

На правах рукописи

ЛОМАКИН ВЛАДИМИР ОЛЕГОВИЧ

УДК 621.671

РАЗРАБОТКА КОМПЛЕКСНОГО МЕТОДА РАСЧЕТА  
ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ С  
ОПТИМИЗАЦИЕЙ ПАРАМЕТРОВ

Специальность 05.04.13 – «Гидравлические машины и  
гидропневмоагрегаты»

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание степени доктора технических наук

Москва 2017

Диссертационная работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана (национальный исследовательский университет)»

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор кафедры "Турбины, гидромашины и авиационные двигатели", ФГАОУ ВО Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Жарковский Александр Аркадиевич

доктор технических наук, заведующий кафедрой 202 «Ракетные двигатели» ФГБОУ ВО Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет), Тимушев Сергей Федорович

доктор технических наук, заведующий кафедрой «Нефтегазового оборудования и транспортировки» ФГБОУ ВО Воронежский государственный технический университет, Валухов Сергей Георгиевич

Ведущая организация филиал АО «ГМС Ливгидромаш» в г. Москва

Защита состоится «14» марта 2018 г. в 14-30 на заседании диссертационного совета Д 212.141.16 при Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, Москва, Лефортовская наб., д.1.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н.Э. Баумана и на сайте [www.bmstu.ru](http://www.bmstu.ru).

Ваш отзыв на автореферат в 2 экз., заверенных печатью учреждения, просим направлять по адресу: 105005, Москва, 2-я Бауманская улица, д.5, стр.1 Ученому секретарю диссертационного совета Д 212.141.16

Автореферат разослан «\_\_» \_\_\_\_\_ 2017 г.

Ученый секретарь  
диссертационного совета Д 212.141.16  
кандидат технических наук, доцент



М. А. Колосов

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность исследования. С началом использования методов вычислительной гидродинамики в инженерной практике появилась возможность расчета течения жидкости в проточной части насоса и получения расчетных характеристик насоса в короткие, по сравнению со временем получения экспериментальных характеристик, сроки. Это позволило модифицировать проточную часть по результатам численного моделирования в процессе проектирования и тем самым получать более совершенные конструкции без длительных экспериментальных исследований влияния геометрических параметров проточных частей на характеристики насоса.

Однако процесс поиска оптимального проектного решения на основе таких расчетов обычно основывается на интуитивных методах, а значит эффективность оптимизации и с точки зрения затраченного времени, и с точки зрения качества полученного результата сильно зависят от квалификации и опыта инженера-расчетчика.

Разработка формальных математических методов поиска оптимального проектного решения является актуальной современной задачей. В связи со сложным характером зависимости критериев оптимизации (энергоэффективность, надежность, ресурс и пр.) от множества геометрических параметров проточной части насоса и длительностью расчета характеристик насоса методами вычислительной гидродинамики, универсальные методы оптимизации плохо подходят для решения поставленной задачи. Метод расчета проточной части насоса на основе оптимизационных алгоритмов должен учитывать тип проточной части, формулировку и количество критериев оптимизации, должен быть легко перестраиваемым при введении в рассмотрение дополнительных условий и должен приводить к требуемому результату за минимально возможные сроки.

Необходимость в разработке таких методов расчета также диктуется современным состоянием отрасли насосостроения. Вводятся все новые требования и нормы по эффективности и надежности насосного оборудования, и разработанные 20-30 лет назад методы проектирования лопаточных машин уже не позволяют добиться требуемых результатов.

Цель работы – создание метода расчета основных типов проточных частей центробежных насосов на основе оптимизационных алгоритмов и методов вычислительной гидродинамики, позволяющего проводить оптимизацию с

различным количеством критериев, таких как энергоэффективность, кавитационные качества, нагрузки на элементы конструкции и другим характеристикам. Процесс проектирования на основе данного метода должен укладываться в минимальные сроки с гарантированным результатом.

Для достижения поставленной цели в диссертации были решены следующие задачи:

1. Обоснованы применяемые методы оптимизации и сформулированы рекомендации по выбору того или иного метода.

2. Разработан метод выбора управляющих параметров оптимизации, т.е. геометрических параметров, оказывающих наибольшее влияние на выбранные критерии оптимизации и выбираемых в качестве варьируемых и оптимизируемых.

3. Разработана математическая модель расчета оптимизируемых характеристик насоса на основе методов вычислительной гидродинамики, адаптированная к оптимизационным расчетам. Обоснованы допущения и ограничения математической модели.

4. Выявлены закономерности изменения различных оптимизируемых характеристик насоса (энергоэффективность, надежность, кавитационные качества и пр.) от геометрических параметров проточных частей различных типов.

5. Проведена экспериментальная проверка адекватности применяемых математических моделей. Проведена верификация результатов, полученных расчетным путем (как интегральных, так и дифференциальных характеристик).

6. Экспериментальным путем подтверждена эффективность применения разработанного метода оптимизации.

Методы исследований. Исследования проведены для проточных частей центробежных насосов различного типа (консольные, двустороннего входа, многоступенчатые, с предвключенным шнеком). Решение задач базируется на использовании методов вычислительной гидродинамики и экспериментальных исследованиях.

Методические основы диссертационной работы базируются на:

– современных методах расчета турбулентных течений в проточных частях роторных гидромашин с использованием моделей турбулентности типа RANS и URANS;

- математических методах решения оптимизационных задач стохастического и направленного поиска решения, а также их комбинации;
- современных методах получения макетных и опытных образцов изделий на основе трехмерного прототипирования;
- общей теории лопастных решеток и роторных гидромашин в целом;
- современных методах автоматизированного проектирования и программирования автоматизированных оптимизационных алгоритмов.

Достоверность и обоснованность. Достоверность обеспечивается использованием методов математической статистики при оценке погрешностей численных и натурных экспериментов. Обоснованность подтверждается:

- верификацией используемых математических моделей экспериментальным путем, сравнением дифференциальных и интегральных характеристик, полученных расчетным путем с результатами испытаний;
- успешным внедрением результатов исследования в производство.

Научная новизна:

- разработан комплексный метод расчета проточных частей насосов основных типов на основе применения оптимизационных алгоритмов и методов вычислительной гидродинамики, позволяющий в сжатые сроки проводить поиск наиболее оптимальных геометрических размеров элементов проточной части в соответствии с требуемыми критериями оптимизации;
- создана математическая модель расчета проточных частей центробежных насосов, позволяющая оптимизировать вычислительные ресурсы для проведения многовариантного поиска оптимального проектного решения.
- Создана математическая модель развития кавитации в проточной части насоса, экспериментальным путем получены значения коэффициентов, входящих в модель, а также сформулирован критерий оценки кавитационных качеств насоса в процессе оптимизации его проточной части.

Практическая ценность. Разработанный метод расчета проточных частей центробежных насосов может быть использован как в процессе проектирования новых насосных агрегатов с улучшенными характеристиками, так и для модернизации старых конструкций, путем переработки отдельных элементов проточной части. Разработанный метод позволяет существенно сократить сроки проектирования и добиться требуемого результата.

Реализация результатов. Разработанный метод расчета и практические рекомендации по расчету и проектированию проточных частей насосных агрегатов применены при проектировании насосных агрегатов на нескольких предприятиях:

- профилирование рабочего колеса грунтового насоса, ЗАО «Гидромех», г. Рыбинск;
- проектирование модельного ряда нефтяных магистральных насосов, АО «Нефтекамский машиностроительный завод», г. Нефтекамск;
- проектирование, изготовление и испытания насоса для горячего теплоносителя с повышенными кавитационными качествами, МинПромТорг России;
- проектирование и изготовление герметичного насоса с низким коэффициентом быстроходности, АО «Турбонасос», г. Воронеж;
- проектирование сменных роторов насоса НМ10000-210, АК «Транснефть нефтяные насосы», г. Челябинск;
- оптимизация проточной части насосов НМ1250-260 и НМ2500-230, АО «Конар» г. Челябинск;
- оптимизация геометрических характеристик проточной части маломощного насоса, ЗАО НПО «Гидромаш», г. Москва.

Во всех перечисленных работах метод расчета был успешно применен на практике.

Апробация работы. Основные научные положения и практические результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на научно-технических конференциях:

- конференции в рамках ежегодной международной выставки PCVExpo (Насосы, компрессоры арматура) (г. Москва, 2012, 2013, 2014, 2015 гг.);
- ежегодная Всероссийская конференция «Гидравлика и гидромашины» (г. Москва, 2014, 2015, 2016 гг.);
- международная конференция «Динамика и виброакустика машин» (г. Самара 2014 г.);
- международная конференция «Fluid power and mechatronics» (Харбинский технологический институт, г. Харбин, КНР, 2015 г.).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 30 работ и оформлен патент на полезную модель, 16 опубликованных статей входят в список ВАК РФ, 5 публикации – в международную базу Scopus.

Структура и объем диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, 4 глав, основных результатов и выводов, библиографического списка из 148 наименований, содержит 252 страницы машинописного текста, 185 иллюстраций, 40 таблиц.

## **КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ**

**Во введении** систематизируются основные подходы к оптимизации по различным критериям проточных частей центробежных насосов. Обосновывается актуальность работы, ее научная новизна и практическая ценность.

**В первой главе** описаны существующие проблемы повышения качества проточных частей центробежных насосов и приводится обзор литературных источников, в которых рассматриваются пути решения поставленной задачи.

Объектами исследования в данной работе являются проточные части центробежных насосов различных типов. Элементами проточных частей являются: подводящее устройство полуспирального типа, рабочее колесо, направляющий аппарат, лопаточный и канальный диффузоры и отводящее устройство спирального типа с однозавитковой и двухзавитковой спиралью. Проточные части насосов основных типов состоят именно из перечисленных элементов. Разработанные методы оптимизации легко могут распространяться на элементы проточных частей других типов, однако в рамках данной работы не рассматриваются.

При оптимизации геометрической формы проточных частей насосов различных типов необходимо рассматривать различные критерии оптимизации. Например, для нефтяных магистральных насосов наибольшее внимание уделяется их энергоэффективности, для насосов, установленных на подводных судах, важны виброакустические характеристики и т.д. В работе рассматривается оптимизация по различным критериям и их комбинациям.

Параметрами оптимизации выступают различные геометрические характеристики проточной части насосов. При описании формы поверхности проточной части можно ввести в рассмотрение сотни параметров, поэтому в

рамках работы исследуется влияние различных параметров на выбранные критерии оптимизации и производится выбор наиболее значимых из них.

Для получения значений критериев оптимизации при заданных параметрах применяются методы трехмерного моделирования гидродинамических процессов в проточной части насоса с различными настройками модели, позволяющими решить поставленную оптимизационную задачу с минимальными затратами вычислительных ресурсов.

В настоящее время применение формальных математических алгоритмов оптимизации в процессе проектирования не находит широкого применения. Причиной является сложный характер взаимовлияния отдельных параметров оптимизации на исследуемые критерии. Применение готовых алгоритмов сталкивается с проблемой выбора параметров оптимизации и необходимости значительных вычислительных затрат, что приводит к исследованию ограниченного количества параметров в академических целях и трудностям внедрения методов оптимизации в процесс реального проектирования насосов.

Использование же метода последовательных расчетов проточных частей методами трехмерного моделирования и принятия решения об изменении тех или иных параметров на основе этих расчетов может привести к положительному результату лишь для ограниченного числа задач. В основном такой метод позволяет лишь обнаружить существенные ошибки проектирования.

В различных литературных источниках рассмотрены методы по расчету и проектированию проточных частей центробежных насосов. Все эти методики сильно отличаются как по теоретическим предпосылкам, так и по степени возможной автоматизации. Основы всех методик были заложены еще в первой половине 20-го века и подробно изложены в таких трудах как (Ломакин, 1966) и (Пфлейдерер, 1960). В дальнейшем, как и в нашей стране, так и за рубежом, на базе этих методов активно разрабатывались полуавтоматизированные и автоматизированные алгоритмы построения проточных частей центробежных насосов и их оптимизации. В нашей стране работы в этом направлении активно проводились во ВНИИ Гидромаш, в группе компаний “ГМС”, в МЭИ, МАИ, калужском филиале МГТУ им. Н. Э. Баумана, в Санкт-Петербургском государственном политехническом университете и во многих других научных центрах.



До появления средств трехмерного гидродинамического моделирования течений в проточных частях насосов успешно применялись классические методы расчета.

Однако классические методики плохо адаптированы для профилирования проточных частей насосов специальных типов: грунтовые, канализационные, малошумные и пр., а также при оптимизации насосов с целью улучшения таких характеристик как КПД, ресурс, вибрации, шум и пр.

Появление методов вычислительной гидродинамики позволило решить эти проблемы, однако возникла необходимость адекватной оценки результатов моделирования, проблема точности таких расчетов, а также проблема эффективного применения таких методов в процессе оптимизации проточных частей.

К настоящему моменту проблема верификации численных расчетов решена многими группами исследователей и обзор публикаций на эту тему приведен в работе. Большое количество работ по оценке точности численных расчетов не снимает необходимость подтверждения результатов моделирования физическим экспериментом, однако существенно повышает степень доверия к результатам моделирования.

Отдельной проблемой при использовании методов оптимального проектирования является необходимость постоянного перестроения проточной части исследуемого насоса в процессе оптимизации. Не для всех элементов проточной части разработаны прикладные программы автоматизированного построения.

Приведенный обзор применения методов оптимизации проточных частей насосов позволяет сделать вывод о том, что на данный момент не разработан комплексный подход к расчету геометрических параметров проточной части насоса, который бы включал в рассмотрение всю совокупность элементов, предлагал инструменты к выбору параметров оптимизации и методов, а также минимизировал время затраченное на процесс поиска решения путем применения эффективной математической модели.

**Во второй главе** описана математическая модель, применяемая в процессе расчета и оптимизации проточной части исследуемых насосов.

Использование вычислительной гидродинамики для получения характеристик насосов в процессе поиска оптимальной проточной части накладывает особые требования к используемым численным моделям. С одной

стороны, модель должна обладать достаточной точностью для получения адекватной оценки полученных характеристик, с другой – обладать вычислительной эффективностью для максимального сокращения времени вычислений.

В качестве прикладного программного пакета в данной работе использовался программный продукт STAR CCM+, специализирующийся на гидродинамическом моделировании.

Течение жидкости в проточной части насоса в подавляющем числе случаев является турбулентным. Наиболее популярными моделями турбулентности для решения инженерных задач являются модели типа k-epsilon и k-omega.

В данной работе используется модель k- $\omega$  SST (Shear Stress Treatment), объединяющая в себе преимущества моделей обоих классов. С одной стороны, в области пограничного слоя модель использует уравнения модели k- $\omega$ , хорошо себя зарекомендовавшей для расчета пристенных течений. Вдали от стенки уравнения трансформируются в модель типа k- $\epsilon$ , что устраняет недостаток модели k- $\omega$  – чувствительность к граничным условиям.

Проводилось сравнение с экспериментальными данными результатов расчетов с использованием различных распространенных моделей турбулентности (k- $\omega$  SST, k- $\omega$  Wilcox, k- $\epsilon$  двухслойная, SA), количество узлов расчетной сетки – 1 500 000. Экспериментальным исследованиям подвергался насос типа Д с двухзавитковой спиралью (Рисунок 1).

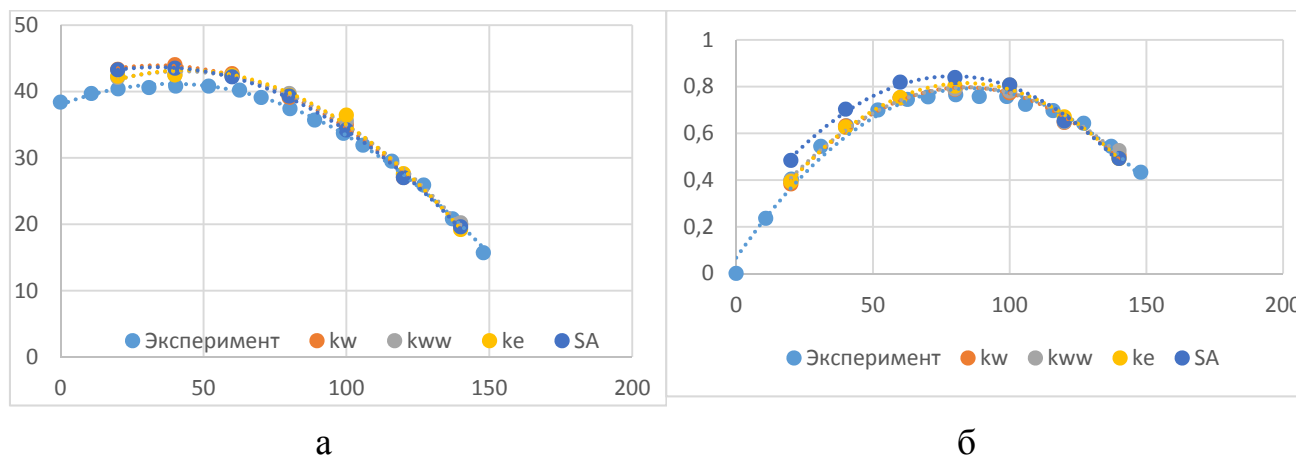


Рисунок 1. Сравнение напорных характеристик (а) и КПД (б)

Из результатов сравнения можно сделать вывод о том, что все популярные полуэмпирические модели турбулентности (за исключением SA) дают удовлетворительный результат по точности расчета и могут быть использованы в процессе оптимизации.

Выбор параметров расчетной сетки является крайне важным при моделировании в процессе оптимизации. Нерациональные параметры сетки могут привести к существенному увеличению времени расчета каждой модели, большое количество которых необходимо просчитать в процессе оптимизации.

Для определения необходимого для оптимизации числа расчетных узлов сетки результаты испытаний насоса двустороннего входа с боковым полуспиральным подводом и предвключенными шнеками были сопоставлены с результатами моделирования на сетках разного размера (Рисунок 2, 3).

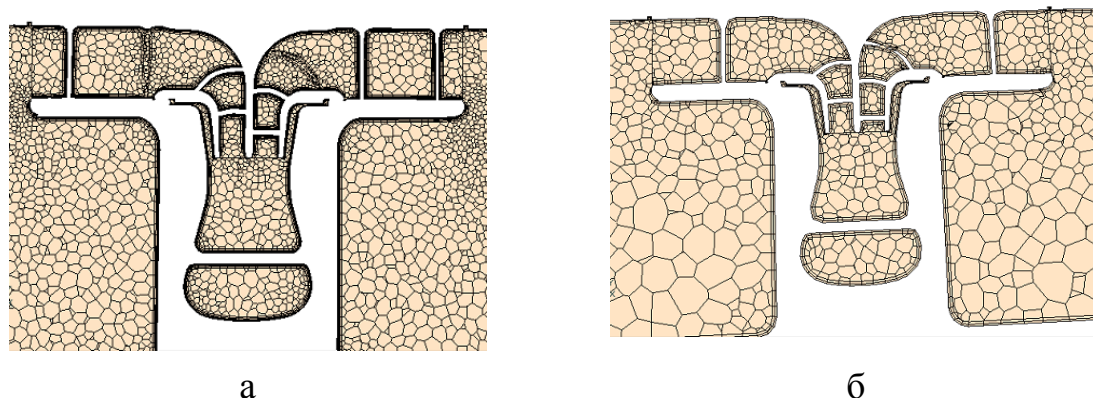


Рисунок 2. Расчетные сетки различной густоты. 1150000 ячеек (а) и 167000 (б)

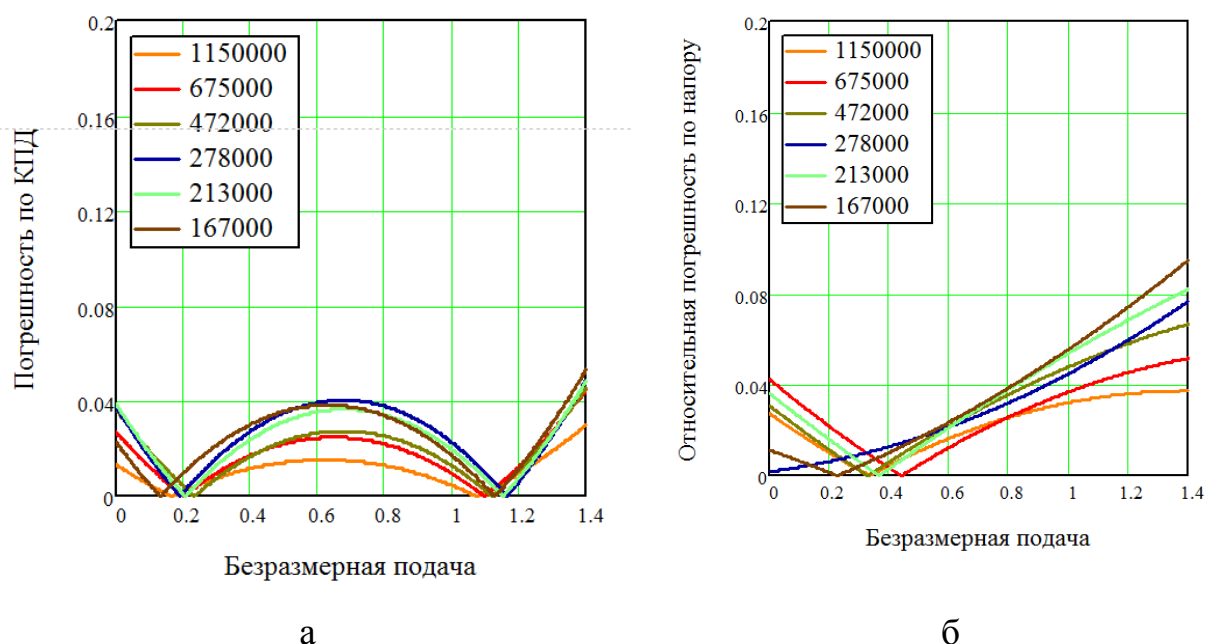


Рисунок 3. Результаты сравнения расчетного КПД (а), напора (б) с экспериментальными данными на различных сетках

Параметры призматического слоя обычно рекомендуется выбирать по значению  $Y^+$  на твердой стенке.  $Y^+ < 1$  для низкорейнольдсовых моделей турбулентности и  $30 < Y^+ < 100$  для высокорейнольдсовых.

Использование низкорейнольдсовых моделей турбулентности в процессе поиска оптимальной проточной части крайне нежелательно, так как это потребует существенно увеличить общий объем расчетной сетки.

Приемлемые значения  $Y^+$  на стенке позволяют получить параметры призматического слоя с 5-10 призматическими ячейками (меньшие значения предпочтительней для оптимизации) и отношением размеров ячеек 1,2-1,3.

Также следует отметить, что при расчете многих типов проточных частей существует возможность существенно сэкономить вычислительные ресурсы, правильно выбирая размер сетки для различных элементов проточной части. Обычно проточная часть рабочего колеса насоса занимает существенно меньший объем в пространстве, чем отводящее и подводящее устройство (например, в насосах типа НМ), что позволяет использовать для РК меньший размер ячеек, чем в остальной проточной части.

При наличии полуспирального подвода рекомендуется существенно увеличить размер ячеек в его проточной части, так как течение в подводе обладает низкими скоростями и слабо влияет на характеристики насоса в целом.

Также стоит отметить, что в целях экономии расчетных ресурсов стоит стремиться к использованию граничного условия симметричности, причем даже в тех случаях, когда задача является не совсем симметричной (например, колесо двустороннего входа со смещенными лопатками на долю углового шага). Сравнение результатов моделирования в симметричной и несимметричной постановке показали незначительное различие в полученных характеристиках (менее 1%).

При расчете проточных частей насосов с целью повышения КПД насоса возникают существенные проблемы учёта потерь дискового трения и перетечек через щелевые уплотнения. Проблем можно выделить несколько:

- существенный рост объема расчетной сетки. Построение расчетной сетки в дисковой пазухе и в особенности в зазоре щелевого уплотнения может привести к увеличению числа ячеек. Причем модификация проточной части с целью повышения КПД обычно происходит не в зоне пазух и щелевых зазоров, таким образом значительная часть расчетных ресурсов тратится на расчет течения в неизменяемой области;

- настройка модели с дисковыми пазухами и щелевыми зазорами приводит к существенному усложнению расчетной модели, увеличивается

количество смежных границ (интерфейсов) между вращающимися и неподвижными областями, увеличивается общее количество границ различного типа в расчетной области;

– осевое течение жидкости в щелевом уплотнении обычно имеет ламинарный либо слабо турбулентный характер, однако в связи с вращением одной из границ щелевого уплотнения с большой скоростью используемая модель турбулентности, основанная на гипотезе Буссинеска об изотропности турбулентности, может дать сбой и наоборот существенно турбулизовать течение в зазоре. Это приводит к существенному возрастанию значения кинетической энергии турбулентности  $k$ , а так как для этой величины существует свое уравнение переноса, турбулизованная в зазоре жидкость попадает на вход в рабочее колесо и существенно деформирует течение. Такой эффект может привести к падению расчетного КПД насоса на 10-15% без видимых на то причин.

Все эти проблемы возникают из-за желания учесть в математической модели все возможные факторы, влияющие на характеристики насоса. Однако в процессе оптимизации проточные части должны быть максимально упрощены. Расчет объемного КПД численными методами не представляется эффективным. Существуют эмпирические формулы по расчету перетечек по щелевым уплотнениям, позволяющие эффективно провести расчет объемного КПД насоса без применения методов вычислительной гидродинамики.

Расчет дисковых потерь с использованием эмпирических формул также возможен, однако следует учитывать, что при существенных перетечках через щелевые уплотнения (например, для насосов малой быстроходности) жидкость, закрученная рабочим колесом, частично попадает в дисковую пазуху и отдает часть своей энергии обратно рабочему колесу, что уменьшает момент дискового трения. Такой эффект был обнаружен при обработке экспериментальных данных испытаний консольного насоса с  $ns=34$ .

В результате расчета было получено, что без учета закрутки потока в пазухе момент дисковых потерь составляет 1,2 Нм, с учетом закрутки – 0,6 Нм. При сравнении результатов испытаний с расчетом не учет закрутки потока на входе в пазуху привел к погрешности расчета гидравлического КПД 9,2%, при учете закрутки погрешность составила 2,7%.

При расчете кавитационных явлений может возникнуть необходимость изменения математической модели с целью учета паровой фазы, возникающей вследствие кавитации. В таком случае используется математическая модель двухфазной среды. Уравнения модели приведены в тексте диссертации.

Особого внимания заслуживает моделирование роста и схлопывания газового пузыря.

Рост кавитационного пузыря рассчитывается из упрощенного уравнения Рэлея-Плессета с введением коэффициентов  $K_1$  и  $K_2$  для компенсации упрощений, введенных в модель:

$$\left(\frac{dR}{dt}\right) = K_1 \sqrt{\frac{2}{3} \left(\frac{p_{\text{нас}} - p}{\rho}\right)} \quad \text{при } p_{\text{нас}} > p$$

$$\left(\frac{dR}{dt}\right) = -K_2 \sqrt{\frac{2}{3} \left(\frac{p - p_{\text{нас}}}{\rho}\right)} \quad \text{при } p_{\text{нас}} < p$$

Введение коэффициентов  $K_1$  и  $K_2$  позволяет скорректировать модель кавитации, так как базовая модель дает завышенные значения кавитационного запаса. На Рисунке 4 показано влияние указанных коэффициентов на расчетные кавитационные характеристики насоса. При единичных коэффициентах расчет дает завышенные значения запаса. Это связано с тем, что модель не учитывает газовую кавитацию и другие факторы. Близкие к экспериментальным значениям кавитационных запасов дают модели со значениями коэффициентов 5-10 для  $K_1$  и 0,1-0,2 для  $K_2$ . Экспериментальные данные получены для консольного насоса с предвключенным шнеком, а также для насоса двустороннего входа с предвключенным шнеком и без.

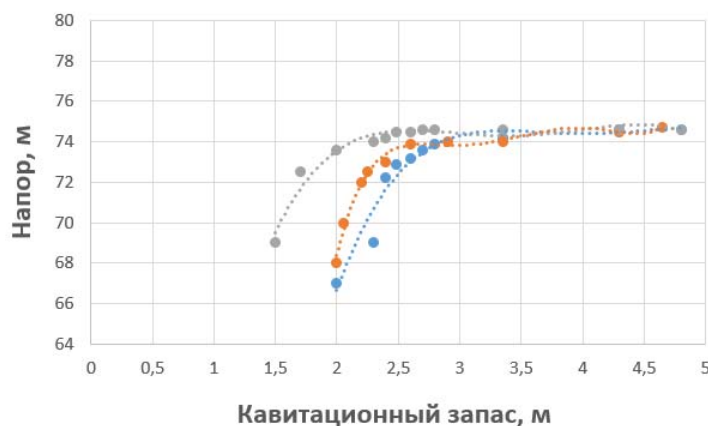


Рисунок 4. Сравнение расчетных кавитационных характеристик с экспериментальной при различных значениях коэффициентов  $K_1$  и  $K_2$  (синий – эксперимент, серый – единичные коэффициенты, красный – коэффициенты 5/0,2)

Оценка точности расчетов по приведённой выше математической модели проводилась путем сравнения экспериментальных данных с результатами расчетов. Многочисленные работы по оценке точности описаны в опубликованных работах. Ниже приведены некоторые графики сравнения для насосов двустороннего входа (Рисунок 5).

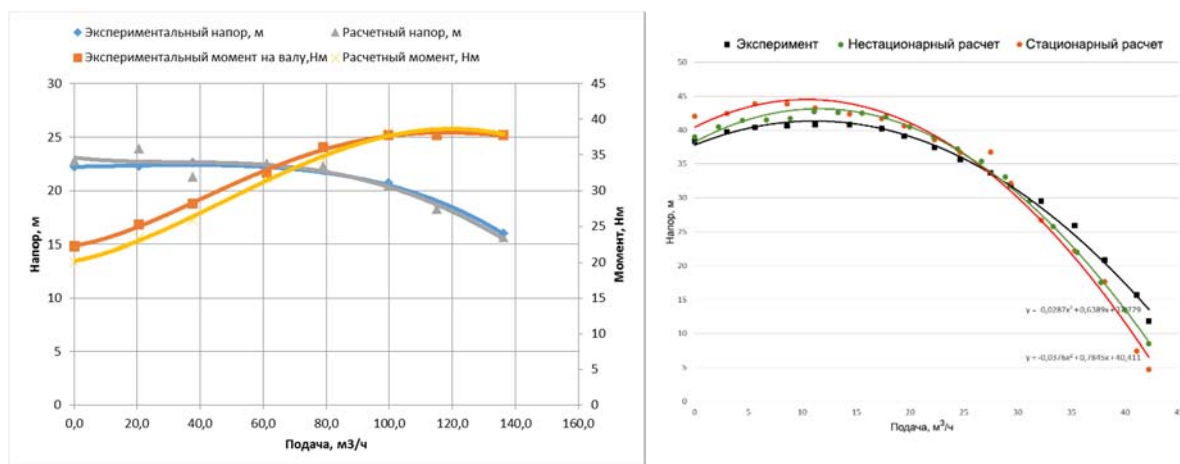


Рисунок 5. Сравнение экспериментальных и расчетных характеристик для насосов MNM 3600-230 (слева) и MNM 1250-260 (справа)

**В третьей главе** описан предлагаемый комплексный метод расчета проточных частей насосов на основе оптимизационных алгоритмов и методов вычислительной гидродинамики.

Схематично алгоритм расчета приведен на Рисунке 6.

Первоначальный анализ течения в проточной части исследуемого насоса является самой трудноформализуемой стадией процесса оптимизации. Качественный анализ может существенно упростить процедуру дальнейшей оптимизации. При анализе течения следует обращать внимание не только на распределение таких величин как скорости и давления, но и на распределение завихренности, величин, характеризующих турбулентность, и даже на нагрев жидкости, характеризующий потери энергии (Рисунок 7), что позволяет определить проблемные зоны в проточной части и использовать в качестве параметров геометрические характеристики этих элементов.

После проведения предварительного моделирования необходимо выбрать критерии оптимизации. Косвенно критерии оптимизации выбраны уже на этапе формирования технического задания на проектирование того или иного насоса. Однако критерии должны быть математически формализованы для автоматизации процесса оптимизации.

Такие критерии как КПД, нагрузки на элементы конструкции, напорная характеристика легко формализуются.

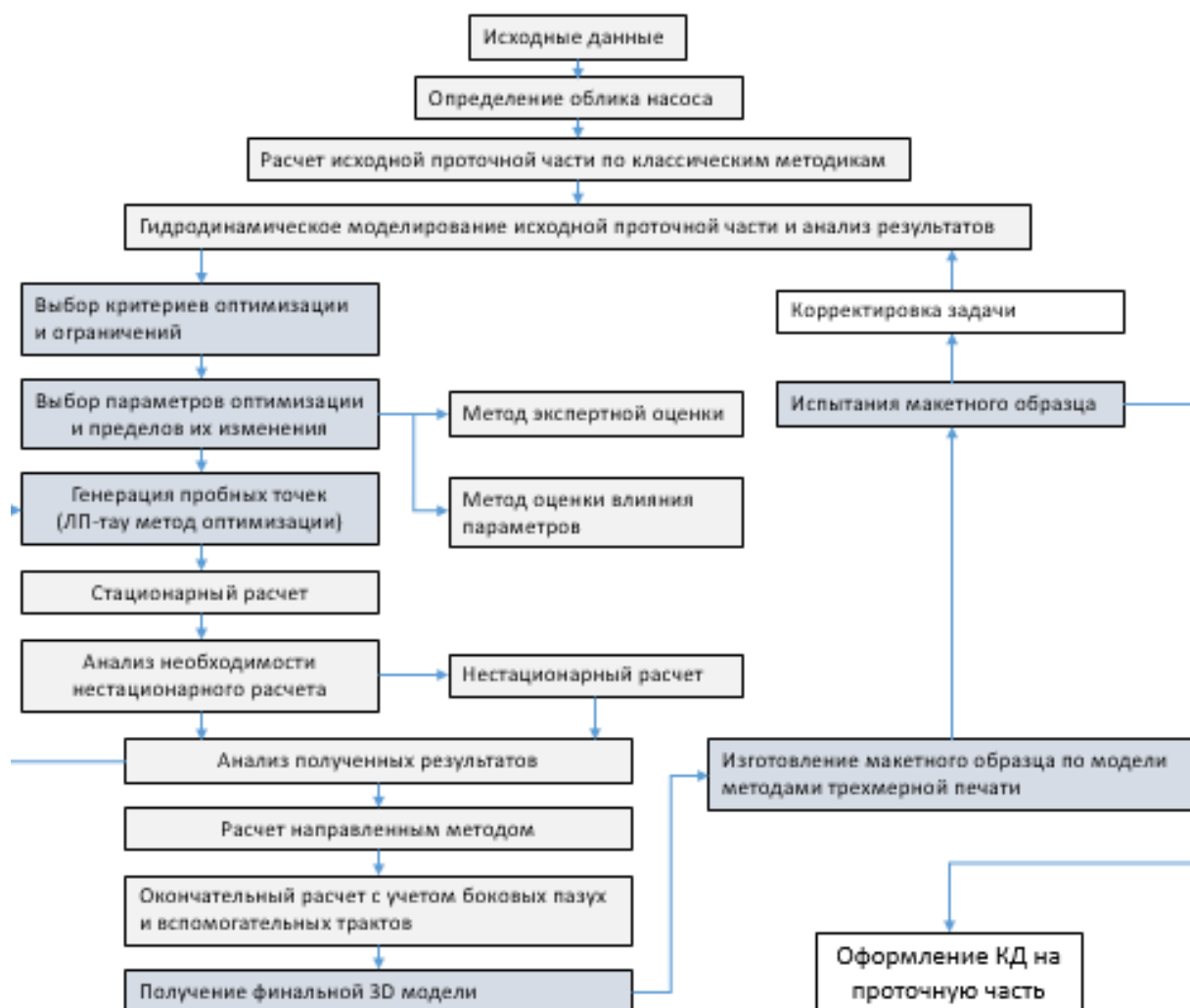


Рисунок 6. Алгоритм применения предлагаемого метода расчета проточных частей насосов

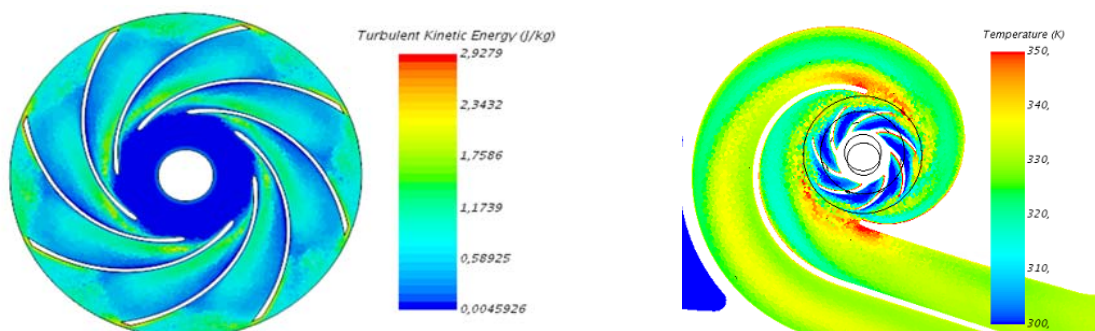


Рисунок 7. Распределение турбулентной кинетической энергии в рабочем колесе насоса ( $ns=34$ ) и температуры в насосе двустороннего входа ( $ns=234$ )



В случае оптимизации кавитационных характеристик формализация критерия представляет более сложную задачу. Виной тому два обстоятельства:

1. Расчет кавитационной характеристики насоса с определением второго критического режима и вычисления по результатам такого расчета кавитационного запаса представляет из себя довольно длительную процедуру со множеством трудностей. Для расчета одной модели необходимо провести от 10 до 20 моделирований.

2. Численное моделирование кавитации не только усложняет математическую модель, но и результат расчета может содержать существенную погрешность.

Для процедуры оптимизации предлагается использовать следующий критерий:

$$K_{\text{кав}} = \int p_1 dF$$

– интеграл по площади лопаток рабочего колеса от давления, значение которого ниже заданного значения (обычно давление насыщенных паров).

При использовании данного критерия пропадает необходимость расчета двухфазного течения, а также необходимость последовательных расчетов для получения частной кавитационной характеристики.

Для подтверждения эффективности использования предлагаемого критерия была проведена серия расчетных и экспериментальных работ по сравнению результатов моделирования двухфазного и однофазного течений.

При оптимизации насоса с осецентробежной ступенью было рассчитано 128 моделей в стационарной постановке. В качестве примера с фронта Парето выбрано две модели (первая с наилучшим значением критерия  $K$ , вторая – с наилучшим значением КПД) (Рисунок 8).

1. КПД – 82%,  $K=-123$ ;
2. КПД – 86%,  $K=-3270$

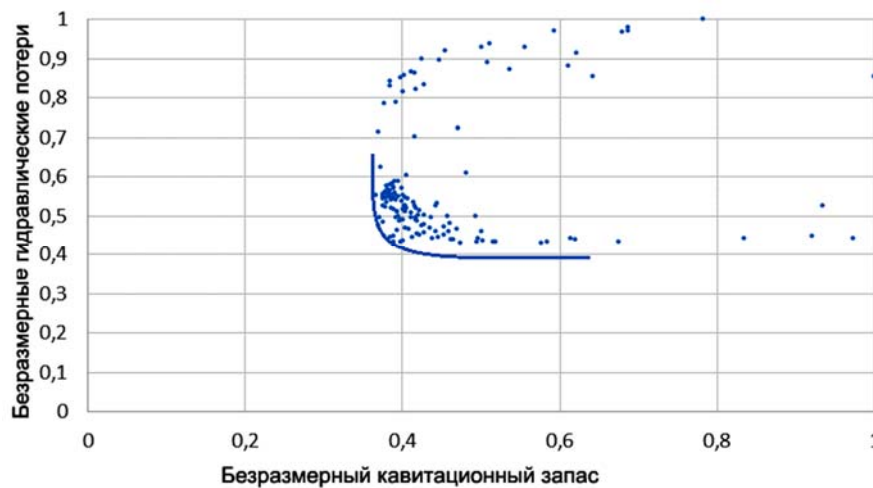


Рисунок 8. Результаты оптимизации по КПД и критерию К кавитации

Результаты расчета двухфазного течения обеих моделей представлены на Рисунке 9.

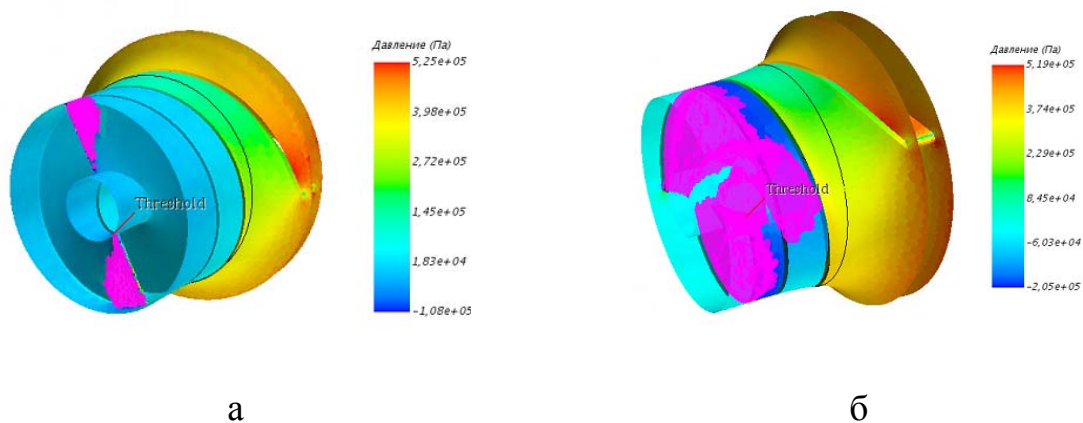


Рисунок 9. Расчет двухфазного течения в моделях, выбранных выше. Розовые области – области с концентрацией водяного пара выше 10%. Кавитационный запас модели а составил 2,5 м, модели б – 6 м

При необходимости проводить оптимизацию по нескольким критериям необходимо либо находить Паретово множество, либо составлять целевую функцию из критериев оптимизации с весовыми коэффициентами для каждого критерия. В большинстве случаев при оптимизации проточных частей центробежных насосов достаточно экспертной оценки полученного множества Парето, и такой метод использован в большинстве приведённых в работе примеров применения предлагаемого метода расчета.

В качестве примера применения целевой функции рассмотрена оптимизация малошумного многоступенчатого герметичного насоса с тремя критериями оптимизации: отклонение от заданных значений напора,

кавитационные качества и пульсации давления, вызывающие гидродинамический шум.

Наряду с вышеуказанными критериями оптимизации в данном случае использовался критерий, характеризующий интенсивность пульсаций давления на входе в направляющий аппарат (Рисунок 10):

$$P_i = 20 \lg \left( \frac{A_i}{2 \cdot 10^{-5}} \right),$$

где  $A_i$  – амплитуда пульсаций давления заданной частоты на входе в направляющий аппарат.

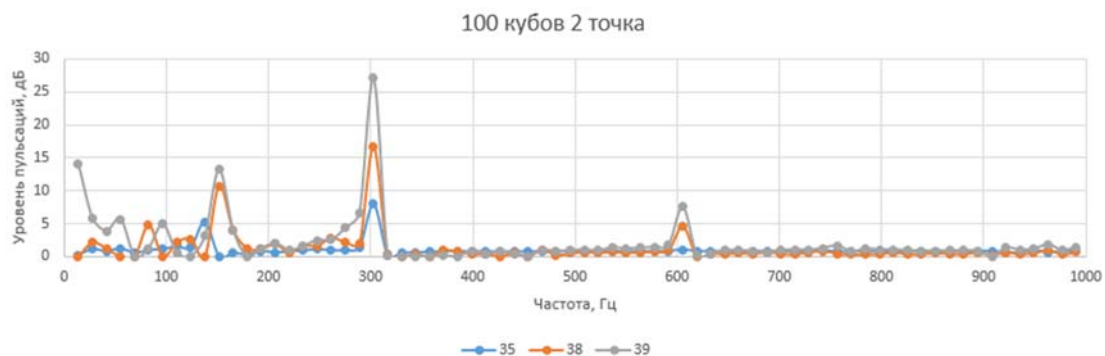


Рисунок 10. Разложение в спектр сигнала пульсаций давления

В результате расчета 32 моделей по ЛП-тау алгоритму оптимизации получается следующая таблица результатов (все критерии приведены к безразмерному виду) (Таблица 1).

Таблица 1.

Результаты оптимизации насоса по четырем критериям

№ модели	$K_{1H}, \%$	$K_{2H}, \%$	$C_{\text{кав}}, \%$	$P, \%$
0	4,46	309	4,14	12,1
1	4,65	114	22,1	14,8
...				
31	16,5	15,8	21,5	6,37

При небольшом количестве рассчитанных моделей есть возможность выбрать наилучший вариант, проанализировав таблицу результатов.

Другим вариантом является введение целевой функции с весовыми коэффициентами для каждого критерия:

$$L = L_H K_{1H} + L_H K_{2H} + L_{\text{кав}} C_{\text{кав}} + L_P P$$

Для различных значений коэффициентов в зависимости от конкретных требований к насосу можно выбрать различные проточные части (Таблица 2).

Таблица 2.

Выбор различных проточных частей в зависимости от значений весовых коэффициентов

Значение весовых коэффициентов			Номер модели с мин. ЦФ	Значение ЦФ	Значение критериев оптимизации			
$L_H$	$L_{\text{кав}}$	$L_p$		L	$K_{1H}$	$K_{2H}$	$C_{\text{кав}}$	P
1	0,1	0,1	22	15,0	1,86	11,52	2,21	14,1
0.1	1	0.1	22	4,96	1,86	11,52	2,21	14,1
0.1	0.1	1	31	11,7	16,55	15,826	21,40	6,34

Выбор критериев оптимизации также определяет используемую математическую модель в процессе расчета проточных частей. Во многих случаях нет необходимости использовать требующую существенных вычислительных ресурсов нестационарную модель.

Таблица 3.

Выбор используемой математической модели в зависимости от выбранных критериев оптимизации

Стационарный расчет	Нестационарный расчет
Гидравлический КПД вблизи оптимума	Виброакустические свойства
Статические нагрузки в оптимальном режиме	Нестационарные нагрузки
Напор вблизи оптимума	Напор, КПД, нагрузки в режимах вдали от оптимального
Критерий кавитации	

После выбора критериев оптимизации необходимо определиться с параметрами. Как уже говорилось, сложность состоит в том, что проточная часть насоса имеет очень много варьируемых геометрических параметров, и в процедуру оптимизации необходимо вовлекать только те из них, которые оказывают наибольшее влияние на выбранные критерии.

Возможно использование двух способов выбора параметров оптимизации:

1. экспертная оценка на основе опыта проектирования и расчета первоначальной проточной части;
2. оценка влияния параметров на критерии оптимизации расчетным путем.

Каждый из этих методов имеет свои преимущества и недостатки.

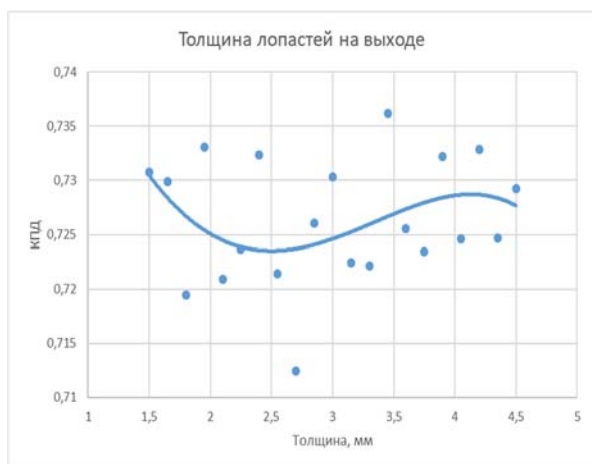
При постановке задачи оптимизации лучше всего комбинировать два этих подхода.

При использовании второго подхода необходимо рассчитать некоторое количество проточных частей, изменяя только один параметр и так для каждого потенциального параметра оптимизации.

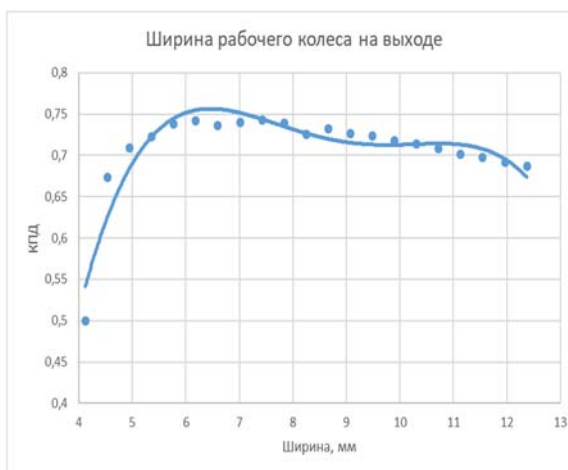
Ниже приведены два графика полученные для насоса низкой быстроходности иллюстрирующие такой подход (Рисунок 11).

Видно, что влияние ширины колеса гораздо существенней, поэтому она выбрана в качестве одного из критериев оптимизации.

Существенную сложность в процессе оптимизации проточной части методом численного моделирования представляет создание 3D-моделей проточной части.



а



б

Рисунок 11. Влияние толщины лопасти на выходе из рабочего колеса (а) и ширины на выходе из канала рабочего колеса (б) на гидравлический КПД

При отсутствии программных кодов для построения элементов проточной части (как в случае отводящего устройства с разделительным ребром) возникает необходимость создания собственных средств для получения исходных для моделирования моделей.

В рамках данной работы создана программа автоматизированного построения отводящих устройств с разделительным ребром (Рисунок 12).

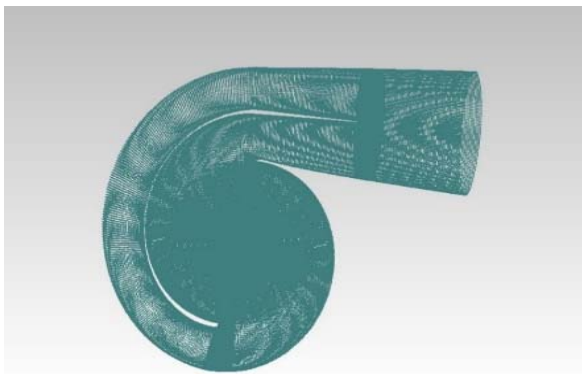


Рисунок 12. Облако точек, полученное в результате работы созданного программного кода

Выбор нужного метода оптимизации для предлагаемого метода расчета проточных частей крайне важен. Существует огромное количество различных методов, существенно отличающихся друг от друга. Метод оптимизации проточных частей центробежных насосов должен обладать двумя критически важными свойствами.

Во-первых, в связи со сложностью зависимости критериев оптимизации от большого числа параметров результат оптимизации не должен сильно зависеть от выбранного начального приближения, а во-вторых, применение метода не должно требовать расчета слишком большого количества проточных частей, так как процесс гидродинамического моделирования является времязатратным.

Выбранный ЛП-тау метод обладает следующими преимуществами:

- можно варьировать количество расчетных точек исходя из вычислительных возможностей, пробные точки распределяются во всей области поиска;
- упрощается автоматизация, так как весь набор расчетных моделей можно получить разом;
- в отличие от равномерного распределения пробных точек в пространстве параметров ЛП-тау метод увеличивает дискретизацию по каждому параметру, что приводит к более эффективному поиску зависимостей критериев оптимизации от выбранных параметров;
- отсутствует начальное приближение, что исключает возможность поиска вокруг только одного локального минимума.

Алгоритм формирования ЛП-тау описан в диссертации в соответствующем разделе.

При заданных пределах изменения параметров оптимизации алгоритм генерирует набор пробных точек. Таблица пробных точек выглядит следующим образом (Таблица 4).

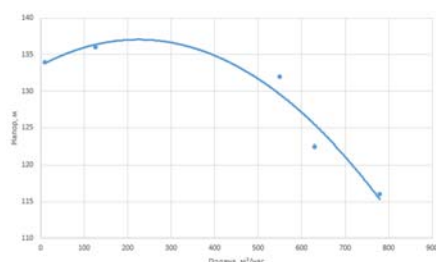
Таблица 4.

Пробные точки при оптимизации проточной части отводящего устройства насоса НМ3600-230 по шести параметрам.

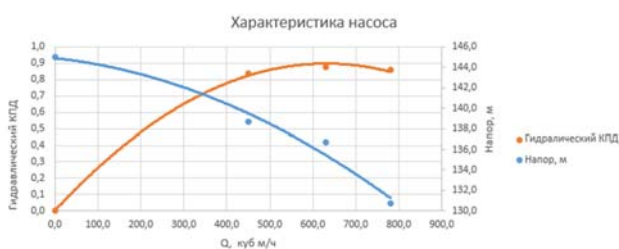
№ точки	b, мм	R, мм	к <sub>диф</sub>	к <sub>расш</sub>	φ, град	A, мм
0	140	287.137	1.65	1.6	22.5	65
1	150	267.956	1.225	1.8	18.75	70
2	130	306.319	2.075	1.4	26.25	60
...	...	...	...	...	...	...

Применение ЛП-тау метода позволяет легко вводить ограничения вместе с критериями оптимизации. Проточные части, не удовлетворяющие наложенному ограничению, выбрасываются из рассмотрения. Например, при расчете проточной части насосов часто накладывается ограничение на форму напорной характеристики: она не должна иметь положительную производную по расходу вблизи нуля подачи, так как это может привести к неустойчивой работе насосов включенных параллельно.

При оптимизации насоса типа Д (630м<sup>3</sup>/ч, 125 м) кроме критерия КПД использовалось такое ограничение – характеристика проточной части, рассчитанной по классическим методикам, и полученная в результате оптимизации показаны на Рисунке 13.



а



б

Рисунок 13. Западающая характеристика насоса, рассчитанного классическими методами (а), и оптимизированная (б)

Полученный методом ЛП-тау поиска набор параметров проточной части при необходимости можно выбрать как начальное приближение для использования направленного метода поиска. В связи с наличием значительной численной погрешности при использовании методов вычислительной гидродинамики, в качестве направленных методов лучше использовать методы,

не требующие численного вычисления производных от критериев по параметрам.

Ниже приведены примеры оптимизации по КПД отводящего устройства канального типа насоса низкой быстроходности двумя методами: градиентного спуска и методом деформируемого многогранника. В обоих случаях в качестве начального приближения взята проточная часть, полученная ЛП-тау методом (Рисунок 14).

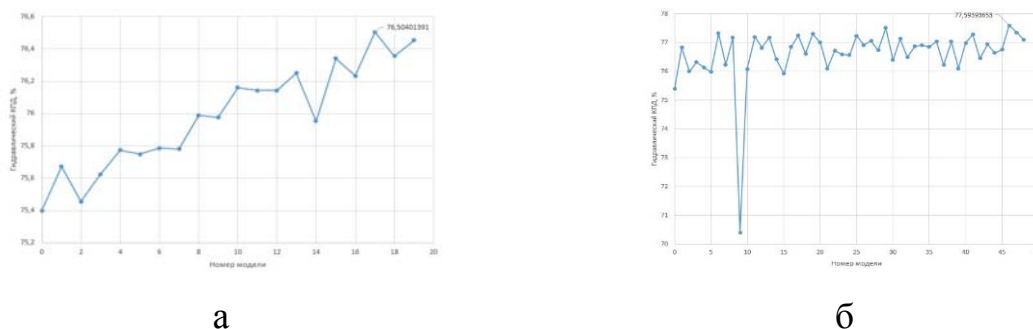


Рисунок 14. Итерационный процесс оптимизации направленным методом отводящего устройства насоса (а – метод градиентного спуска, б – метод деформируемого многогранника)

**В четвертой главе** приводятся примеры применения предлагаемого метода расчета проточных частей к насосам различных типов и экспериментальная проверка эффективности метода.

Применение последовательной оптимизации (расчет большого количества моделей в стационарной постановке с последующим расчетом лучших вариантов в нестационарной) проиллюстрировано на примере расчета проточной части сменных лопаточных отводов для насосов типа НМ, работающих на нерасчетных режимах.

Применение при проектировании классических методик и «интуитивных» методов поиска оптимального решения привело к неудовлетворительным результатам.

Критерием оптимизации в данном случае является КПД насоса, параметрами – геометрические параметры лопаточного отводящего устройства. В результате расчета 256 вариантов проточной части получены значения КПД. Разброс значений критерия составил 15%. Лучшие модели имеют значения КПД 86,4-86,6%.



В результате стационарных расчетов можно не только выбрать наилучшие модели для уточнения их параметров в нестационарной постановке, но и провести анализ влияния различных параметров на выбранные критерии.

Большое количество расчетных точек позволяет построить аппроксимации методом наименьших квадратов, тем самым сузить область поиска или сократить количество параметров оптимизации (Рисунок 15).

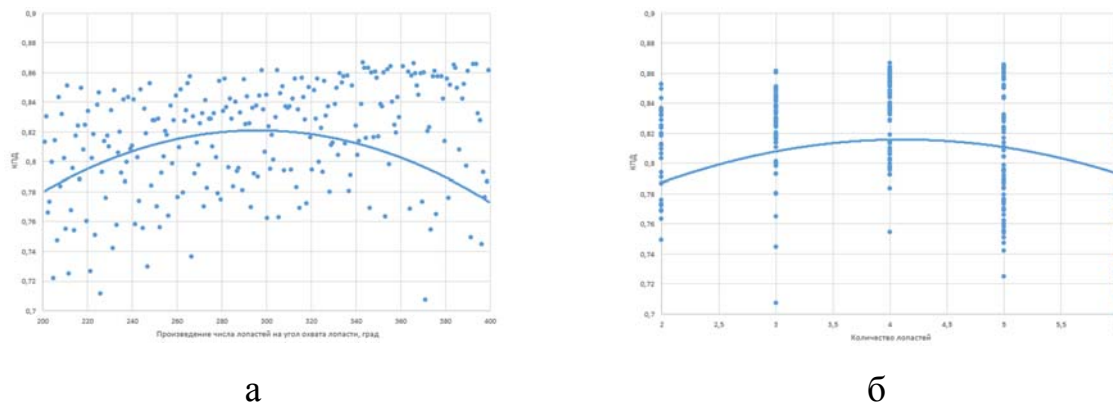


Рисунок 15. Зависимость КПД от параметров оптимизации (произведение угла охвата лопасти на количество лопастей (а) и количество лопастей (б)).

После стационарного расчета для лучших моделей проводились расчеты в нестационарной постановке. Значения КПД составили 87,6-88,7%

Можно сделать важный вывод, что в результате нестационарного расчета наилучшей моделью не всегда оказывается модель с наилучшим значением КПД в стационарной постановке.

Итоговая таблица сравнения результатов применения предлагаемого метода с классическими приведена и ниже (Таблица 5).

Таблица 5.

Результаты применения предлагаемого метода расчета проточной части

Марка насоса	Исходная проточная часть, гидр КПД, %	Оптимизированная проточная часть, гидр КПД, %
НМ 2500-230 ОР	89,84	90,9
НМ 2500-230 СР	83,99	86,53
НМ 1250-260 ОР	86,34	88,5
НМ 1250-260 СР	82,84	86,4

Другим примером применения является расчет проточных частей отводящих устройств насосов типа НМ. К насосам такого типа предъявляются требования по КПД и надежности. При расчете в качестве критериев были выбраны КПД и радиальная нагрузка на ротор, первый из которых в большей

степени зависит от конфигурации отводящего устройства, а второй полностью ей определяется.

Результаты оптимизации отводящих устройств насосов четырех типов приведены в тексте диссертации. Ниже в таблице приведен пример для насоса НМ3600-230 (Таблица 6).

Таблица 6.

Оптимизация отвода насоса НМ3600-230

№ модели	Потери напора Н, м	Радиальная сила на роторе Р, Н
Исх. отвод	15,34	2345
13	10,24	59,5
16	9,36	1533

Как видно из приведенных выше данных в результате оптимизации были улучшены оба критерия. Снижение потерь напора для насоса НМ3600 приводит к экономии около 60 кВт мощности на единицу оборудования.

Экспериментальная проверка эффективности метода расчета для данных насосов и других, приведенных ниже, проводилась на экспериментальном стенде кафедры Э10 МГТУ им. Н.Э. Баумана. Схема стенда приведена на Рисунке 16.

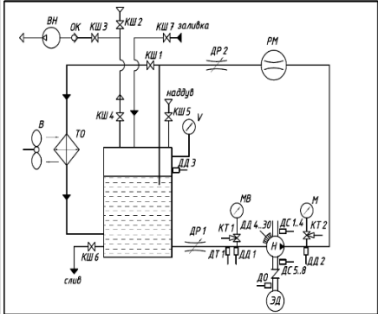


Рисунок 16. Схема экспериментального стенда

Оценка получаемых погрешностей приведена в тексте диссертации.

Проточные части испытуемых насосов изготавливаются методами трехмерной печати для достижения полного соответствия с рассчитанной 3D-моделью (Рисунок 17).



Рисунок 17. Изготовление макета для испытаний проточной части

Характеристики, полученные в результате испытаний, приведены на Рисунке 18.

Полученные уровни КПД насосов выше существующих аналогов.

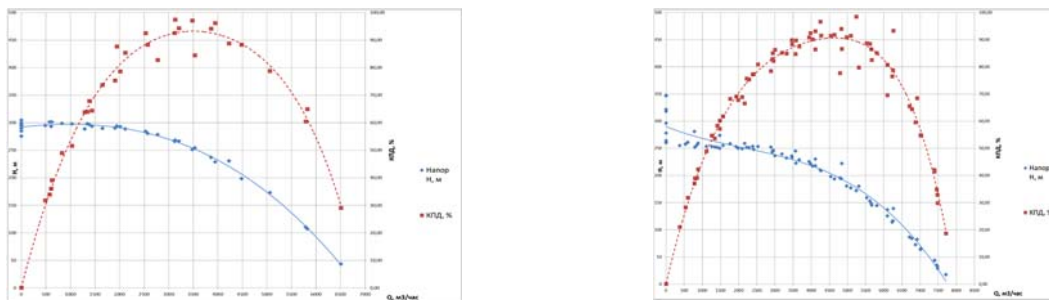


Рисунок 18. Характеристики насосов NM5000 и NM7000, полученные в результате испытаний

Для оценки распределения распределенных параметров в проточной части насоса и сравнения с результатами моделирования проточная часть насоса MNM7000 была оборудована 47 точками замера статического давления. Данная система также позволяет вычислить радиальную нагрузку на ротор насоса дифференциальным методом (Рисунок 19).

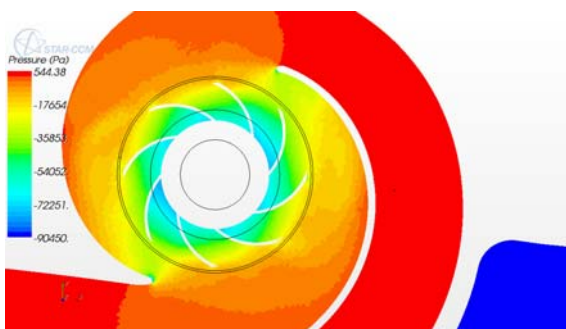


Рисунок 19. Расчетное распределение давления вблизи рабочего колеса насоса

Среднее значение погрешности расчета давления составляет 2-3%, максимальное – 6 %.

Оценка радиальной силы показала, что радиальная сила, рассчитанная дифференциальным методом по экспериментальным данным, отличается от расчетной на 5%.

Расчет с двухэтапной оптимизацией применен при профилировании проточной части насоса низкой быстроходности с канальным отводящим устройством.

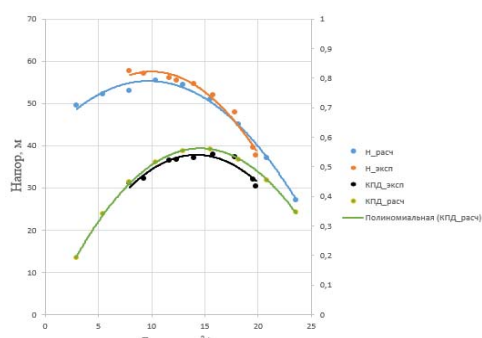
Критерий оптимизации – КПД, параметры – шесть геометрических характеристик колеса и отводящего устройства.

После оптимизации методом ЛП-тау поиска по 32 точкам гидравлический КПД лучшей модели составил 74% (полный 55,5%). Применение метода градиентного спуска позволило улучшить гидравлический КПД на 2% (полный на 1,1%).

Результаты применения метода проверялись экспериментально (Рисунок 20).



а



б

Рисунок 20. Полноразмерный макет на испытательном стенде (а), сравнение расчетных характеристик с экспериментальными (б)

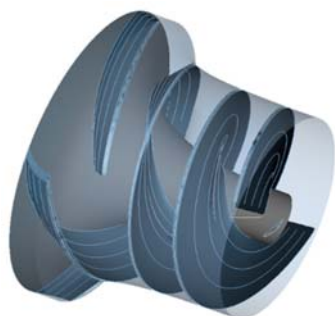


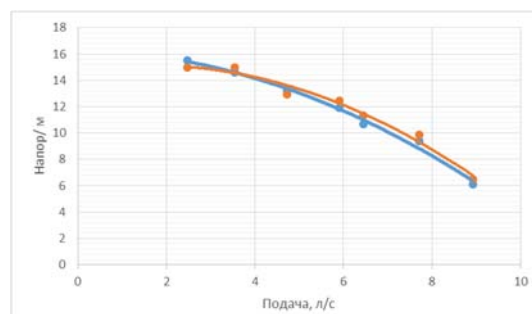
Рисунок 21. Осецентрибежная рабочее колесо

Расчет с оптимизацией критериев КПД и кавитационных качеств проводился для насоса с осецентрибежным рабочим колесом (Рисунок 21). Параметрами оптимизации выбраны 4 геометрические характеристики рабочего колеса: положение входной кромки, угол установки лопасти по ведомому и ведущему диску и угол охвата лопасти.

Экспериментальная проверка результатов проводилась в два этапа. На первом этапе испытаниям подвергался редуцированный макет. Натурные испытания опытного образца проводились на заводе «ЭНА», г. Щелково (Рисунок 22, 23).



а

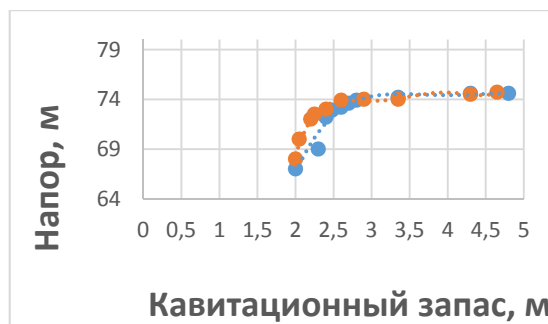


б

Рисунок 22. Макет насоса, изготовленный методами 3D печати на стенде (а), сравнение расчетной и экспериментальной напорных характеристик (б)



а



б

Рисунок 23. Опытный образец насоса (а), сравнение экспериментальной и расчетной кавитационных характеристик (б)

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Разработанный комплексный метод расчета проточных частей насосов на основе применения оптимизационных алгоритмов и методов вычислительной гидродинамики позволяет проектировать насосы с оптимальными характеристиками. Метод позволяет проводить многокритериальную оптимизацию проточных частей насосов различных типов и с различным набором параметров и улучшать такие характеристики как энергоэффективность (до 10%), кавитационные – качества (на 10-25%), нагрузки на элементы конструкции (до нескольких раз) и прочие.

2. Предлагаемая математическая модель позволяет минимизировать затраты времени (в 3-6 раз) на процесс профилирования проточной части. Сформулированы рекомендации по выбору основных параметров численной модели (расчетная сетка, граничные условия и прочие).

3. Сформулирован критерий оценки кавитационных качеств насоса, который следует использовать в процессе оптимизации проточных частей по критерию кавитационного запаса. Критерий позволяет сохранить однофазную модель, требующую гораздо меньше вычислительных ресурсов, чем использование двухфазной модели. Использование критерия позволяет в 10-20 раз сократить время моделирования проточной части, что крайне важно при ее оптимизации.

4. Эффективность применения метода расчета неоднократно проверена экспериментально с насосами различных типов и назначений. Результаты испытаний показали, как эффективность метода, так и точность расчета



характеристик насоса предлагаемой математической моделью. Расходимость с экспериментальными данными составляет не более 5%.

5. В работе показана эффективность применения современных методов прототипирования для проведения экспериментальных исследований. Методы трехмерной печати позволяют в короткие сроки (1 месяц) и с минимальными затратами создавать макеты проточных частей насосов и проверять их расчетные характеристики.

### **ПУБЛИКАЦИИ В РЕЦЕНЗИРУЕМЫХ НАУЧНЫХ ИЗДАНИЯХ**

1. Ломакин В.О. Чабурко П.С. Влияние геометрической формы сопла струйного насоса на его характеристики // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2014. № 12. URL: <http://technomag.bmstu.ru/doc/743907.html> (дата обращения: 02.06.2017) 0,5 п.л./0,3 п.л.
2. Ломакин В.О., Петров А.И., Кулешова М.С. Исследование двухфазного течения в осецентрированном колесе методами гидродинамического моделирования // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2014. № 9. URL: <http://technomag.bmstu.ru/doc/725724.html> (дата обращения: 02.06.2017) 0,8 п.л./0,6 п.л.
3. Ломакин В.О. Краева Е.А. Гидродинамическое моделирование эффекта «запирания» дроссельных каналов и его сравнение с экспериментальными данными // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2014. №2. С.18-21 0,4 п.л./0,3 п.л.
4. Ломакин В.О., Петров А.И., Щербачев П.В. Разработка бокового полуспирального подвода с увеличенным моментом скорости жидкости на входе в рабочее колесо // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2012. №S. С.3-9. 0,6 п.л./0,4 п.л.
5. Ломакин В.О., Петров А.И. Верификация результатов расчета в пакете гидродинамического моделирования star csm+ проточной части центробежного насоса ах 50-32-200 // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2012. №S. С.6-9 0,4 п.л./0,2 п.л.
6. Ломакин В.О., Петров А.И., Степанюк А.И. Оптимизация геометрических параметров отвода нефтяного магистрального насоса типа НМ // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2012. № 3. URL:

- <http://technomag.bmstu.ru/doc/347727.html> (дата обращения: 02.06.2017) 0,5 п.л./0,4 п.л.
7. Ломакин В.О., Петров А.И. Численное моделирование проточных частей макетов насосов и верификация результатов моделирования путем сравнения экспериментально полученных величин с расчетными // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2012. № 5. URL: <http://old.technomag.edu.ru/doc/356070.html> (дата обращения: 02.06.2017) 0,5 п.л./0,3 п.л.
  8. Ломакин В.О., Петров А.И., Артемов А.В. Определение влияния основных геометрических параметров отвода насоса нм 10000-210 на его характеристики // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2012. № 8. URL: <http://technomag.bmstu.ru/doc/445666.html> (дата обращения: 02.06.2017) 0,7 п.л./0,5 п.л.
  9. Создание параметризованных 3d-моделей проточной части центробежных насосов / В.О.Ломакин [и др.] Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2012. № 4. URL: <http://technomag.bmstu.ru/doc/354657.html> (дата обращения: 02.06.2017) 0,7 п.л./0,5 п.л.
  10. Ломакин В.О., Шумилов И.С., Щербачев П.В. Математическое моделирование электрогидравлического следящего привода высокоточного регулирования вращательного движения // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2011. №10. URL: <http://izvuzmash.ru/articles/164/164.pdf> (дата обращения: 02.06.2017) 0,5 п.л./0,4 п.л.
  11. Ломакин В.О., Петров А.И. Численное исследование вариантов компоновки основного резервуара стенда для натурных испытаний магистральных нефтяных насосов // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2011. № 10. URL: <http://technomag.bmstu.ru/doc/259403.html> (дата обращения: 02.06.2017) 0,7 п.л./0,5 п.л.
  12. Ломакин В.О., Кулешова М.С., Божьева С.М. Численное моделирование течения жидкости в насосной станции // Гидротехническое строительство. 2015. №8. С.13-16 0,4 п.л./0,3 п.л.
  13. V.O.Lomakin, M.S.Kuleshova, E.A.Kraeva. Fluid flow in the throttle channel in the presence of cavitation// Procedia Engineering. Vol. 106. 2015. URL:

<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1877705815009303?via%3Dihub> (дата обращения: 02.06.2017) 0,8 п.л./0,6 п.л.

14. Полуэктов Д. А., Ломакин В. О., Краева Е. В. Численное моделирование кавитационных явлений в центробежном насосе // Вестник машиностроения. 2016. №2. С. 3-5 0,3 п.л./0,2 п.л.
15. Комплексная оптимизация проточной части герметичного насоса методом ЛП-тау поиска. // В.О.Ломакин [и др.] Насосы. Турбины. Системы. 2016. №1(18). С.12-15 0,7 п.л./0,4 п.л.
16. Ломакин В.О., Черемушкин В.А. Теоретическое описание и численное моделирование работы гидродинамической муфты // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2016. № 3. URL: <http://technomag.bmstu.ru/doc/835325.html> (дата обращения: 02.06.2017) 0,9 п.л./0,6 п.л.
17. Lomakin V.O., Kuleshova M.S., Chaburko P.S. Multi-criteria optimization of the flow of a centrifugal pump on energy and vibroacoustic characteristics // Procedia Engineering. Volume 176. 2017. URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1877705817308639> (дата обращения: 02.06.2017) 0,6 п.л./0,3 п.л.
18. Оценка гемолиза в осевом насосе вспомогательного кровообращения / В.О.Ломакин [и др.] Медицинская техника. №4. 2016. URL: <http://mtjournal.ru/archive/2016/meditsinskaya-tekhnika-4/otsenka-gemoliza-v-osevom-nasose-vspomogatelnogo-krovoobrashcheniya> (дата обращения: 02.06.2017) 0,6 п.л./0,4 п.л.
19. Lomakin V.O. Investigation of two-phase flow in axial-centrifugal impeller by hydrodynamic modeling methods // Proceedings of 2015 International Conference on Fluid Power and Mechatronics, FPM 2015. URL: <http://61.54.243.197:8089/Kcms/detail/detail.aspx?filename=BGR1201508001227&dbcode=IPFD&dbname=IPFD2015> (дата обращения: 02.06.2017) 0,4 п.л./0,2 п.л.