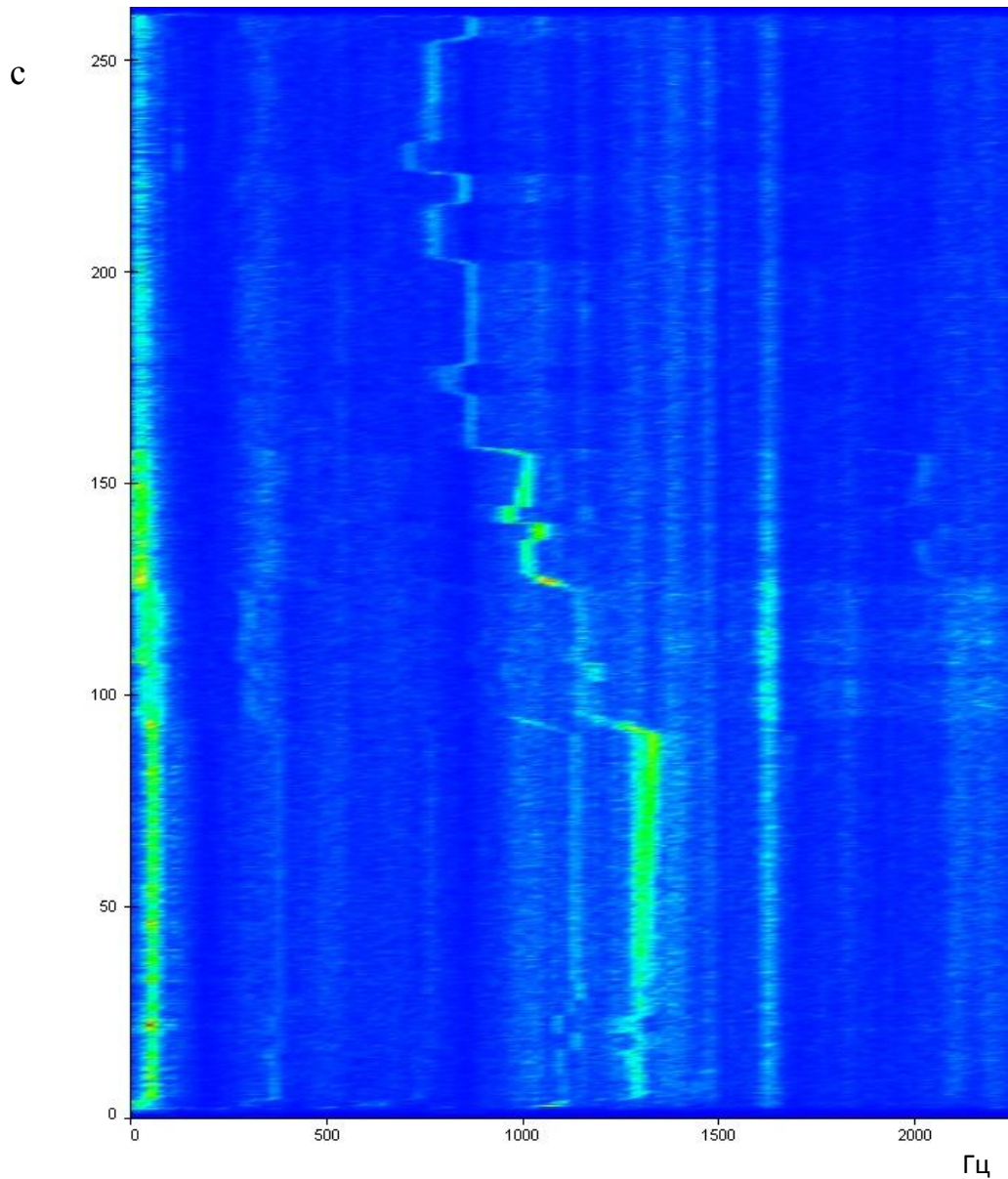


Рисунок 17 Пульсации давления перед насосом

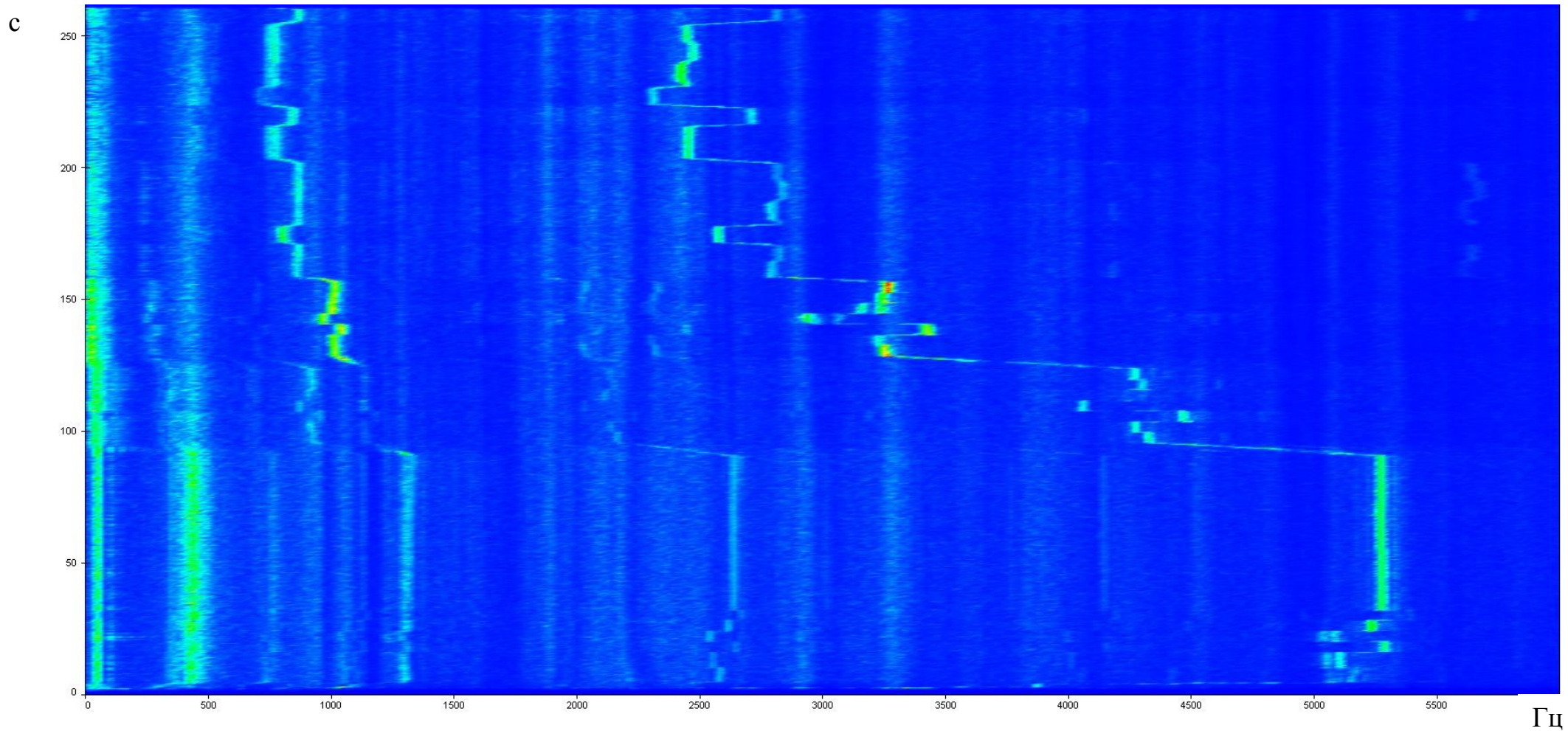


Рисунок 18 Пульсации давления за насосом

2.4 Обобщение результатов численного моделирования и экспериментальных исследований амплитудно-частотных характеристик пульсаций давления в бустерном насосном агрегате.

Обобщая результаты численного моделирования и экспериментальные исследования, посвященные изучению пульсаций давления, необходимо сказать о наличии сложной структуры течения рабочей жидкости в исследуемом бустерном насосном агрегате. Такая структура течения приводит к возникновению пульсаций давления на роторной частоте, на частоте следования лопаток и возникновению высокочастотных пульсаций давления, как результата работы турбины. Пульсации давления являются причиной возникновения вибрационных нагрузок бустерного насосного агрегата. Для изучения того, какие именно источники могут оказывать влияние на повышение уровня вибрации необходимо приложить полученные пульсации давления, как периодически действующие нагрузки к элементам исследуемой конструкции насосного агрегата.

Глава 3 Оценка вибрации бустерного насосного агрегата под действием гидродинамических сил.

3.1 Общие сведения о математических моделях, применяемых при расчете вибрации.

Обсуждаемые в главе 2 пульсации давления, возникающие в рабочей жидкости, перекачиваемой бустерным насосным агрегатом, могут рассматриваться как периодически действующие нагрузки, приложенные к элементам конструкции насоса. Пульсации давления рабочей жидкости порождают периодически действующие силы, которые возбуждают механические колебания (вибрацию). Для оценки действия таких сил разработана методика, основанная на теоретическом исследовании. Методика позволяет оценить возбуждение гидродинамической вибрации элементов конструкции бустерного насосного агрегата пульсациями давления рабочей жидкости.

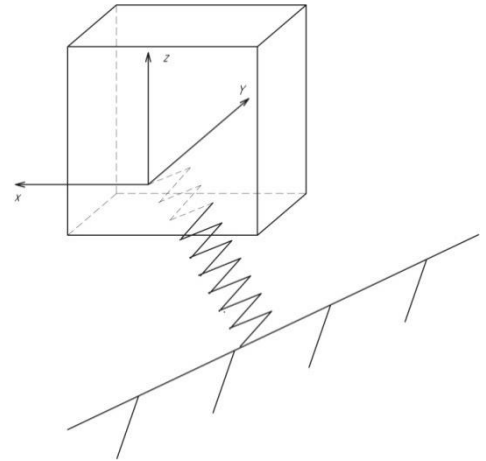


Рисунок 19 Колебательная система состоящая из одной массы

Основную концепцию теоретического исследования удобно рассматривать на примере механических колебаний простейшей системы состоящей из одной сосредоточенной массы. Рассматриваемая в качестве примера система (Рис. 19), состоящая из невесомой пружины, одним концом закрепленной в заделке, а другим - в произвольной точке сосредоточенной массы, имеет шесть степеней свободы. Для такой системы записана система из шести уравнений (5), описывающая её свободные колебания [9].

$$\begin{aligned}
M\ddot{\delta}_x + C_{11}\delta_x + C_{12}\delta_y + C_{13}\delta_z + C_{14}\varphi_x + C_{15}\varphi_y + C_{16}\varphi_z &= 0 \\
M\ddot{\delta}_y + C_{21}\delta_x + C_{22}\delta_y + C_{23}\delta_z + C_{24}\varphi_x + C_{25}\varphi_y + C_{26}\varphi_z &= 0 \quad (5) \\
M\ddot{\delta}_z + C_{31}\delta_x + C_{32}\delta_y + C_{33}\delta_z + C_{34}\varphi_x + C_{35}\varphi_y + C_{36}\varphi_z &= 0 \\
M\ddot{\varphi}_x + C_{41}\delta_x + C_{42}\delta_y + C_{43}\delta_z + C_{44}\varphi_x + C_{45}\varphi_y + C_{46}\varphi_z &= 0 \\
M\ddot{\varphi}_y + C_{51}\delta_x + C_{52}\delta_y + C_{53}\delta_z + C_{54}\varphi_x + C_{55}\varphi_y + C_{56}\varphi_z &= 0 \\
M\ddot{\varphi}_z + C_{61}\delta_x + C_{62}\delta_y + C_{63}\delta_z + C_{64}\varphi_x + C_{65}\varphi_y + C_{66}\varphi_z &= 0
\end{aligned}$$

В уравнениях входящих в систему учитываются: М-масса тела; $\delta_{x,y,z}$ - линейное перемещение по соответствующей оси; С-жесткость пружины, соответствующая перемещению; $\varphi_{x,y,z}$ - угловое перемещение по соответствующей оси.

Рассматриваемая система уравнений (5) будет справедлива и для случая вынужденных колебаний, если в правой части уравнений записать периодически действующие силы вида [60] (6).

$$A \cos(\omega t + \alpha) \quad (6)$$

Где А-амплитуда; ω - частота вращения; t- время; α -фаза.

Подобную систему уравнений можно записать и для случая, когда несколько сосредоточенных масс будут соединены между собой невесомыми пружинами, имитирующими упругие связи (жесткости). В такую систему уравнений для описания механических колебаний сосредоточенных масс должны быть внесены дополнительные члены, которые учитывают связи между массами. Решение системы уравнений состоящей из множества сосредоточенных масс требует значительного объема вычислений, поэтому целесообразно использовать готовые программные комплексы. Для исследования вибрационной нагрузки на элементы конструкции бустерного насосного агрегата, которые в процессе анализа необходимо рассматривать

как систему, состоящую из множества масс, выбран программный комплекс Abaqus. Применение такого программного комплекса позволяет автоматизировать процесс вычислений и решить круг задач, связанных с моделированием вибрации элементов конструкции бустерного насосного агрегата, возбуждаемых пульсациями давления рабочей жидкости в проточной части насоса.

3.2 Экспериментальное определение резонансных частот оболочки.

В общем машиностроении часто встречаются задачи связанные со снижением вибрационной нагрузки на элементы корпуса машин и механизмов. Появление собственных форм колебаний, в процессе работы механизма, вызывает наибольшую нагрузку на крепежные элементы конструкции и создает опасность её разрушения. Решение таких задач затруднительно без определения собственных форм колебаний конструкции.

Наиболее распространенный подход к определению форм колебаний – это представление корпуса насоса в виде оболочки близкой по геометрическим параметрам к реальной конструкции

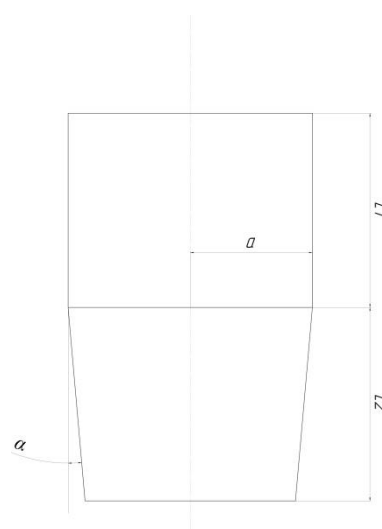


Рисунок 20 Геометрическая модель оболочки

корпуса. Существует множество методик определения собственных форм колебаний оболочек, но их все можно условно разделить на две группы – теоретические и экспериментальные. Теоретические исследования предполагают построение математической модели, описывающей колебания корпуса. Экспериментальные исследования предполагают создание экспериментального стенда и модели оболочки. Такие методы исследований удобнее всего изучать на примере. Примером может служить работа [59]

американских ученых, в которой определяются формы колебаний оболочки (Рис.20).

В качестве объектов для исследований американцами выбраны две стальные конструкции, изготовленные из листов прокатной стали толщиной 0.254 мм. На рисунке 20 приведена схема исследуемой заготовки. Методика, используемая в экспериментах, заключается в воздействии электромагнитами на исследуемые оболочки. Такой подход позволяет методом перебора частот воздействия определить собственные формы оболочки. При этом, с помощью индуктивного датчика измеряются значения нормальных перемещений в металле, строятся эпюры амплитуд продольных и поперечных волн. Эти экспериментальные данные использованы для отработки методики расчетов собственных форм колебаний в Abaqus. Полученные результаты расчетов хорошо согласуются с результатами экспериментов.

3.3 Определение вибрационной нагрузки корпуса насоса.

В предлагаемой методике конструкция насоса разбита на отдельные рабочие элементы. Такой подход дает возможность в программном комплексе Abaqus [5] оценить влияние отдельных элементов конструкции на общий уровень вибрации бустерного насосного агрегата.

Первым из рабочих элементов рассмотрен корпус насоса. Корпус насоса постоянно находится под действием периодически действующей силы, обусловленной пульсациями давления рабочей жидкости, что приводит к возникновению механических колебаний. Результаты расчетов, приведенные в главе 2, показывают, что пульсации давления, возникающие у стенки корпуса насоса, имеют частоту близкую к частоте следования лопаток, а экспериментальные данные также указывают на наличие пульсаций давления, обусловленных работой турбины. Рассмотренные в главе 2 пульсации давления имеют высокую частоту, что позволяет говорить о

возможности возникновения эффекта резонанса, обусловленного совпадением частоты собственных форм колебаний корпуса насоса с частотой пульсаций давления рабочей жидкости. Проверка возможности возникновения резонанса методами численного моделирования начинается с разработки трехмерной геометрической модели корпуса насоса. Реальная конструкция корпуса насоса состоит из двух частей соединенных между собой фланцами. На корпусе насоса закреплены подводящие магистрали, входные пилоны, направляющий аппарат, сопловой аппарат турбины и фильтр. Исследование вибрационных нагрузок корпуса насоса в полной постановке может существенно снизить наглядность проведенных расчетов и усложнить проведение численного моделирования. Поэтому принято решение удалить все дополнительные элементы, прикрепленные к корпусу насоса и упростить фланцевое закрепление. Принятые упрощения позволяют рассматривать корпус насоса как единую деталь (Рис 21), близкую по форме к оболочке или к трубе переменного сечения.

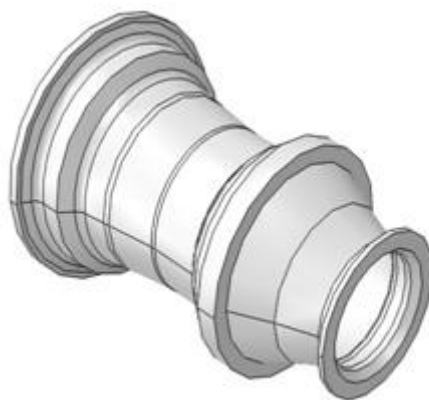


Рисунок 21 Геометрическая модель корпуса насоса

Для проведения численного моделирования, помимо подготовки геометрической модели, для расчетов собственных форм колебаний корпуса насоса необходимо задать свойства материала, из которого он сделан. В расчетах принято, что корпус насоса, изготовлен из стали с плотностью 7700 кг/м^3 , коэффициентом Пуассона 0.28 и модулем Юнга 210 ГПа. При

определении собственных форм колебаний корпуса насоса значительную роль играют граничные условия, определяющие способ его закрепления.

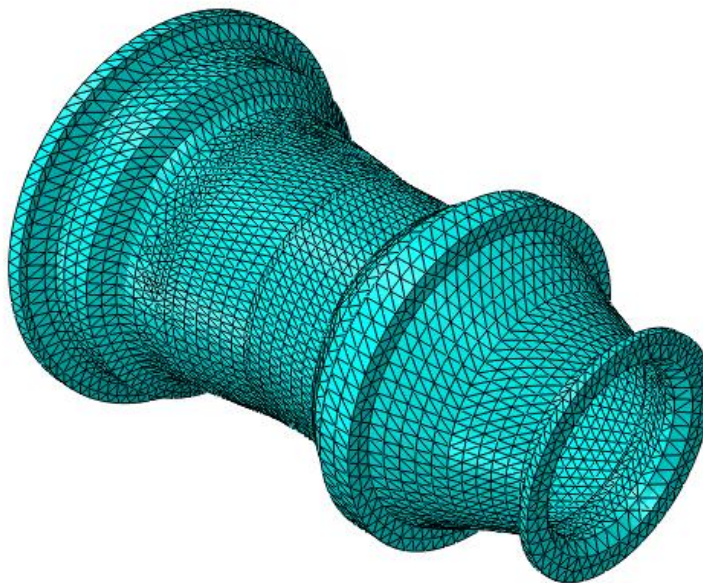


Рисунок 22 Расчетная сетка

Поскольку фланцевые крепления в геометрической модели упрощены, то на соответствующих поверхностях, имитирующих фланцы, расположенные как на входе, так и на выходе из насоса, задана заделка.

Методы численного моделирования, применяемые для определения собственных форм колебаний, предполагают разбиение исследуемой конструкции корпуса насоса на конечные элементы. Корпус насоса имеет сложную конструкцию, он состоит из фланцев, плавных переходов от одного тела вращения к другому, конических и цилиндрических участков. Учесть в расчете такую сложную конструкцию корпуса позволило разбиение её на конечные элементы в форме тетраэдров разных размеров (Рис. 22). Общее число разбиения составляет около 29 000 конечных элементов. Принимая данные условия численного моделирования, расчетным путем удалось получить собственные формы колебаний упрощенной конструкции корпуса

исследуемого бустерного насосного агрегата, близкие по частоте к роторной (95Гц), частоте следования лопаток (274Гц) и для частот близких к 1300 Гц, последние обусловлены

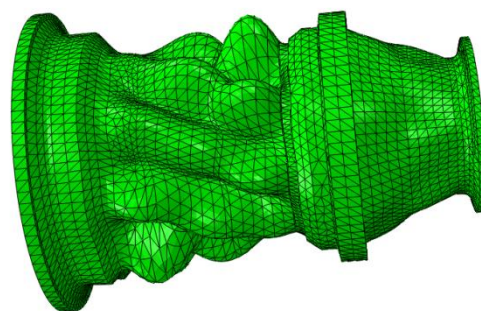


Рисунок 23 Собственная форма колебаний корпуса насоса на частоте 274Гц. (Перемещения утрированы для наглядности)

работой турбины. Получена собственная форма колебаний корпуса насоса на частоте близкой к 90Гц, которая всего на 5 Гц

отличается от частоты пульсаций давления рабочей жидкости на роторной частоте. Если такая форма колебаний (Рис. 24) проявит себя во время работы насоса, то основная нагрузка придется на цилиндрическую часть корпуса насоса (далее названую так из-за цилиндрического участка), а меньшая –на коническую, при этом на фланцы нагрузки будут минимальными. Похожая ситуация складывается и с собственной формой колебаний корпуса на частоте 274 Гц. Собственная форма колебаний, проявляющаяся на частоте 274 Гц (Рис. 23), практически совпадает с частотой пульсаций давления на частоте следования лопаток. Аналогично форме колебаний на частоте 90 Гц

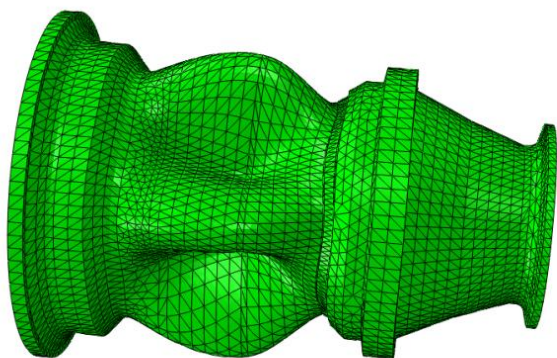


Рисунок 24 Собственная форма колебаний корпуса (90 Гц) (Перемещения утрированы для наглядности)

форма колебаний на частоте 274 Гц не воздействует на фланец.

Согласно результатам численного моделирования, конструкция корпуса насоса спроектирована таким образом, что на фланцевые соединения

приходится минимальная вибрационная нагрузка от пульсаций давления, как на роторной частоте, так

и на частоте следования лопаток.

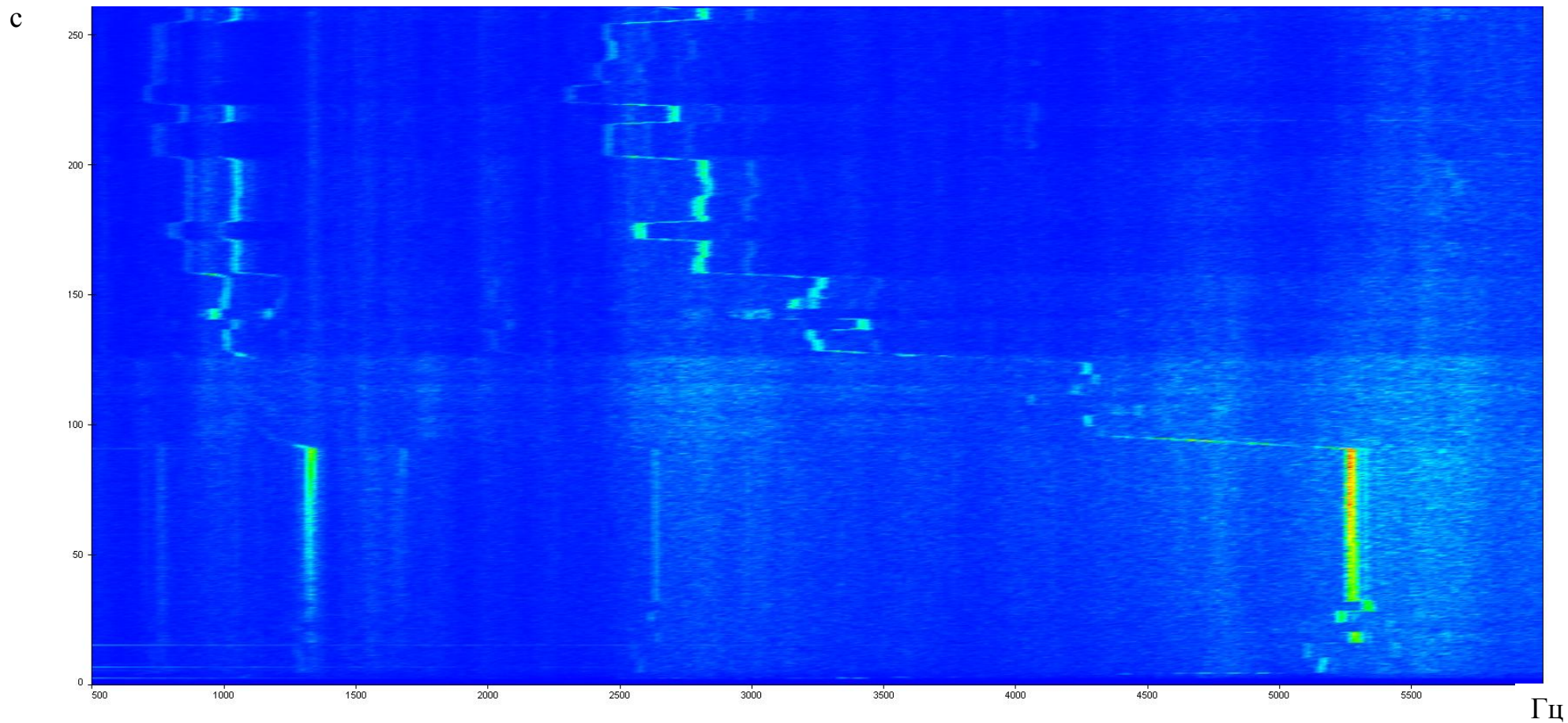


Рисунок 25 Спектральная диаграмма поперечных вибраций на фланце

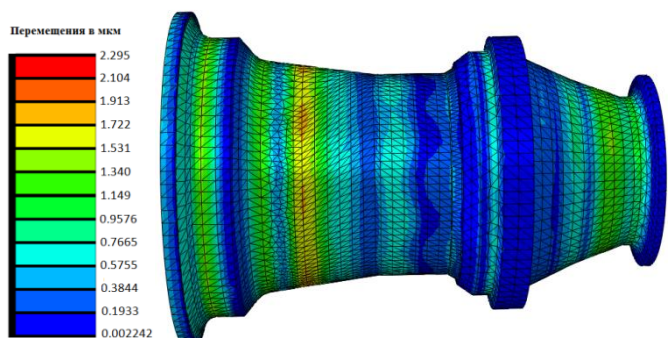


Рисунок 26 Вынужденные колебания корпуса насоса.

вибрацию корпуса насоса, возникающую на частоте близкой к частоте следования лопаток или роторной частоте.

Таким образом, можно сделать вывод о том, что нагрузка на фланцевые соединения от пульсаций давления на частоте следования лопаток и на роторной частоте – минимальна, а основная нагрузка приходится на цилиндрический участок корпуса исследуемого насоса.

Данные, подготовленные для вычислительного эксперимента по определению собственных форм колебаний корпуса насоса использованы и для моделирования вынужденных колебаний корпуса насоса. Геометрическая модель (Рис. 21), схема закрепления (заделки по фланцам), расчетная сетка (Рис. 23) и свойства материала, аналогичные тем, которые приняты при расчете собственных форм колебаний, применены также при моделировании вынужденных колебаний. Моделирование вынужденных колебаний подразумевает указание места приложения периодически действующей силы. Согласно данным, полученным по результатам численного моделирования (Глава 2) для пульсаций давления рабочей жидкости известны частоты и амплитуды. Такие данные дают возможность представить пульсации давления рабочей жидкости, как возмущающие нагрузки, действующие на цилиндрическую часть корпуса насоса. Поскольку пульсации давления в рабочей жидкости проточной части насоса имеют сложную пространственную структуру, то для получения результирующих сил

Однако на более высоких частотах (около 1200 Гц) существуют собственные формы колебаний, при которых фланцевые соединения нагружены. Экспериментальные данные замеров поперечной вибрации (Рис. 25) на соединяющем две части корпуса насоса фланце не выявили

проведена предварительная обработка пульсаций давления. Таким образом, к цилиндрической части корпуса насоса приложены две результирующие силы, возбуждающие механические колебания. Первая сила приложена к участку стенки корпуса около пилонов, вторая – к участку стенки корпуса над рабочим колесом. Полученные таким образом сведения о механических колебаниях корпуса насоса позволяют сделать вывод о том, что наиболее сильные вибрации наблюдаются на участке корпуса, который расположен вблизи рабочего колеса насоса.

Величины динамических перемещений на цилиндрическом и коническом участке достигают 2 мкм, а нагрузки на фланцевое соединение между двумя частями корпуса минимальны. Следует отметить, что наиболее сильная вибрация конструкции корпуса насоса возникает в цилиндрической части, вблизи зоны расположения пилонов.

3.4 Определение вибрационной нагрузки на пилоны.

Расчет собственных форм колебаний и расчет вынужденных колебаний корпуса насоса показал, что наибольший уровень вибрации, обусловленной пульсациями давления, как на роторной частоте, так и на частоте следования лопаток наблюдается в цилиндрической части корпуса. Пилоны, расположенные на входе в насос, как и цилиндрический участок корпуса, находятся под действием пульсаций давления рабочей жидкости на частоте следования лопаток. Более того на пилоны воздействуют пульсации давления на роторной частоте. Вибрационная нагрузка входных пилонов является значительной. Проверка влияния пульсаций давления рабочей жидкости на пилоны позволяет оценить возможные риски возникновения повышенной динамической деформации пилонов.

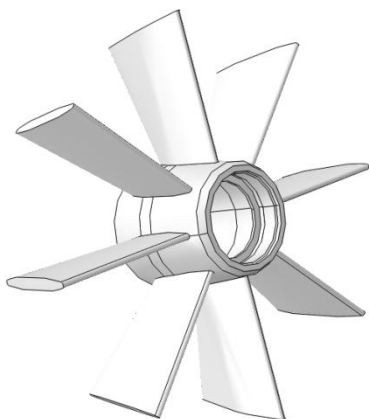


Рисунок 27 Геометрическая модель пилонов

В реальной конструкции насоса пилоны прикреплены к корпусу, а в моделировании пилоны рассматриваются отдельно от корпуса, но с учетом втулки. Такой подход позволяет сопоставить три расчета, проведенных отдельно для корпуса насоса, для пилонов и для цилиндрического участка корпуса насоса с пилонами. Это дает возможность выявить влияние пилонов на вибрацию бустерного насоса.

Исследование вибрационных нагрузок на пилоны необходимо начинать с изучения собственных форм колебаний. Определение собственных форм колебаний пилонов позволяет сделать вывод о возможности возникновения резонанса. Для того, чтобы определить собственные формы колебаний пилонов, создана трехмерная геометрическая модель, адаптированная для ПО Abaqus. Геометрическая модель пилонов (Рис.27) выполнена как отдельный элемент, без обтекателя и без структуры крепления к корпусу насоса. Поскольку в реальной конструкции насоса пилоны соединены с корпусом насоса, то в расчете это учтено с помощью граничного условия – ограничением перемещения по шести степеням свободы в местах соединения пилонов с корпусом насоса. Для проведения расчетов собственных форм колебаний, как и в случае с корпусом насоса, необходимо указывать свойства материала, из которого они изготовлены. Принято, что пилоны изготовлены из стали плотность, которой 7700 кг/м^3 , коэффициент Пуассона 0.28 и модуль Юнга 210 ГПа. Как и в случае с корпусом насоса, собственные формы колебаний пилонов рассчитываются с использованием метода конечных элементов. Для сложной конструкции пилонов, необходимо подобрать, такую форму конечных элементов, которая позволит учесть все



Рисунок 28 Расчетная сетка

геометрические особенности. Использование конечных элементов в форме тетраэдров (Рис. 28), имеющих разные размеры, позволяет учесть такую сложную конструкцию при проведении расчетов собственных форм колебаний. Суммарно для передачи формы пилонов и учета их конструктивных особенностей при определении собственных форм колебаний оказалось достаточным количество ячеек равное 80 000.

Принимая такие условия численного моделирования, расчетным путем удалось получить собственные формы колебаний пилонов. Полученные собственные формы колебаний пилонов на частотах близких к частотам пульсаций давления на входе в насос, позволяют говорить о возможности резонансного усиления колебаний. Сложная вихревая структура течения в каналах между пилонами (Глава 2), не позволяет спрогнозировать изменения в спектральном составе пульсаций давления рабочей жидкости которые могут возникнуть при изменениях условий течения. Поэтому расчет собственных форм колебаний проводился в широком диапазоне частот. В таблице 1 приведены частоты, соответствующие некоторым из полученных собственных форм колебаний. Такие данные полезны в случае, когда при изменении структуры течения происходит резкое повышение уровня вибрации. Однако, на данном этапе исследований, наибольшую опасность представляют собственные формы колебаний, идущие в таблице 1 под номерами 1,2,9. Такие формы колебаний, проявляются на частотах, близких к частотам пульсаций давлений на входе в насос, которые обнаружены в процессе моделирования трехмерного нестационарного течения (Глава 2).

Таблица 1

Собственные формы колебаний

№ формы	Частота, Гц
1	53
2	127
3	147
4	160
5	173
6	194
7	200
8	230
9	285
10	322
11	337
12	340

Например, собственная форма колебаний (Рис. 29) на частоте 53 Гц, проявляется как изгиб пилонов. Такая форма колебаний создает дополнительную нагрузку в местах соединения пилонов с другими элементами конструкции насоса (корпусом и втулкой). Завершающий результат анализа вибрации пилонов получен в ходе моделирования их вынужденных колебаний. Для оценки воздействия полученных в главе 2 пульсаций давления на вибрацию пилонов проведен расчет, в котором к пилонам приложены периодически действующие силы, эквивалентные нагрузкам от пульсаций давления в зоне пилонов (глава 2).

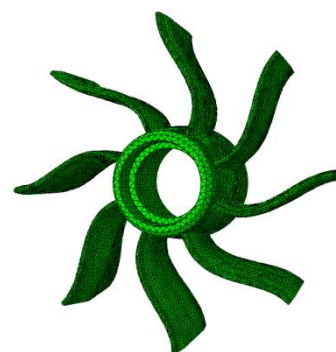


Рисунок 29 Форма колебаний на частоте 53Гц

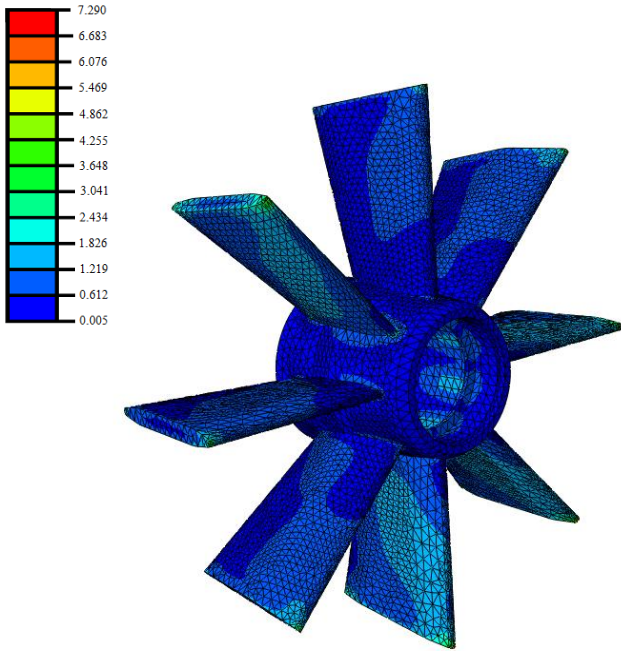


Рисунок 30 Вынужденные колебания пилонов

величин динамических перемещений. В расчете вынужденных колебаний использованы свойства материала, геометрическая модель, расчетная сетка, и способ закрепления пилонов, аналогичные вычислительному эксперименту по определению собственных форм колебаний.

По результатам расчета величина перемещений возникающих в процессе механических колебаний пилонов достигает 5 мкм. Основные нагрузки при таких колебаниях возникают в местах соединения пилонов, как с корпусом насоса, так и с втулкой (Рис. 30). Из полученных результатов моделирования вынужденных колебаний можно заключить, что вибрация передается другим элементам конструкции насоса, соединенным с пилонами.

Общий анализ собственных форм колебаний пилонов и оценочный расчет вынужденных колебаний показывают, что существуют благоприятные условия для возникновения механических колебаний пилонов. Однако, по результатам расчетов очевидной становится необходимость проведения расчета влияния механических колебаний пилонов на вибрацию корпуса насоса. Оценить влияние пилонов

Периодически действующие силы, как на частоте следования лопаток, так и на роторной частоте приложены таким образом, что позволяют, за счет изменения фазы, имитировать вращение рабочего колеса насоса. В расчете учитываются нелинейные взаимодействия между элементами, что объясняет необходимость одновременно прикладывать

периодически действующие силы с разными частотами, для уточнения

позволяет дополнительный расчет цилиндрического участка корпуса насоса с пилонами.

3.5 Моделирование вынужденных колебаний цилиндрического участка корпуса насоса.

Для проведения оценки взаимного влияния пилонов и цилиндрического участка корпуса насоса на общий уровень вибрационных нагрузок, разработана геометрическая модель (Рис 31), которая состоит из цилиндрического участка корпуса насоса и пилонов. Геометрическая модель выполнена, как одна деталь, что позволяет учесть распространение механических колебаний между пилонами и корпусом насоса. Коническую часть корпуса в расчетах принято не учитывать, что объясняется отсутствием

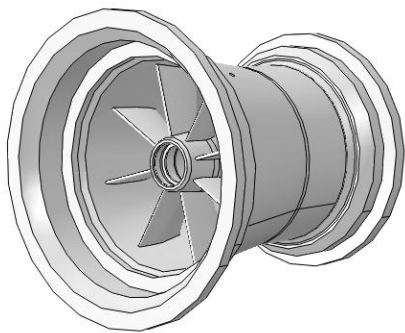


Рисунок 31
Геометрическая модель
цилиндрического участка
корпуса с пилонами

данных о влиянии пульсаций давления, обусловленных работой турбины на вибрационные нагрузки на коническом участке корпуса. Предполагается, что на коническом участке корпуса, при нелинейной постановке расчетной задачи, будут преобладать такие формы колебания, которые обусловлены в большей степени работой турбины, а на

цилиндрическом участке в большей степени будут преобладать формы, обусловленные пульсациями давления рабочей жидкости, источником которых является шнек. Кроме того, как показали результаты исследований, значительных (по величине перемещения) механических колебаний фланцевого соединения, расположенного между частями корпуса, от пульсаций давления рабочей жидкости, как на роторной частоте, так и на частоте следования лопаток не зафиксировано. Таким образом, для оценки влияния пульсаций давления

рабочей жидкости на роторной частоте и на частоте следования лопаток достаточным будет рассматривать вынужденные колебания цилиндрического участка корпуса с пилонами.

Для оценки влияние пилонов на собственные формы колебаний цилиндрического участка корпуса насоса проведен дополнительный расчет.

Для проведения расчетов, как собственных форм колебаний, так и вынужденных колебаний для исследуемой геометрической модели заданы свойства материала, соответствующие стали с плотностью 7700 кг/м^3 , коэффициентом Пуассона 0.28 и модулем Юнга 210 ГПа . На поверхностях, соответствующих местам фланцевых соединений, установлена заделка, которая препятствует перемещению фланцевых соединений по шести степеням свободы. Расчет сложной геометрической модели проводился с использованием метода конечных элементов. Сложные формы геометрической модели учитывалась в расчетах за счет применения конечных элементов разных размеров, имеющих форму тетраэдра (Рис. 32).

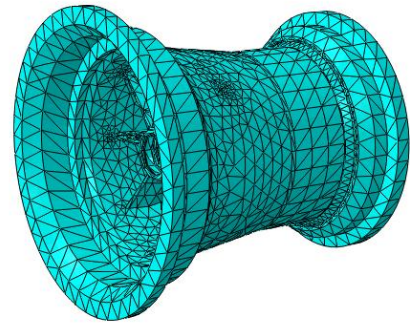


Рисунок 32 Расчетная сетка

Полученные при такой постановке задачи формы колебаний, позволяют говорить о возможности совпадения частот пульсаций давления, как на роторной частоте, так и на частоте следования лопаток, с частотами на которых проявляются собственные формы колебаний корпуса. Полученная

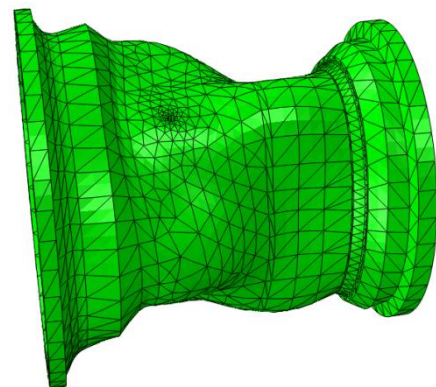


Рисунок 33 Собственная форма колебаний 92 Гц

собственная форма колебаний (Рис. 33) на частоте близкой к 92 Гц проявляется как вибрация участка корпуса между фланцами и вибрация пилонов. Полученная собственная форма колебаний геометрической модели близка по частоте к собственной форме колебаний корпуса насоса (Рис. 24). Пилоны, добавленные в геометрическую модель изменяют форму поперечных волн (Рис. 23) на более сложную, а частота близка к роторной частоте.

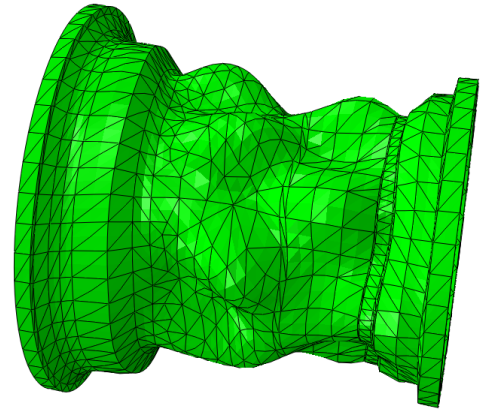


Рисунок 34 Собственная форма колебаний 264Гц

Похожая ситуация наблюдается и с собственной формой колебаний на частоте близкой к 264 Гц. Основная нагрузка при такой форме колебаний выражается в механических колебаниях участка корпуса между фланцами (Рис.34). Полученные результаты расчетов на частотах, близких к тем, которые получены для упрощенной конструкции корпуса насоса (Рис. 24). Собственная форма колебаний изменилась из-за пилонов, но нагрузка на фланцевое закрепление участка корпуса насоса, по-прежнему остается минимальной.

Моделирование вынужденных колебаний позволяет оценить влияние гидродинамических сил воздействующих как на пилоны, так и на участок корпуса насоса, на возникновение вибрации. Для проведения такого вычислительного эксперимента, к пилонам и корпусу насоса приложены периодически действующие силы. К поверхностям пилонов приложены периодически действующие нагрузки с частотами и амплитудами, равными соответствующим значениям пульсаций давления, которые удалось выявить в ходе численного моделирования в главе 2. К поверхности корпуса приложены периодически действующие нагрузки, соответствующие по величинам пульсациям давления на частоте следования лопаток у стенки

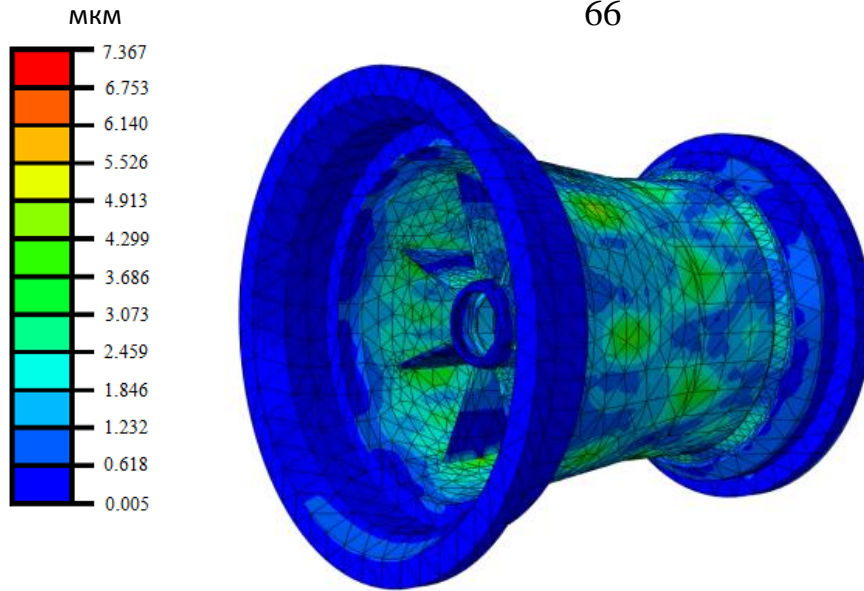


Рисунок 35 Вынужденные колебания цилиндрического участка корпуса

корпуса. Численное моделирование проводилось в условиях нелинейной постановки задачи. Полученные при такой постановке вычислительного эксперимента механические колебания участка корпуса насоса (Рис. 35), показывают преобладающую вибрацию цилиндрической части корпуса насоса. Уровень вибрации возрос до 5 мкм (если судить по перемещениям) по сравнению с результатами, полученными для упрощенной модели корпуса насоса (Рис. 27). Можно полагать, что механические колебания передаются от пилонов к корпусу насоса, и таким образом амплитуда колебаний корпуса возрастает. Следует отметить, что характер вынужденных колебаний (рис 36) схож с формой колебаний на частоте 264 Гц (рис. 24). Таким образом, можно сделать вывод о том, что наибольший вклад в генерацию вибрации корпуса насоса вносят гидродинамические силы, действующие на частоте следования лопаток.

3.6 Обобщение результатов анализа вибрационных нагрузок элементов конструкции бустерного насосного агрегата.

Анализ результатов, полученных как для собственных форм колебаний, так и для вынужденных колебаний элементов конструкции корпуса бустерного насосного агрегата показал, что пульсации давления рабочей жидкости вызывают вибрацию элементов конструкции корпуса насоса. Оценка величин и форм колебаний элементов конструкции расчетным путем необходимо проводить с учетом всех значимых (по амплитуде и частоте) гидродинамических нагрузок, с учетом присоединенной массы. Для повышения точности расчетов также возможно проведение параллельного расчета ППП FlowVision и ПО Abaqus, позволяющего точнее приложить распределенные периодически действующие нагрузки к элементам конструкции насоса. Для повышения точности расчетов необходимо получить результаты экспериментального и теоретического исследования пульсаций давления, обусловленных работой турбины. Такой подход позволит учитывать их при оценке вибрационной нагрузки на элементы конструкции насоса, и уточнить формы колебаний. В качестве рекомендаций можно отметить необходимость проведения экспериментальных исследований форм колебаний корпуса бустерного насосного агрегата с учетом присоединенной массы жидкости. Такие исследования позволят уточнить результаты теоретических исследований, проведенных без учета присоединенной массы жидкости, а также выбрать места для установки дополнительных датчиков измерения вибрации. Согласно имеющимся результатам теоретических и экспериментальных исследований, фланцевые соединения (где установлены вибро-акселерометры) под действием пульсаций давления на частоте следования лопаток и на роторной частоте испытывают минимальную вибрацию.

По результатам исследований, приведенных в главе 3 намечен путь дальнейших теоретических исследований в рамках диссертационной работы.

Предлагается провести исследования, направленные на изучение способов снижения уровней пульсаций давления на входе в насос, что позволит снизить уровни вибрационных нагрузок на цилиндрическую часть корпуса насоса и на пилоны.

Глава 4 Предложения по снижению уровня пульсаций давления и вибрации в исследуемом бустерном насосном агрегате.

4.1. Обобщение результатов.

Выявленные в теоретическом исследовании сложные вихревые структуры, возникающие на входе в шнековое колесо насоса и собственные формы колебаний элементов конструкции насосного агрегата на частотах, близких к частотам пульсаций давления рабочей жидкости, необходимо исследовать дополнительно, что позволит определить пути снижения вибрационной нагрузки на насос. Поиск путей снижения вибрационной нагрузки на бустерный насосный агрегат имеет смысл разделить на теоретическую (рекомендательную) и экспериментальную (уточняющую) части. Такой подход позволяет уточнить результаты теоретических исследований и детальнее разобраться в физике процессов рассмотренных в главах 2 и 3.

В рамках диссертационной работы дополнительные экспериментальные исследования по ряду причин провести невозможно. Поэтому в рамках диссертационной работы принято решение сформулировать рекомендации, которые возможно оценить при проведении экспериментальных исследований на предприятии разработчика бустерного насосного агрегата. Опираясь на теоретические и экспериментальные данные, проанализированные в главах 2 и 3, сделан вывод о необходимости уточнить собственные формы колебаний корпуса бустерного насосного агрегата. В экспериментальном исследовании необходимо проанализировать собственные формы колебаний на частотах близких к частоте следования лопаток и к роторной частоте, учитывая при этом случай с присоединенной массой жидкости. Такое исследование позволит уточнить частоты, на которых проявляются собственные формы колебаний и, при необходимости, внести изменения в конструкцию, чтобы снизить влияние резонансов.

Следует отметить, что в процессе экспериментальных исследований необходимо устанавливать дополнительные датчики для измерения уровня вибрации на цилиндрическом и коническом участках корпуса насоса. Такой подход позволит учесть большее количество форм колебаний, и избежать ситуации, в которой вибрация от некоторых источников не фиксируется.

Помимо экспериментов по оценке уровней вибрации необходимо провести и такие, которые позволят отслеживать пульсации давления на входе в насос. Согласно результатам моделирования, приведенным в главе 2, на входе в шнековое колесо насоса обнаружены сложные поля распределения скоростей и давлений, вызванные несимметричной вихревой структурой течения, которая может влиять на спектр пульсаций давления и на кавитационные качества бустерного насосного агрегата.

Теоретические исследования необходимо продолжить анализом структуры течения рабочей жидкости в бустерном насосном агрегате. В рамках диссертационной работы предлагается провести дополнительные теоретические исследования, которые позволят наметить пути снижения пульсаций давления в насосе и гидродинамической вибрации.

4.2. Оценка влияния обратных токов на уровень вибрации.

Дополнительные теоретические исследования удобно начинать с проведения серии расчетов, которые позволят оценить зависимость уровня пульсаций давления от величины расхода перекачиваемой жидкости. Необходимость в проведении таких исследований связана с эксплуатационными особенностями бустерного насосного агрегата. Повышение или понижение расхода приводит к возникновению условий, при которых меняется структура течения рабочей жидкости на входе в насос, что сказывается, как на амплитуде пульсаций давления, так и на их спектральном составе.

Для оценки влияния расхода на пульсации давления перед шнековым колесом насоса проведено теоретическое исследование, основанное на применении методов численного моделирования. Теоретическое исследование производится средствами вычислительной гидродинамики в программном комплексе FlowVision. Для исследования используется геометрическая модель (Рис. 6), которая также применяется при расчетах пульсаций давления рассмотренных в главе 2. Граничные условия и модель турбулентности также аналогичны принятым для расчета в главе 2, для указанной геометрической модели. Расчетная сетка задана в форме параллелепипедов, с подсеточной адаптацией, что позволило учесть особенности формы элементов проточной части бустерного насосного агрегата. Проведение однотипных расчетов трехмерного нестационарного течения рабочей жидкости проводилось для разных расходов от 64.8 кг/с до 388.8 кг/с воды, что в приведенных единицах составляет от 0.2 до 1.2 относительно номинального режима (324 кг/с).

В силе остается принятое ранее допущение о моделировании в рамках модели однофазной несжимаемой жидкости. Таким образом, кавитационные процессы, их влияние на структуру течения и спектральный состав пульсаций давления на входе в шнековое колесо, не учитывается.

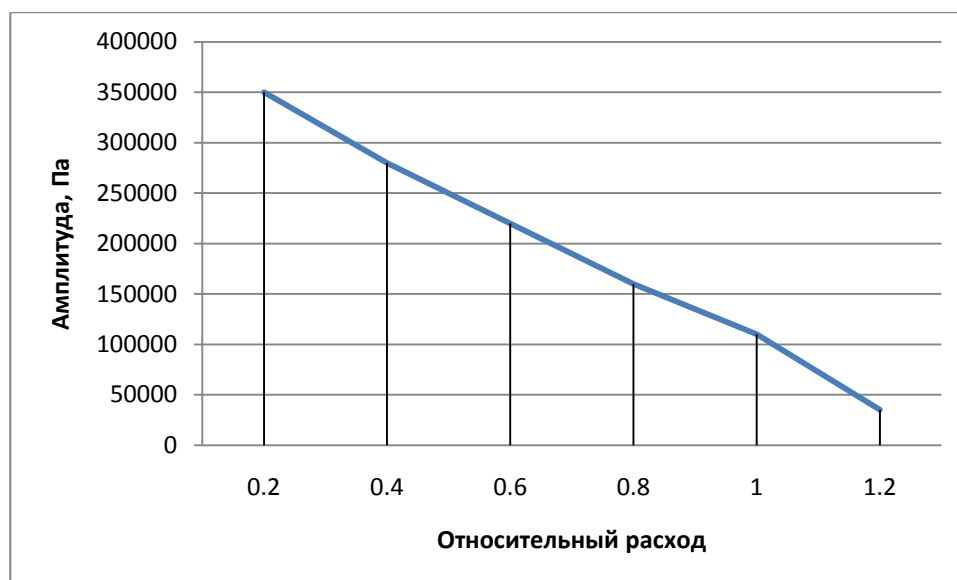


Рисунок 36 График зависимости амплитуды пульсаций давления от относительного расхода

С учетом постановки задачи построен график (Рис. 36) зависимости амплитуды пульсаций давления рабочей жидкости в точке расположенной у стенки корпуса насоса. Согласно полученным данным пульсации давления на входе в шнековое колесо у стенки корпуса возрастают с уменьшением расхода рабочей жидкости перекачиваемой насосом. Основываясь на результатах расчетов можно сделать вывод о том, что для снижения вибрационной нагрузки на корпус насоса, на всех режимах работы (по расходу) необходимо снижать интенсивность обратных токов. В литературе [2] изложены некоторые способы снижения интенсивности обратных токов, основанные на установке дополнительных конструкций перед шнековым колесом. Это может влиять на интенсивность обратных токов, снизить расстояние, на которое они распространяются. Но даже в этом случае пульсации давления рабочей жидкости и возникающая гидродинамическая вибрация могут сохраниться, так как не удастся полностью предотвратить эффекты, возникающие из-за влияния вторичных течений.

Поэтому на основании теоретических исследований выдвинуто предположение о необходимости установки бандажа, который будет

препятствовать возникновению течения через радиальный зазор. Для оценки влияния бандажа на работу насосного агрегата проведено дополнительное численное исследование.

4.3 Моделирование трехмерного нестационарного течения в шнековом рабочем колесе с бандажом.

Для проведения вычислительных экспериментов по влиянию бандажа шнекового рабочего колеса на пульсации давления необходимо разработать такую геометрическую модель расчетной области, в которой отсутствует радиальный зазор, и шнековое колесо на внешнем радиусе закрыто стенкой вращающейся вместе с колесом. В отсутствие необходимости учитывать радиальный зазор в расчетах можно применить метод «скользящих поверхностей». Чтобы применить метод «скользящих поверхностей», геометрическую модель для исследования влияния бандажа на структуру течения в бустерном насосном агрегате необходимо представить как три подобласти, а именно: подвод с пилонами, шнековое колесо, закрытое бандажом и участок отвода с направляющим аппаратом. Такая геометрическая модель позволяет при корректной постановке граничных условий, имитировать вращение шнекового колеса и смоделировать трехмерные нестационарные течения в бустерном насосном агрегате.

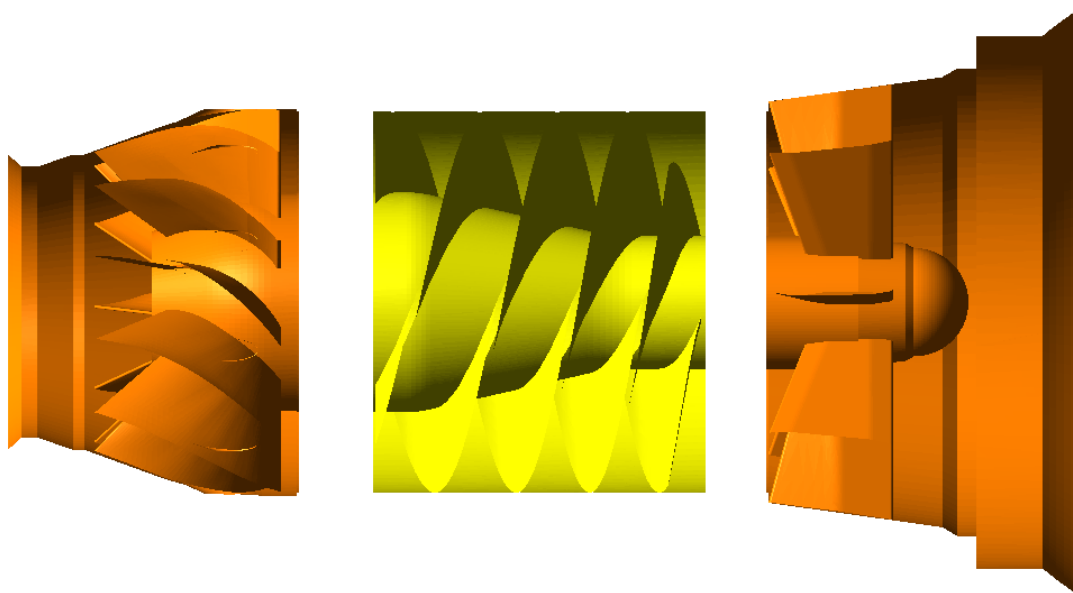


Рисунок 37 Расчетная область

Для разработанной геометрической модели (Рис. 37) приняты такие граничные условия, которые позволяют обеспечить проведение моделирования трехмерного нестационарного течения в полученной проточной части насоса. На входе в насос задана величина входного давления равная одной атмосфере, а на выходе из проточной части задан расход воды, который в процессе расчетов варьируется от 64.8 кг/с до 388.8 кг/с, что составляет от 0.2 до 1.2 относительно расхода на номинальном режиме. Обеспечение вращения шнекового колеса и бандажа, при моделировании осуществляется с использованием метода «скользящих поверхностей». Так расчетные данные с поверхности расположенной на выходе из пилонов передаются на поверхность расположенную перед шнековым колесом насоса, а данные на выходе из шнекового колеса насоса передаются на поверхность перед направляющим аппаратом. При интерполяционном переносе данных на «скользящих поверхностях» учитывается вращение ротора. Такой подход позволяет имитировать вращение рабочего колеса насоса с частотой 5720 об/мин.

Общее количество ячеек адаптированной расчетной составляет свыше 264 000.

Такая постановка вычислительного эксперимента позволяет оценить влияние банджа на пульсации давления в рабочей жидкости и на энергетические характеристики насоса. Результаты расчетов показывают, что в случае, когда перетекания рабочей жидкости через радиальный зазор нет, пульсации давления у стенки корпуса насоса значительно снижаются.

Согласно полученным в ходе моделирования трехмерного нестационарного течения данным, пульсации давления на входе в шнековое колесо имеют незначительную амплитуду на уровне широкополосного шума (Рис. 38). Однако, полученные при моделировании течения расчетные данные, также указывают на падение величины полного давления на выходе из шнекового колеса на 10-14%. Возрастающие гидравлические потери связаны с потерями на трение, возникшими при взаимодействии рабочей жидкости с банджом. Анализ энергетических характеристик совместно с исследованиями пульсаций давления позволяет выявить и другой эффект, связанный со снижением полного давления рабочей жидкости за выходным направляющим аппаратом. Согласно результатам моделирования течения, на выходе из направляющего аппарата происходит значительное снижение величины полного давления (до 25%) рабочей жидкости, что характерно как для случая с установленным банджом так и для случая без него, связанное с увеличением площади проходного сечения. Предполагается, что возникающие потери могут быть связаны с внесенными в геометрическую модель допущениями. Потери давления на выходе из направляющего аппарата необходимо уточнить экспериментально, и в случае если результаты численного моделирования подтвердятся, то необходимо продумать вопрос об установке обтекателя.

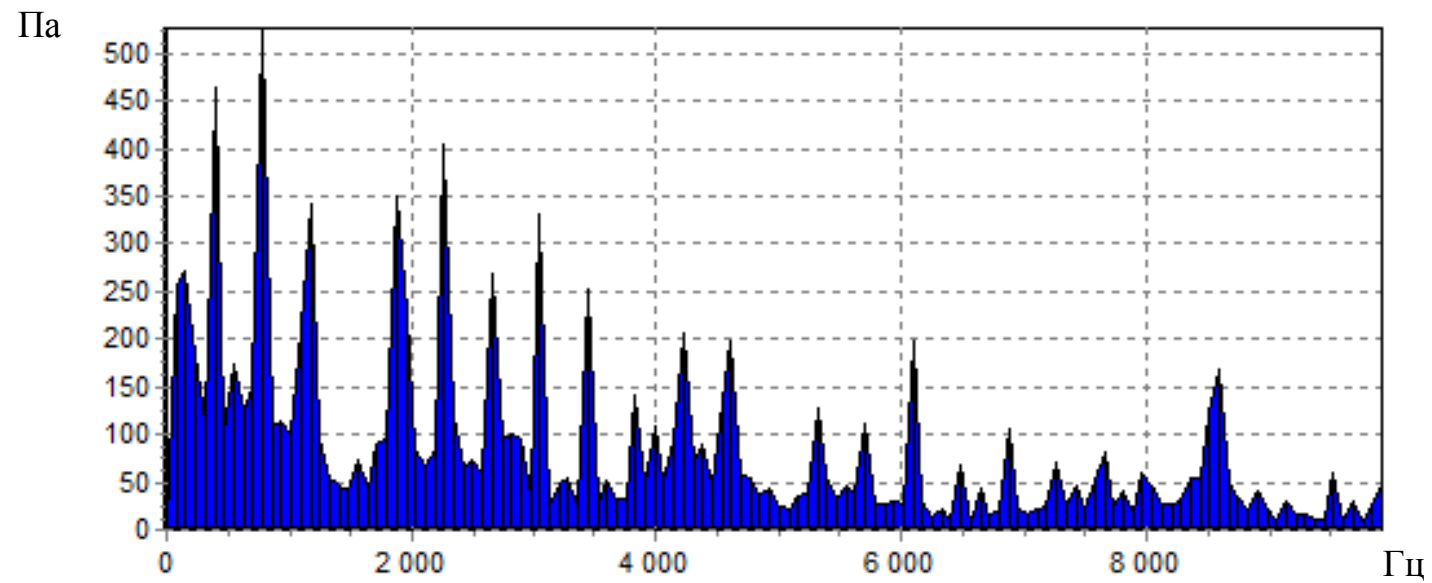
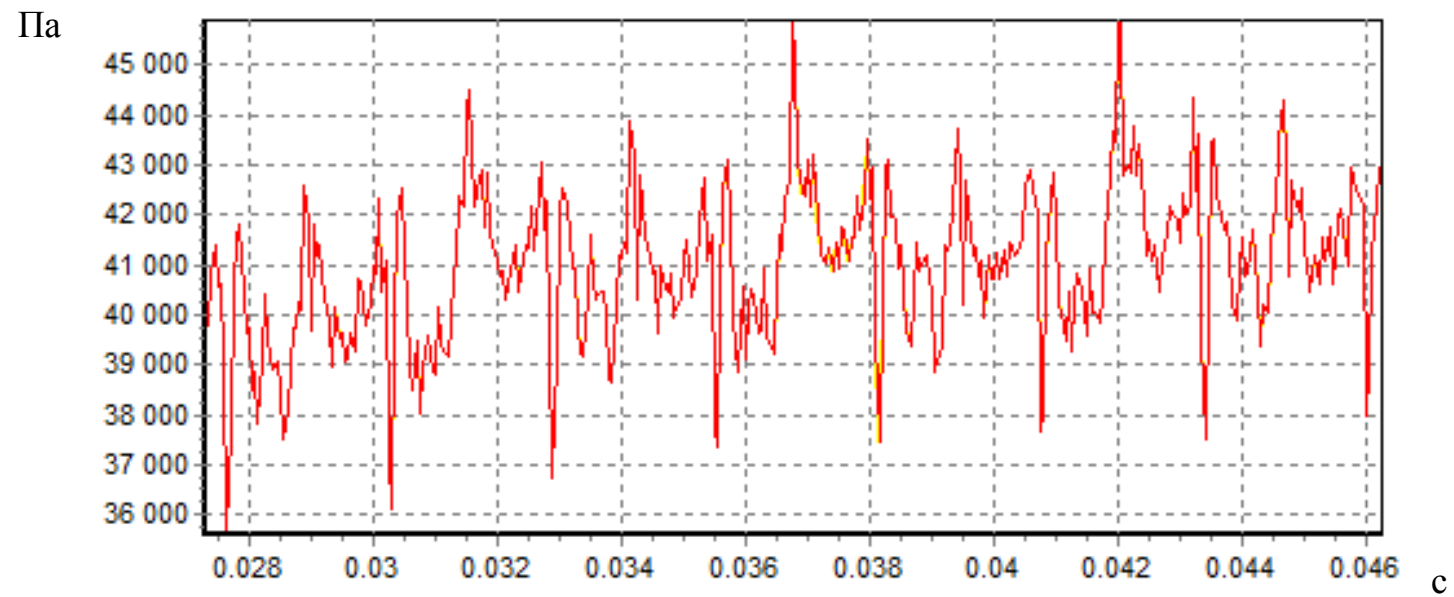


Рисунок 38 Спектр пульсаций давления перед шнековым колесом насоса

Что касается пилонов, то тут моделирование трехмерного нестационарного течения показало, что установка бандажа не приводит к снижению пульсаций давления, обусловленных взаимодействием шнекового колеса насоса с пилонами. Согласно данным, полученным при проведении исследования, пульсации давления, вызванные взаимодействием пилонов со шнековым колесом насоса, обусловлены ускорением потока жидкости в каналах между пилонами. Зоны пониженного давления образующиеся в результате такого взаимодействия вращаются вслед за ротором и могут доходить от пилонов до входа в шнековое колесо насоса (Рис. 39). Такой процесс может сказаться негативно, как на уровне пульсаций давления на входе в шнековое колесо, так и на кавитационных качествах насоса (по предварительным оценкам величина локального падения статического давления даже на номинальном режиме доходит до 10^5 Па).

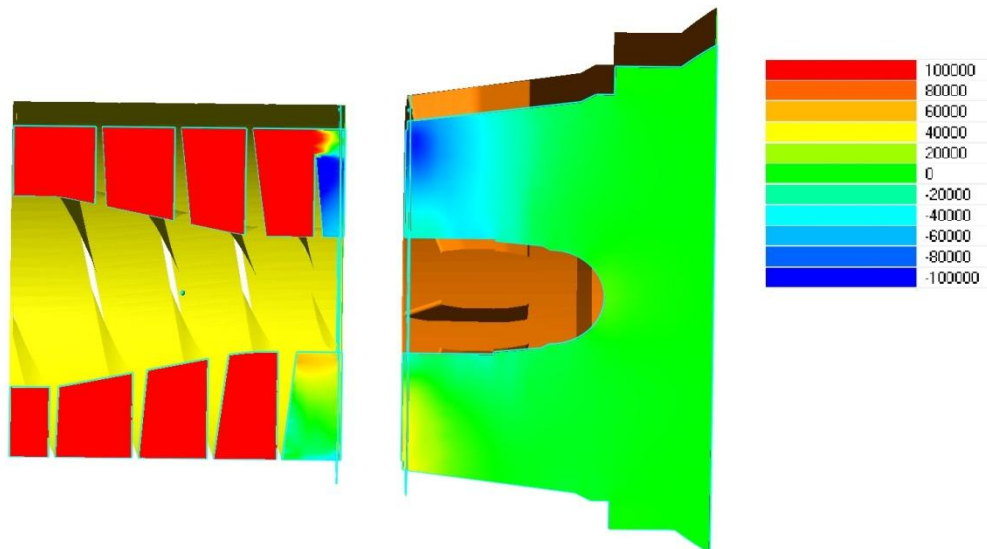


Рисунок 39 Поле статического давления перед шнековым колесом насоса

На основании все тех же результатов численного моделирования проведена оценка гидравлических потерь в шнековом колесе с бандажом. Согласно результатам такой оценки гидравлические потери при установке бандажа закрывающего весь шнек возрастают на 12%, если сравнивать с

конструкцией шнекового колеса без бандаж. Анализ гидравлических потерь в проточной части бустерного насосного агрегата, как с бандажом, так и без него позволил выявить значительные гидравлические потери в направляющем аппарате, установленном за шнековым колесом насоса. Величина таких потерь по полному давлению доходит до 25%. Согласно результатам численного моделирования, значительные гидравлические потери связаны с резким увеличением площади проходного сечения за направляющим аппаратом (Рис. 40).

Вихревые структуры, возникающие на выходе из направляющего аппарата, могут приводить к потерям полного давления, что обуславливает необходимость проведения дополнительных экспериментальных исследований по определению гидравлических потерь в случае, когда учитывается работа турбины.

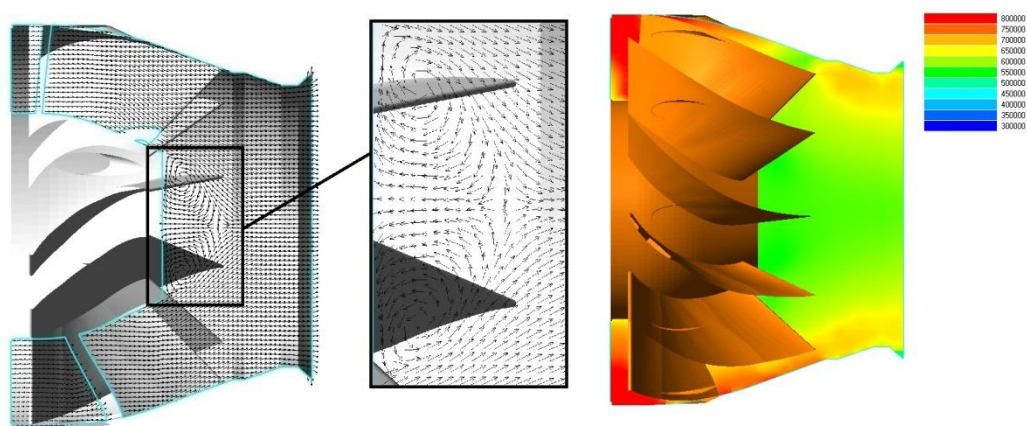


Рисунок 40 Поля скорости и статического давления на выходе из НА

Такие исследования позволят принять решение о необходимости установки дополнительного обтекателя за направляющим аппаратом, что как предполагается должно существенно снизить гидравлические потери за направляющим аппаратом.

Согласно результатам численного моделирования при установке шнекового колеса с бандажом, основным источником пульсаций давления является процесс связанный с гидродинамическим взаимодействием ротора со следами от пилонов, что объясняет необходимость изучения этого процесса в диссертационной работе.

4.4 Расчет без пилонов.

Для оценки влияния пилонов на генерацию пульсаций давления на входе в шнековое колесо проведен дополнительный расчет. В этом вычислительном эксперименте планировалось определить влияние площади проходного сечения и пилонов на возникновение вращающихся зон пониженного давления. Методы численного моделирования позволяют провести расчет, в котором нет радиального зазора между шнековым колесом и стенкой трубы. Такой подход применяется для оценки влияния пилонов, и исключения возникновения обратных токов через радиальный зазор, которые могут повлиять на структуру течения и не позволят провести объективную оценку влияния пилонов на пульсации давления. С этой целью разработана геометрическая модель (Рис. 41), состоящая из трех участков трубы в одну из которых помещен шнек. Такая геометрическая модель позволяет применить метод скользящих поверхностей и обеспечить вращение шнекового колеса с частотой 5720 об/мин. Граничные условия, примененные к этой геометрической модели аналогичны тем, что использовались в других вычислительных экспериментах в рамках диссертационной работы. На входе в трубу задано давление, равное одной атмосфере (101000 Па), а на выходе из насоса задан расход равный 324 кг/с воды.

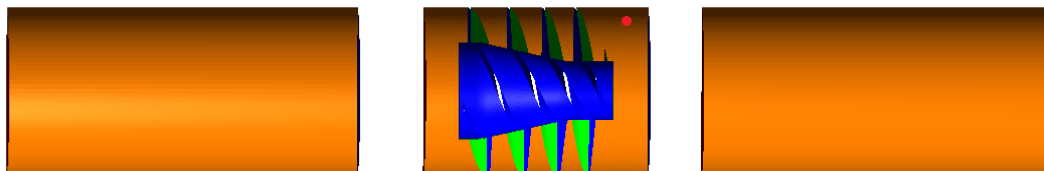


Рисунок 41 Расчетная область "шнек в трубе без зазора"

В процессе моделирования использовался метод конечных объемов, для этого была построена расчетная сетка, ячейки которой имели форму параллелепипеда. Подсеточная адаптация геометрии позволила учесть сложную геометрию шнека, а введенная адаптация расчетной сетки позволила уточнить гидравлические потери. Общее количество расчетных ячеек составило 164 000.

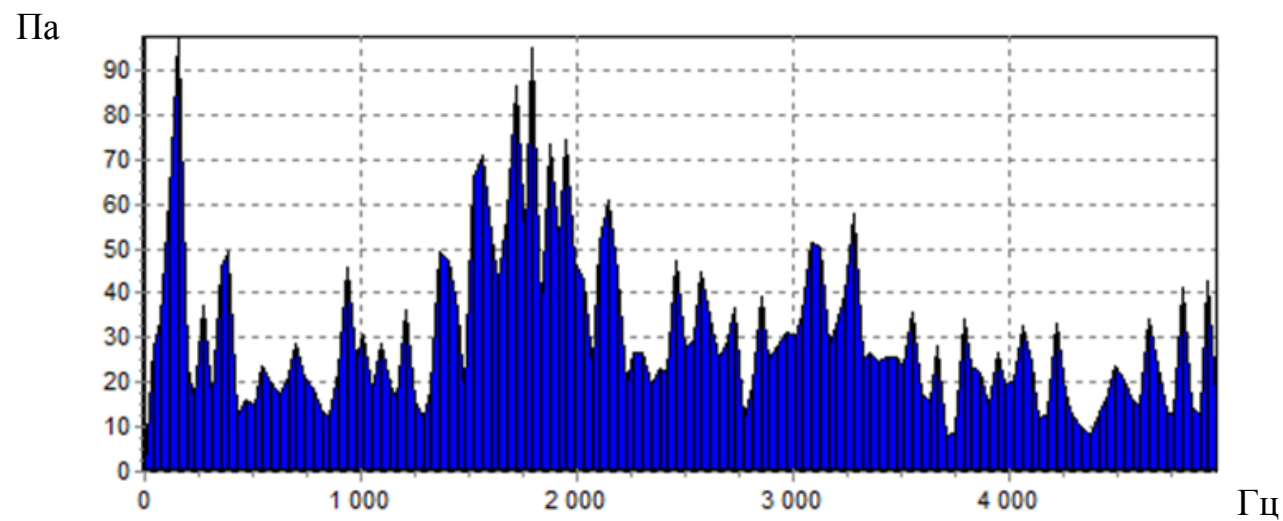
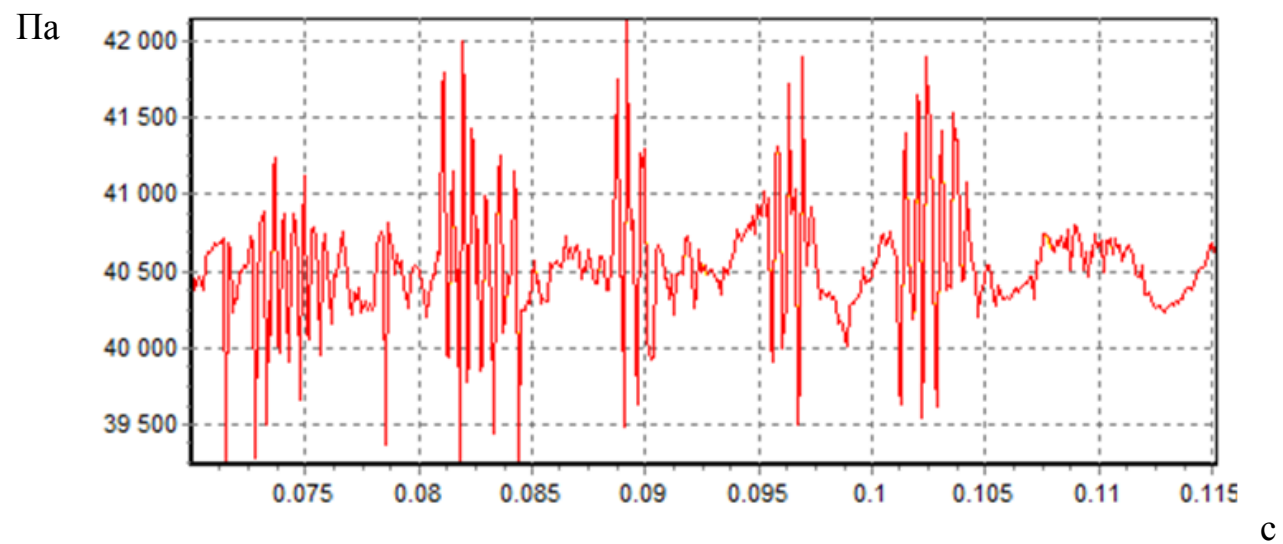


Рисунок 42 - Спектр пульсаций давления перед шнековым колесом

Такая постановка вычислительного эксперимента показала, что пульсации давления, возникающие на входе в шнековое колесо заметно снижаются. В точке фиксации пульсаций давления (на рис. 41, красная), расположенной перед шнековым колесом, амплитуда пульсаций давления практически равна нулю. Спектральный анализ позволяет выявить пульсации давления с незначительной амплитудой на фоне широкополосного шума. Зоны пониженного давления сохранились перед лопатками шнекового колеса (Рис. 43), хотя и заметно сократились.

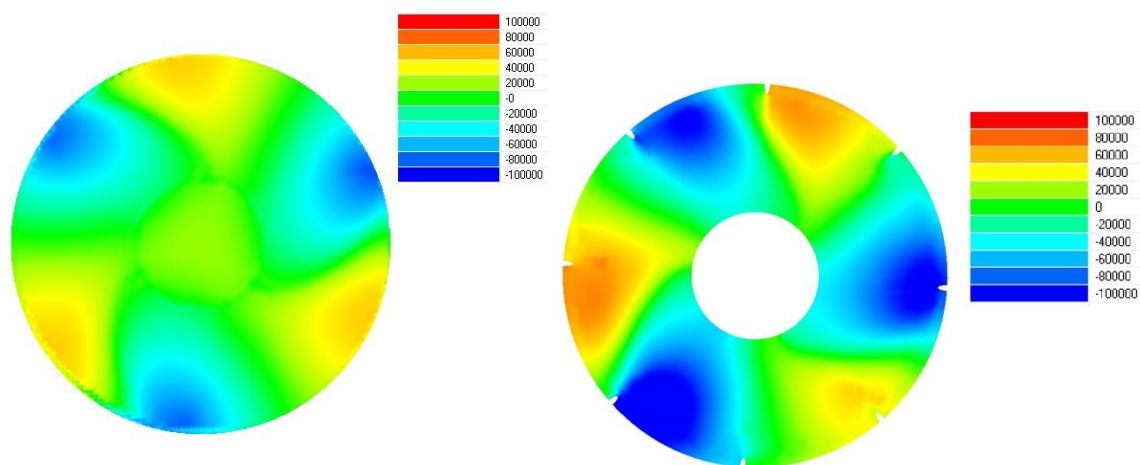


Рисунок 43 Поле давлений перед шнековым колесом для случая без пилонов (слева) и с 8 пилонами

Следует отметить, что сохранилась и незначительная зона пониженного давления вблизи стенки трубы, эта зона расположена за первым витком лопаток шнекового колеса. Согласно полученным результатам расчетов следует, что увеличение площади проходного сечения и уменьшение количества пилонов могут позволить снизить размеры зон пониженного давления, и тем самым снизить прикладываемые к цилиндрическому участку корпуса насоса, гидродинамические возмущающие нагрузки.

4.5 Моделирование течения в трубе с тремя пилонами.

Расчеты, проведенные в разделе 4.3 показали, что внесение изменений в конструкцию бустерного насосного агрегата, связанное с увеличением площади проходного сечения позволяет снизить пульсации давления рабочей жидкости на входе в рабочее колесо насоса. Для оценки возможности снижения уровня пульсаций давления в случае, когда пилоны установлены, проведен расчет, в котором рассматривается структура потока на выходе из пилонов и оценивается влияние площади проходного сечения.

Для проведения таких расчетов разработана геометрическая модель (Рис.44) состоящая из трех подобластей, что позволяет применить интерфейс «скользящая поверхность» для имитации вращения шнекового колеса с частотой 5720 об/мин.

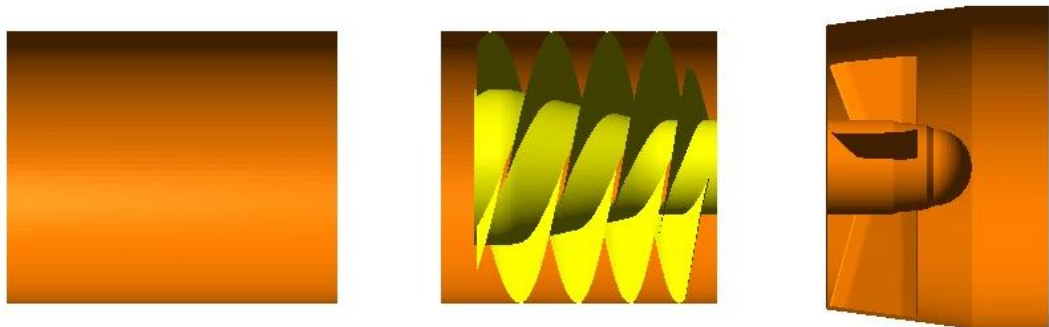


Рисунок 44 Расчетная область с тремя пилонами

Граничные условия при моделировании приняты аналогичным и подобным расчетам для других случаев. На выходе из насоса задан расход равный 324 кг/с воды, а на входе в насос задано давление равное одной атмосфере.

В процессе моделирования использовался метод конечных объемов, для этого была построена расчетная сетка, ячейки которой имели форму параллелепипеда. Подсеточная адаптация геометрии позволила учесть сложную геометрию шнека, а введенная адаптация расчетной сетки

позволила уточнить гидравлические потери. Общее количество расчетных ячеек составило 117 455.

Применяемый подход дает возможность получить такую структуру течения на входе в шнековое колесо насоса, которая позволяет провести анализ механизма возникновения зон разрежения и оценить влияние числа пилонов на пульсации давления.

Согласно полученным данным уменьшение числа пилонов приводит к уменьшению зон разрежения (Рис.45) по сравнению с результатом полученным в 4.3 (Рис.43), образующихся в каналах между пилонами, однако такие зоны продолжают существовать.

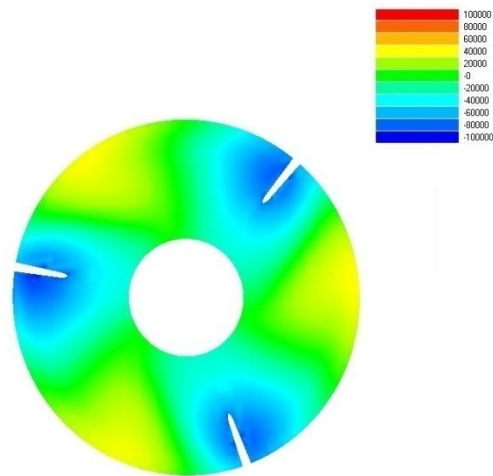


Рисунок 45 Поле статического давления для случая с тремя пилонами

Полученные результаты расчетов показывают, что кроме площади проходного сечения на зоны разрежения влияет увеличение скорости при обтекании пилонов рабочей жидкостью. Максимальных значений скорость достигает, когда входная кромка лопаток шнекового колеса совпадает с выходной кромкой пилона.

На основании полученных результатов можно сделать вывод, что на обтекание пилонов рабочей жидкостью влияет рабочее колесо насоса, уменьшение количества пилонов приводит к уменьшению частоты таких

взаимодействий и поток жидкости успевает восстановить часть статического давления пока лопатка шнекового колеса проходит расстояние от одного пилона до другого.

4.6 Выводы по главе 4.

Полученные в главе 4 результаты дополнительных расчетов показывают, что существует значительный объем вопросов, связанных с изучением структуры течения рабочей жидкости в бустерном насосном агрегате. Для изучения таких течений рабочей жидкости и связанных с ними эффектов необходимо проводить дополнительные исследования, направленные на выявление механизмов их возникновения. Особый интерес представляет ускорение потока рабочей жидкости при обтекании пилонов.

Что касается результатов дополнительных расчетов выполненных для установления возможности влияния на уровни пульсаций давления, то здесь найдены два основных направления исследований. Первое – оценка возможности установки бандажа, полностью или частично закрывающего шнековое колесо, с целью предотвращения возникновения перетекания жидкости через радиальный зазор. Второе – необходимо улучшить гидродинамическую форму пилонов расположенных на входе в насосный агрегат, что позволит снизить уровень пульсаций давления рабочей жидкости и обеспечить повышение кавитационных качеств насоса.

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.

Список использованных источников.

1. Fraser W.H., Karassik I.J., Bush A.R. Study of Pump Pulsation, Surge and Vibration Throws Light on Reliability vs Efficiency.- Power, 1977, August.
2. Meyer R.J. Solving the Problem of Vertical Pump Vibration. Pumps, Pompes, Pumpen, 1978. №141. (Приводится по переводу №13-29073. М.: ВЦП, 1980.)
3. Minami Shungo, Kawaguchi Kyoji, Homma Tetsuto. Experimental Study on Cavitation in Centrifugal Pump Impellers. // Bulletin of JSME. 1960. vol. 3, no. 9, pp. 19- 29.
4. Timushev, S.F., Ovsyannikov, B.V. Pressure Fluctuation Numerical Simulation in a Centrifugal Pump Volute Casing. Journal de Physique IV, vol.2. Second French Conference on Acoustics. Arcachon (France), 1992.
- 5.url: <http://abaqus.ethz.ch:2080/v6.11/#>
- 6.url: <http://davaiknam.ru/text/kavitaciya>
- 7.url: <http://www.lpre.de/energomash/RD-180/>
- 8.url: <https://flowvision.ru/index.php/public-downloads/category/7-uchebnye-materialy>
9. Аверьянова В.Г., Диментберг Ф.М. Геометрическая интерпретация колебаний упруго-подвешенного тела// Известия академии наук СССР Механика и машиностроение № 6 1964 г.
10. Аникеев Г.И. и др. Исследование пульсаций давления в центробежном насосе.-- В кн.: Динамика и прочность упругих и гидроупругих систем. М.: Наука, 1975.

11. Анкудинов А.А., Панайотти С.С. Предвключенное устройство со сверхвысокой всасывающей способностью и низким уровнем низкочастотных пульсаций давления и расхода.// Всероссийская научно-техническая конференция с международным участием «Гидравлические машины, гидропневмоприводы и гидропневмоавтоматика» Современное состояние и перспективы развития.(10-11 июня Санкт-Петербург) СПбГП ПУ 2014г. с. 18-28

12. Боровский Б.И., Ершов Н.С., Овсянников Б.В., Петров В.И., Чебаевский В.Ф., Шапиро А.С. Высокооборотные лопаточные насосы./ Под ред. Овсянникова Б.В., Чебаевского В.Ф. М.: Машиностроение, 1975.

13. Васильев В.А., Чегурко Л.Е. Исследование вибрации ротора и пульсации давления жидкости в центробежном насосе.-- Химическое и нефтяное машиностроение, 1979, №5.

14. Волоховская О.А.. Об одном подходе к снижению уровня вибрации и шума// Вестник Нижегородского университета им. Н.И. Лобачевского, 2011, № 4(2).

15. Гафуров С.А., Родионов Л.В., Крючков А.Н., Макарьянц Г.М., Шахматов Е.В. Влияние конструкции входного участка шнеко-центробежной ступени комбинированного насоса на вибрационное и пульсационное состояние// Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета №2(33) 2012г с. 155-163

16. Гуляев В.Г., Гуляев К.В., Китаева С.А., Эренбург В.И.. Высокнапорный насосный агрегат с пониженными уровнями вибрации и шума// google academy

17. Жемчугов Г.А. Каплин А.И. Опыт комплексного проектирования электронасосов с особо жесткими требованиями по вибрации. // Вопросы электромеханики Т110, 2009 с 11-14

18. Зотов Б.Н. Вибрация на лопаточных частотах в центробежных насосах с одинаковым числом лопастей колеса и лопаток отвода. - В кн.: Лопастные насосы./ Под ред. Грянко Л.П., Папира А.Н. Л.: Машиностроение, 1975.

19. Зотов Б.Н. Исследование гидродинамических источников вибраций центробежного насоса.- Энергомашиностроение, 1974, №2.

20. Зубарев Н.И. , Сапунов С.Г. Исследование пульсаций давления в проточной части модельных ступеней питательных насосов мощных турбоблоков.-- Энергомашиностроение, 1978, №7.

21. Зубарев Н.И., Сапунов С.Г. О влиянии соотношения между числом лопастей рабочего колеса и числом лопаток направляющего аппарата на уровень пульсаций давления в ступени центробежного насоса.-- Химическое и нефтяное машиностроение, 1979, №6.

22. Иванюшин А.А., Наконечный Л.П. Экспериментальное исследование пульсаций давления за центробежным колесом.- В кн.: Гидравлические машины. Харьков, 1980, №14.

23.Иванюшин А.А., Наконечный Л.П., Новак В.А. Определение пульсаций давления в центробежной ступени.- В кн.: Гидравлические машины. Харьков, 1983, №17.

24.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» выпуск №51

25.Иоффе Р.Л., Панченко В.И. К исследованию влияния чисел лопастей рабочих колес гидродинамических машин на их виброакустические характеристики. - Машиноведение, 1972, №1.

26.Карелин, В. Я. Кавитационные явления в центробежных и осевых насосах // М. : Машиностроение, 1979. – 335 с.

27.Коваленко А.М. К вопросу повышения работоспособности нефтяных магистральных насосов. // Сборник научных трудов «Новые материалы и технологии в машиностроении». Выпуск №7 Брянск 2007 год с 54-58.

28.Козелков В.П., Зиземский В.Я., Ефимочкин А.Ф. Визуальное исследование кавитирующего центробежного насоса. - В кн.: Гидродинамика лопаточных машин и общая механика./ Воронежский политехн. ин-т, 1977.

29.Корбен Ф. Контроль по уровню вибрации: Перевод сангл. Vibration monitoring, 1976, v.7, No7.

- 30.Коробченко В.А., Плуталов А.Е., Танский А.М. Экспериментальное исследование колбаний давления во входной магистрали шнеко-центробежного насоса.-- В кн.: Летательные аппараты и их технология. Гидродинамика лопаточных машин. ВПИ. Воронеж, 1976.
- 31.Кретинин А.В., Солдатов Д.В., Шалыто А.А., Шостак А.В. Диагностирование аварийных состояний турбонасосного агрегата жидкостного ракетного двигателя. // Нейрокомпьютеры разработка, применение, № 9 2007г с 372-379
- 32.Ларин А.Н., Ларин А.А., Ущипивский И.Л. Экспериментальные исследования вибраций центробежного насоса с дефектом (прослабленная посадка вала в подшипниках) // ВіТР Vol. 34 issue 2, 2014, pp – 133-141.
- 33.Левченко Е.Л. Учет газодинамических процессов в кавитационной полости в математической модели полого жидкостного вихря. - В сб.: Кавитационные колебания и динамика двухфазных систем. Киев: Наукова думка, 1985.
- 34.Людвиницкая А.Р. Аюпов А.И. Способы снижения вибрации насосных агрегатов // google academy
- 35.Овсянников Б.В., Боровский Б.И. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей. Москва «Машиностроение» 1986 г.
- 36.Овсянников Б.В., Тимушев С.Ф. К вопросу о расчете пульсаций давления на лопаточных частотах в отводе центробежного насоса. В сб.: Проблемы теории двигателей при испытании двигателей. МАИ (каф. 202), 1986.
- 37.Перевощиков С.И. Разработка научных основ управления вибрацией гидродинамического происхождения в центробежных насосах магистральных нефтепроводов. // Автореферат на соискание ученой степени доктора технических наук, Тюмень 2004 г. 48 стр.
- 38.Пилипенко В.В., Задонцев В.А., Натанзон М.С. Кавитационные колебания и динамика гидросистем. М.: Машиностроение, 1977.

- 39.Покровский Б.В. Кавитационный шум и вибрации центробежных насосов. - В кн.: Труды ВНИИгидромаш. М., 1969, вып.39.
- 40.Покровский Б.В. Подобие виброшумовых характеристик центробежных насосов. В кн.: Труды ВНИИгидромаш М., 1974; Вып. 45.
- 41.Покровский Б.В. Шум и вибрация центробежных насосов и меры по их снижению. В кн.: Труды ВНИИгидромаш М., 1970; Вып. 41.
- 42.Покровский Б.В., Рубинов В.Я. Влияние отвода на виброакустические характеристики центробежного насоса.- В кн.: Труды ВНИИгидромаш. М., 1970, вып.40.
- 43.Покровский Б.В., Рубинов В.Я. Кавитация в отводе и ее влияние на вибрацию центробежного насоса. - В кн.: Труды ВНИИгидромаш. М., 1974, вып.45.
- 44.Покровский Б.В., Рубинов В.Я. О снижении дискретных составляющих от неоднородности потока в спектре вибрации центробежного насоса. - Тезисы докладов к совещанию-семинару “Вопросы гашения вибраций и шумов в конструкциях и машинах”. Киров, 1970.
- 45.Покровский Б.В., Рубинов В.Я. Шум и вибрация центробежных электронасосных агрегатов и методы их снижения. М.: ЦИНТИ -- Химнефтемаш, 1981. Насосостроение: обзор информационный. Сер. ХМ-4/центр. ИНТИ и техн.-экон. исслед. по хим и нефтяному машиностроению.
46. Покровский Б.В., Юдин Е.Я. Основные особенности шума и вибрации центробежных насосов. - Акустический журнал, 1966, т.ХII, вып.3.
- 47.Попов О.Н., Сосновский Н.Г., Сиухин М.В. Гидродинамическая нагруженность роторов центробежных насосов при переходных процессах // Электронное научно-техническое издание «Наука и образование» с. 1-9.

- 48.Сазонов А.А. Исследование некоторых нестационарных явлений в центробежных насосах. - В кн.: Лопаточные машины и струйные аппараты. М.: Машиностроение, 1972, вып.6.
- 49.Селифонов В.С., Овсянников Б.В. Кавитационные автоколебания в насосе. Вестник МАИ, №1, 1995.
- 50.Сукуп Я.К. К проблематике пульсаций давления в радиальном центробежном насосе: Перевод №Ц-30915. М.: ВЦП, 1974
- 51.Тимушев С.Ф., Овсянников Б.В. Конечно-разностный метод расчета пульсаций давления на лопаточных частотах в спиральном отводе центробежного насоса. Вкн.: Рабочие процессы в узлах и агрегатах двигателей летательных аппаратов./ Сб. трудов МАИ (каф.202), 1987.
- 52.Тимушев С.Ф., Толстиков Л.А., Юновидов С.А. Пульсации давления и вибрации центробежных насосов. Обзор по материалам отечественной и зарубежной печати за 1960--1983гг. ГОНТИ-17, серия IV, №42(22), 1985.
- 53.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
- 54.Тимушев С.Ф., Федосеев С.Ю. Результаты численного моделирования тональных компонент спектра пульсаций давления в шнековой ступени бустерного турбонасоса ЖРД // электронный журнал «Труды МАИ» с. 219-222.
- 55.Тимшин А.И. Экспериментальное исследование структуры потока на выходе из центробежного колеса насоса.- В кн. Гидравлические машины. Харьков: Изд-во ХГУ, 1971, вып.4.
- 56.Федосеев С.Ю., Тимушев С.Ф. Результаты численного моделирования тональных компонент спектра пульсаций давления в шнековой ступени бустерного турбонасоса ЖРД.// Вторая международная научно-техническая

конференция «Динамика и виброакустика машин» (Самара: СГАУ 15-17 сентября 2015г.)

57.Федосеев С.Ю., Тимушев С.Ф., Кузнецов А.В., Панайотти С.С. Расчет критических кавитационных запасов центробежных насосов// Электронный журнал «Труды МАИ» Выпуск № 71

58.Хорошев Г.А. Вибрации насосов, вызванные кавитацией. - Энергомашиностроение, 1960, №4.

59.Ху В., Рейни И. Экспериментальное и теоретическое исследование колебаний сопряженных оболочек. Ракетн. техн. и космонавтика. 1967. Т. 5. Вып. 5. С. 182-186.

60.Цзе Ф. С., Морзе И.Е., Хинкл Р.Т.. Механические колебания// Издательство «Машиностроение» 1966 год

61.Чегурко Л.Е. и др. Кавитационные исследования питательного насоса ПН-1500-350. Химическое и нефтяное машиностроение, 1983, №9.

62.Шапиро А.С. Структура Реального течения в центробежных и осевых насосах.- М.: МГИУ, 2004 г. 280 с.

63.Штруб. Колебания давления и усталостные напряжения в насосах и обратимых гидромашинах гидроаккумулирующих электростанций.- Энергетические машины и установки, 1964, т.86, №1.

64.Юаса Т., Хината Т. Пульсации потока за центробежным колесом.-- Эхара Дзихо, 1980, №114 (Перевод с япон. №Г-39508. М.: ВЦП, 1981).