

На правах рукописи

УДК 621.671.2

ЧАБУРКО ПАВЕЛ СЕРГЕЕВИЧ

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ОПТИМИЗАЦИИ ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ
НАСОСОВ С КАНАЛЬНЫМИ ОТВОДЯЩИМИ УСТРОЙСТВАМИ

Специальность 05.04.13 – «Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты»

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание учёной степени кандидата технических наук

Москва - 2020

Диссертационная работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана» (национальный исследовательский университет) (МГТУ им. Н.Э. Баумана) на кафедре гидромеханики, гидромашин и гидро-пневмоавтоматики.

Научный руководитель: доктор технических наук,
Ломакин Владимир Олегович,
МГТУ им. Н.Э. Баумана

Официальные оппоненты: Тимушев Сергей Федорович;
доктор технических наук, профессор,
ФГБОУ ВПО "МАИ (НИУ)", Заведующий
кафедрой 202

Свобода Дмитрий Геннадьевич
кандидат технических наук, доцент,
Санкт-Петербургский политехнический
университет Петра Великого (СПбПУ),

Ведущая организация: Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего
образования «Национальный
исследовательский университет «МЭИ»
(ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ»)

Защита диссертации состоится «03» марта 2021 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 <http://www.bmstu.ru>.

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

Автореферат разослан «__» ____ 2021 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета Д 212.141.16
кандидат технических наук, доцент

О.В. Белова

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность исследования. В настоящее время активное развитие промышленности влечет за собой увеличение потребления энергетических и природных ресурсов. Истощаемость этих ресурсов приводит к ужесточению требований к энергетической эффективности промышленного оборудования различного назначения. Поэтому снижение потребления электроэнергии оборудованием является важной задачей. Особенно это актуально для насосного оборудования, которое потребляет около 25% мировой электроэнергии. Причём в некоторых отраслях этот показатель достигает 50%. Увеличение энергоэффективности насосного оборудования достигается, в том числе, за счёт увеличения коэффициента полезного действия.

Насосы с канальными отводящими устройствами, обеспечивающие высокие показатели напора при небольших подачах, в большинстве случаев обладают низким значением КПД. Это связано с развитостью вихревых структур в проточной части таких насосов, возникающих в следствие больших перепадов давления на рабочем колесе. Согласно литературе, максимально достижимый КПД насосов низкой быстроходности с канальными отводящими устройствами обычно не превышает значения самого коэффициента быстроходности.

Помимо этого, насосное оборудование практически никогда не работает в номинальном режиме, на который оно было спроектировано. Это может быть связано с изменением характеристик системы, в которой работают насосы, с неправильным подбором оборудования, с постепенным износом элементов конструкции. Значения КПД на режимах, отличных от номинального, всегда ниже, чем в номинальной точке, причём иногда довольно существенно. К тому же работа насоса на нерасчётном режиме приводит к увеличению действия радиальных сил на ротор насоса, что также приводит к быстрому износу элементов конструкции.

В связи со всем вышеуказанным возникает необходимость разработки методики оптимального проектирования проточных частей насосов с канальными отводящими устройствами с использованием современных методов вычислительной гидродинамики и средств автоматизированного проектирования, т.к. проектирование конструкции насосов обычно выполняется в условиях сжатых сроков.

Помимо этого, требуется выполнение оптимизации геометрических параметров проточной части во всём возможном диапазоне работы насоса, а т.к. подобная оптимизация может привести к уменьшению КПД на номинальном режиме работы, требуется разработать критерий, использование которого позволит получить модель проточной части, обладающую высокими показателями энергоэффективности не только в номинальной точке.

Объект исследования. В качестве объекта исследования выбрана проточная часть герметичного насоса низкой быстроходности с канальным отводящим устройством, а также проточная часть многоступенчатого насоса.

Цель исследования. Целью исследования является разработка методики оптимизации проточных частей насосов с канальными отводящими устройствами, работающих в широком диапазоне подач, позволяющей проектировать насосы с высоким значением КПД, большим чем у существующих аналогов, в максимально короткие сроки.

Задачи исследования. Для достижения поставленной в диссертационной работе цели необходимо решить следующие задачи:

1. Разработать метод параметризации канальных отводящих устройств, исследовать влияние основных геометрических параметров канальных отводящих устройств на энергетические характеристики насосов, вывести рекомендуемые значения этих параметров

2. Выбрать методы оптимизации, позволяющие проводить параметрическую оптимизацию проточных частей насосов с канальными отводящими устройствами

3. Разработать методику оптимизации проточных частей насосов с канальными отводящими устройствами в широком диапазоне подач с использованием методов численного гидродинамического моделирования и средств автоматизированного проектирования

4. Провести экспериментальное подтверждение эффективности разработанной методики оптимизации

Методы исследования. Использовались следующие методы исследований:

1. Математическое моделирование гидродинамических процессов в насосах.

2. Автоматизированное проектирование параметризованных геометрических моделей проточной части.

3. Математические методы решения оптимизационных задач.

4. Экспериментальная верификация результатов численного гидродинамического моделирования.

Научная новизна. Научная новизна заключается в следующем:

1. Разработана методика оптимизации проточных частей насосов с канальными отводящими устройствами, позволяющая проводить оптимизацию в широком диапазоне подач, существенно повышая величину КПД спроектированных насосов.

2. Впервые получены математические зависимости между различными геометрическими параметрами канальных отводящих устройств.

3. Впервые исследовано влияние геометрических параметров проточной части канального отводящего устройства на энергетические характеристики насоса, выделены параметры, оказывающие наибольшее влияние на величину КПД насосов.

4. Впервые получены оптимальные диапазоны изменения геометрических параметров канальных отводящих устройств.

Практическая ценность. Предлагаемая методика оптимизации позволит профилировать проточные части насосов с канальными отводящими устройствами с величиной КПД во всём рабочем диапазоне

подач значительно большей, чем у существующих аналогов, что приведёт к существенной экономии электрической энергии и снижению эксплуатационных расходов.

Достоверность результатов исследований. Проверка результатов, полученных с использованием методов гидродинамического моделирования, осуществлялась путём проведения нормальных и балансовых испытаний макетного образца, изготовленного с применением технологии трёхмерной печати, а также испытаний опытных образцов многоступенчатых насосов.

Положения, выносимые на защиту. Методика оптимизации проточных частей насосов с канальными отводящими устройствами, многоступенчатых насосов с низким коэффициентом быстроходности ступеней, позволяющая получать проточные части насосов с наибольшим значением гидравлического КПД. Метод параметризации канальных отводящих устройств и направляющих аппаратов, включающий в себя аналитические зависимости между отдельными частями канальных отводящих устройств.

Апробация работы. Основные результаты работы обсуждались на конференциях:

1. 19-ая Всероссийская научно-техническая конференция студентов и аспирантов «Гидромашины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика» (г. Москва, 2015 г.).
2. Студенческая научно-техническая конференция «Студенческая весна 2016» (г. Москва, 2016 г.).
3. Конференция «Гидравлика» (г. Москва, 2016 г.)
4. Конференция «ECOPUMP-RUS'2017», (г. Москва, 2017 г.)
5. X международная научно-техническая конференция (г. Санкт-Петербург, 2018 г.)
6. Международная научно-техническая конференция «ECOPUMP-RUS'2019. Энергоэффективность и инновации в насосостроении» (г. Москва, 2019 г.).
7. Научно-техническая конференция «Гидравлика» (г. Москва, 2019 г.).

Публикации. Основные результаты диссертационной работы были опубликованы в 14 научных статьях, список которых представлен в конце автореферата. 3 статьи опубликованы в изданиях, рекомендованных ВАК РФ, 5 статей – в изданиях, входящих в базу данных SCOPUS. Общий объем – 5 п.л. Результаты исследования позволили получить патент Российской Федерации на полезную модель RU 186 754 U1 от 14.06.2018 г. «Канальное отводящее устройство центробежного насоса».

Личный вклад соискателя заключается в разработке методики оптимизации проточных частей насосов с канальными отводящими устройствами, непосредственном руководстве экспериментальной проверкой эффективности методики.

Внедрение результатов исследования. Результаты исследований были использованы при проектировании химического горизонтального герметичного насоса с магнитной муфтой на предприятии ОАО

«Турбонасос». Для спроектированного насоса был выпущен полной комплект рабочей конструкторской документации. В настоящее время спроектированный насос находится на опытной эксплуатации. Имеется акт внедрения.

Также результаты исследований были использованы при проектировании многоступенчатых насосов типа ЦНСн для АО «Катайский насосный завод».

Объем и структура работы. Диссертационная работа состоит из введения, 4 глав, заключения, списка литературы, 2 приложений. Основные результаты исследования изложены на 152 страницах, 97 рисунках, 27 таблицах. Список использованной литературы содержит 103 наименования.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введение обоснована актуальность исследования, выбран объект исследования, сформулированы цели и задачи исследования.

В первой главе поставлены проблемы, возникающие в процессе проектирования насосов с канальными отводящими устройствами, приведен обзор работ, посвященных данной теме.

Представлен обзор классических методик профилирования проточных частей насосов, который показал, что использование классических методик построения модели проточных частей насосов позволяет получить лишь модель, обладающую не самыми оптимальными параметрами по критерию энергоэффективности, не отвечающими современным требованиям. Однако данную модель можно использовать в качестве исходной для проведения оптимизации.

Приведен обзор методов автоматизации построения проточных частей лопастных насосов. Автоматизированное построение проточных частей насосов с центробежным, диагональным или осевым рабочем колесом возможно осуществить во многих программных комплексах. Во всех них большая часть геометрических параметров рассчитывается на основе данных о напоре, подаче и частоте вращения. Остальные параметры можно менять вручную, осуществляя перестроение проточной части насоса. На выходе получается трехмерная модель всей проточной части, состоящей из рабочего колеса, подвода и отвода. Большинство программ позволяет осуществлять построение таких типов подводящих и отводящих устройств, как осевой подвод, одно- и двухзаходный спиральный отвод, лопаточный отвод. Однако более сложные устройства, такие как боковой полуспиральный отвод или канальное отводящее устройство (КОУ) можно создавать лишь вручную с использованием пакетов трехмерного моделирования, причем параметризованных моделей таких устройств не существует.

Представлен обзор методов гидродинамического моделирования и оптимизации проточных частей центробежных насосов. Гидродинамическое моделирование позволяет осуществить расчет проточной части насоса на этапе проектирования, что позволяет существенно сэкономить на

изготовлении макетных образцов. Обзор источников по данной теме показал, что погрешность таких вычислений составляет порядка 3-5%.

Оптимизацию проточных частей центробежных насосов можно проводить с использованием различных алгоритмов, но наиболее эффективным является последовательное использование стохастических методов и направленного поиска, что подтверждается результатами данной работы.

Во второй главе представлена методика оптимизации проточной части лопастного насоса с канальным отводящим устройством. Проточная часть такого насоса состоит из трех основных элементов: подводящего устройства, рабочего колеса и канального отводящего устройства.

Основной задачей оптимизации в данной работе является увеличение коэффициента полезного действия за счёт оптимизации геометрии проточной части. Таким образом, в качестве критерия оптимизации выступает КПД. Т.к. подразумевается, что насос должен работать в широком диапазоне подач, необходимо что бы КПД во всех возможных режимах работы был как можно большим, для этого используется специальный критерий, обеспечивающий пологость характеристики во всем возможном диапазоне.

Для выбора параметров оптимизации проведено исследование влияния различных геометрических параметров, относящихся как к рабочему колесу, так и к канальному отводящему устройству, на оптимизируемый критерий.

Представлено описание глобальных и локальных методов поиска оптимального значения критерия, преимущества и недостатки которых позволяют прийти к выводу, что лучшим методом оптимизации является последовательное использование глобального и локального алгоритмов.

В качестве глобального алгоритма в данной работе используется метод поиска ЛП-тау последовательностей, в качестве локального алгоритма – метод градиентного спуска и метод Нелдера-Мида.

В данной главе проведена параметризация проточной части лопастного насоса. Проведена оценка чувствительности всех параметров, относящихся как к рабочему колесу, так и к канальному отводящему устройству. Влияние каждого параметра представлено в Таблице 1.

Таблица 1.

Влияние параметров на энергетические характеристики

Параметр	Влияние
Диаметр рабочего колеса	Значительное
Ширина рабочего колеса на выходе	Значительное
Диаметр горла рабочего колеса	Среднее
Положение входной кромки лопастей рабочего колеса	Среднее
Угол лопастей на входе в рабочее колесо	Незначительное
Угол лопастей на выходе из рабочего колеса	Среднее
Толщина лопастей на входе в рабочее колесо	Незначительное

Продолжение Таблицы 1.

Параметр	Влияние
Толщина лопастей на выходе из рабочего колеса	Незначительное
Изменение толщины лопасти рабочего колеса по длине лопасти	Незначительное
Количество лопастей рабочего колеса	Незначительное
Плавность изменения формы лопасти рабочего колеса на входе	Незначительное
Плавность изменения формы лопасти рабочего колеса на выходе	Незначительное
Угол охвата лопастей рабочего колеса	Значительное
Пропускная способность каналов канального отводящего устройства	Значительное
Радиальный зазор между рабочим колесом и входом в канальное отводящее устройство	Значительное
Отношение площадей выхода из каналов отводящего устройства к площадям входа в него	Значительное
Отношение площадей выхода из каналов отводящего устройства к площадям входа в него	Значительное
Форма расчетного сечения канального отводящего устройства	Значительное
Радиальная диффузорность каналов отводящего устройства	Значительное
Осевая диффузорность каналов отводящего устройства	Значительное
Ширина обратных каналов отводящего устройства	Значительное

Анализ представленной таблицы показал, что все параметры канального отводящего устройства оказывают значительное влияние на энергетические характеристики центробежного насоса, а так как это влияние не одним из источников не изучено, возникла необходимость более углубленно оценить влияние именно параметров канальных отводящих устройств.

В результате исследования влияния всех геометрических параметров канального отводящего устройства были сформированы рекомендации по выбору этих параметров для насосов с коэффициентом быстроходности от 30 до 95, представленные в Таблице 2.

Таблица 2.

Рекомендации по выбору параметров КОУ

Параметр	Рекомендуемое значение		
	$n_s = 30$	$n_s = 70$	$n_s = 95$
Отношение радиального зазора к диаметру рабочего колеса	0,025-0,035	0,027-0,033	0,028-0,035
Отношение высоты к ширине канала	0,6-1,0	0,85-0,95	0,9-1,0
Коэффициент пропускной способности	0,8-1,2	1,01-1,04	0,8-0,9

Радиальная диффузорность каналов	6,0-8,0°	6,0-7,0	4,0-6,0
Отношение площади выхода из канала к площади входа в канал	2,0-3,0	3,4-3,8	2,0-3,0
Коэффициент ширины обратного канала	0,95-1,05	0,8-0,9	1,0-1,1

Модель канального отводящего устройства, построенного с учетом данных рекомендаций, представлена на Рисунке 1.

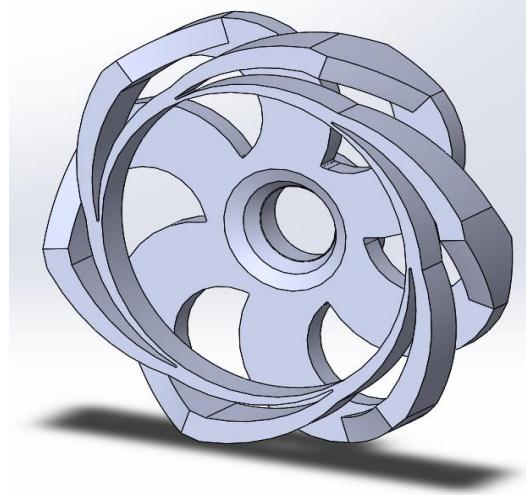


Рисунок 1. Модель канального отводящего устройства

Для представленной модели канального отводящего устройства были установлены функциональные зависимости между отдельными элементами, которые позволяют в автоматическом режиме осуществить перестроение всей проточной части с учетом изменений любого геометрического параметра, с целью выполнения последующей оптимизации. Основные зависимости представлены ниже:

$$A = k_A \cdot \frac{Q \cdot \omega}{H_T \cdot g} - \text{пропускная способность}$$

$$h = \left(\frac{D_2}{2} + del + d_a \right) \cdot \left(e^{\frac{A}{z \cdot b_2}} - 1 \right) - \text{высота канала}$$

$$k_{d_{ax}} = 0,5 \cdot \left(\sqrt{a_c^2 + 4 \cdot a_c \cdot k_d - 2 \cdot a_c + 1} + a_c - 1 \right)$$

— отношение площади выхода ко входу в канал в осевом направлении

$$a_c = \frac{\tan \alpha_{dif_{ax}} \cdot h}{\tan \alpha_{dif_r} \cdot b_2} - \text{соотношение между диффузорностями}$$

$$h_{spir} = \frac{(d_{a_{max}} + h) \cdot z}{2\pi} - \text{высота подъема спирали прямого канала}$$

$$L = \frac{b_2 \cdot (k_{d_{ax}} - 1)}{\tan \alpha_{dif_{ax}}} - \text{длина прямого канала}$$

$$h_{\text{ок}} = k_{h_{\text{ок}}} \cdot \frac{D_s^2 - D_h^2}{4 \cdot (D_s + 2 \cdot (B_2 - b_2))} - \text{ширина обратных каналов}$$

где k_A – коэффициент пропускной способности, Q – номинальная подача насоса, $\text{м}^3/\text{ч}$, ω – частота вращения ротора, $\text{рад}/\text{с}$, H_t – теоретический напор рабочего колеса, м , $g = 9,81$ – ускорение свободного падения, $\text{м}/\text{с}^2$, D_2 – диаметр рабочего колеса, мм , del – радиальный зазор между колесом и канальными отводящими устройствами, мм , d_a – ширина языка каналов, мм , z – количество каналов отводящего устройства, b_2 – ширина рабочего колеса на выходе, мм , k_d – отношение площадей выхода ко входу в каналы, $a_{dif_{ax}}$ – угол раскрытия диффузора в осевом направлении, рад , a_{dif_r} – угол раскрытия диффузора в радиальном направлении, рад , $d_{a_{max}}$ – максимальная ширина языка каналов, мм , $k_{h_{\text{ок}}}$ – коэффициент ширины обратных каналов, D_s – диаметр горла рабочего колеса, мм , D_h – диаметр втулки рабочего колеса, мм , B_2 – ширина рабочего колеса на выходе вместе с дисками, мм .

Сформирована методика оптимизации, представленная на Рисунке 2.

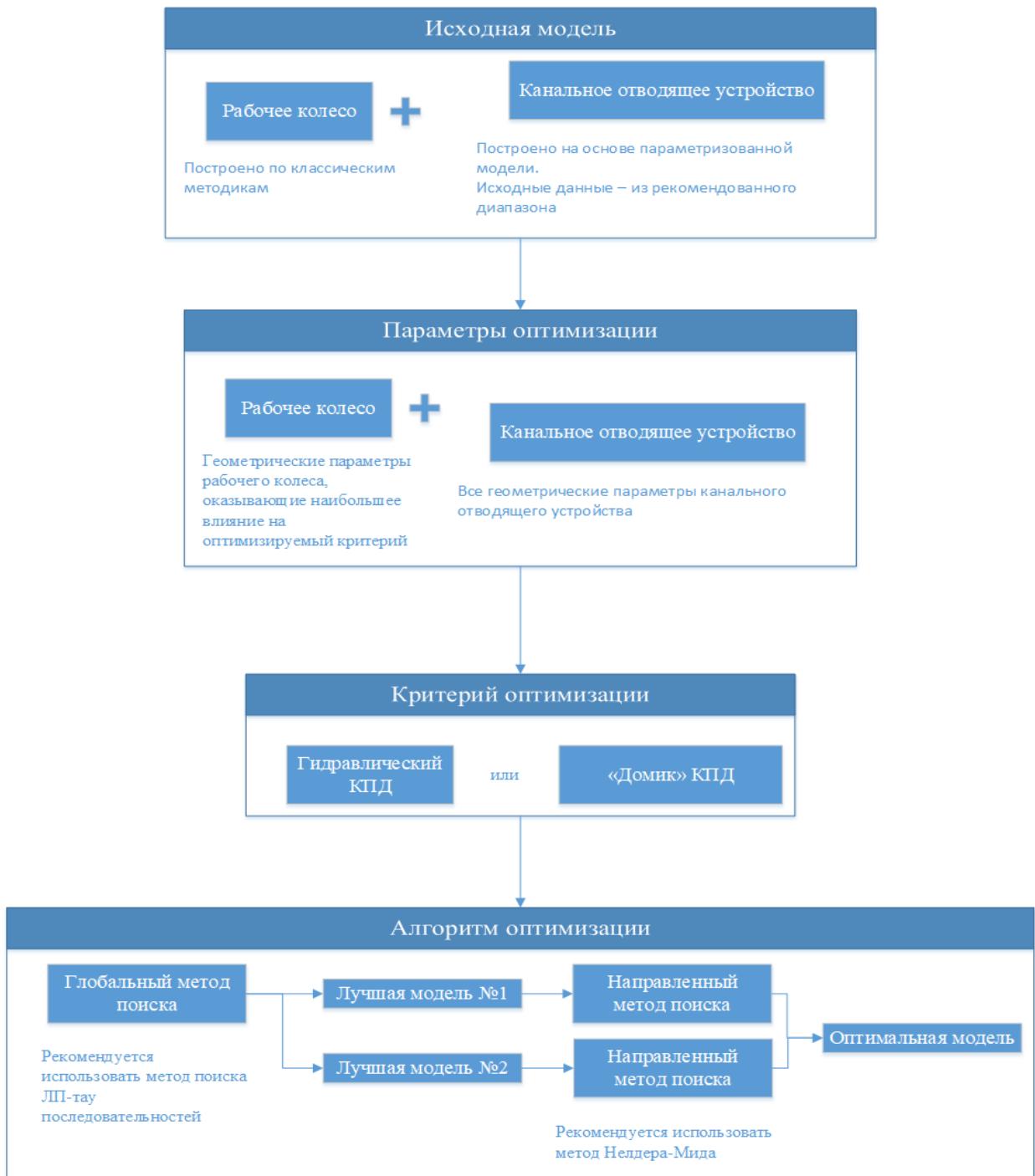


Рисунок 2. Схема методики

В третьей главе представлено применение методики для оптимизации проточных частей насосов с канальными отводящими устройствами и направляющими аппаратами.

В качестве исходной модели используется модель, состоящая из рабочего колеса и канального отводящего устройства. Параметры рабочего колеса определены с помощью классических методик. Канальное отводящее устройство построено на основе параметризованной модели, полученной в предыдущей главе, параметры которой выбраны из рекомендуемых диапазонов в зависимости от коэффициента быстроходности.

Расчет исходной модели показал, что применение параметризованной модели канального отводящего устройства уже позволяет повысить КПД проточной части насоса, по сравнению с существующими аналогами. Однако данные результаты можно улучшить с использованием методов оптимизации.

В качестве критерия оптимизации был выбран гидравлический КПД.

На первом этапе оптимизации был использован метод поиска ЛП-тау последовательностей с 32 расчетными точками. Результаты расчета представлены на Рисунке 3. Лучшая модель проточной части представлена на Рисунке 4. С целью улучшения полученного результата были применены направленные методы поиска: метод градиентного спуска и метод Нелдера-Мида. Метод градиентного спуска позволил получить результат, представленный на Рисунке 5, а метод Нелдера-Мида – на Рисунке 6.

Таким образом было получено, что последовательное использование глобальных и локальных методов оптимизации для улучшения энергетических характеристик параметризованной модели проточной части приводит к значительному росту гидравлического КПД.

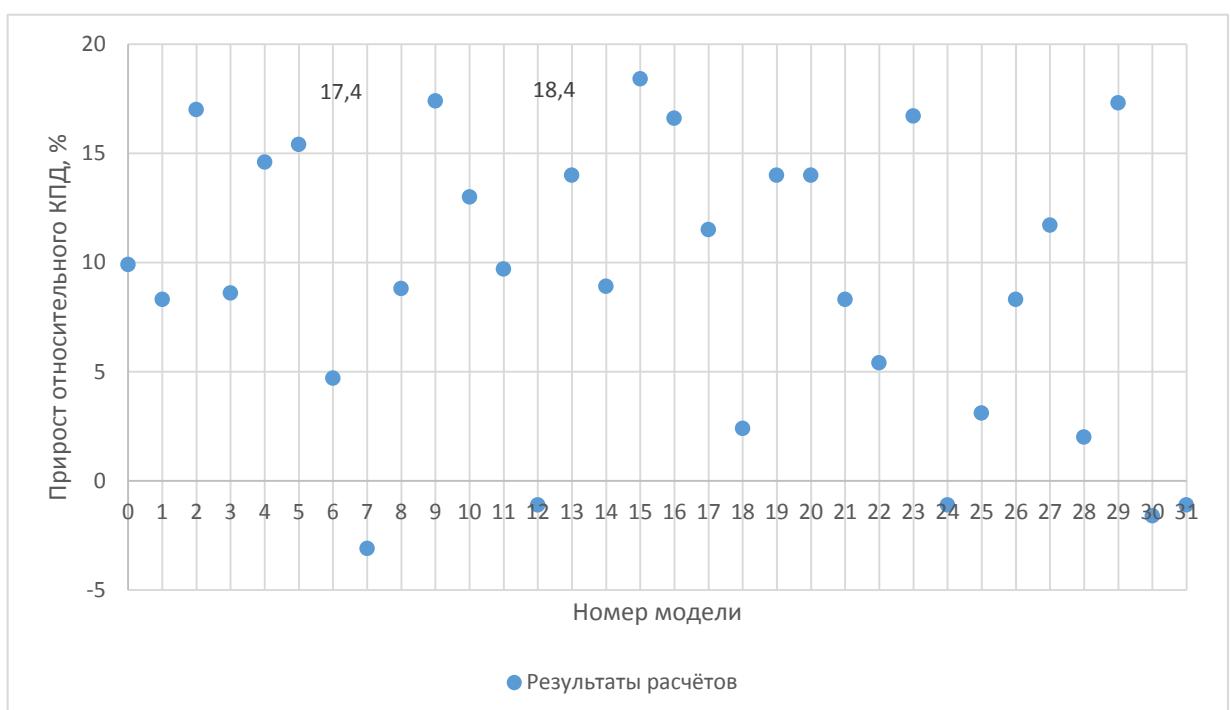


Рисунок 3. Результаты оптимизации методом поиска ЛП-тау последовательностей

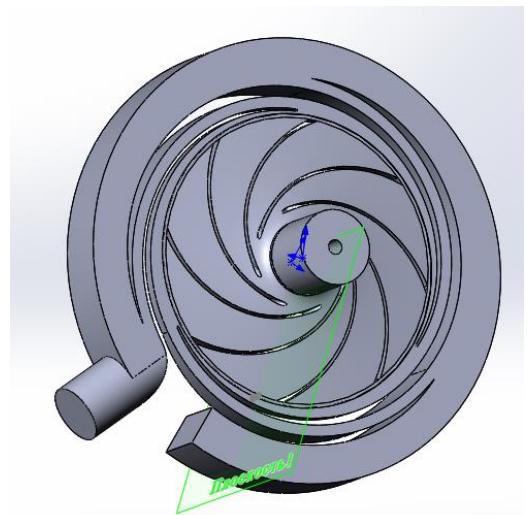


Рисунок 4. Лучшая модель проточной части по результатам применения алгоритма поиска ЛП-тау последовательностей

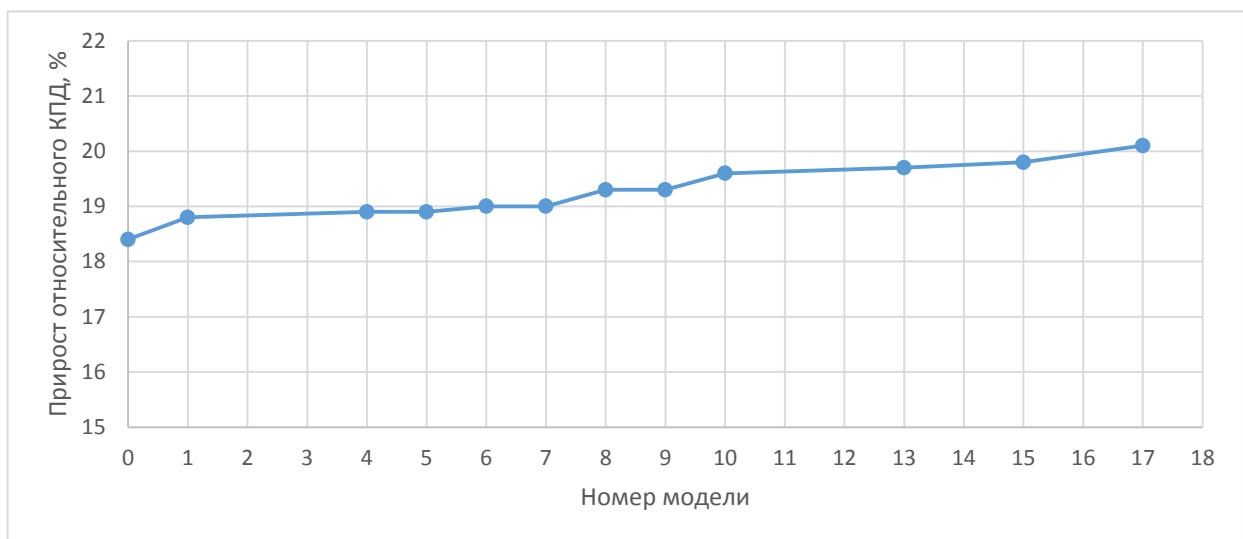


Рисунок 5. Изменение прироста относительного КПД в ходе оптимизации модели №15



Рисунок 6. Результаты применения метода Нелдера-Мида

Далее сформированная методика была применена для оптимизации проточной части по критерию «домик КПД» (высокий КПД на всем возможном диапазоне работы). Графики зависимостей прироста относительного КПД от относительной подачи для лучшей модели по результатам такой оптимизации (модель 2), лучшей модели по результатам оптимизации по критерию КПД (модель 15) и худшой модели (модель 7) представлены на Рисунке 7.

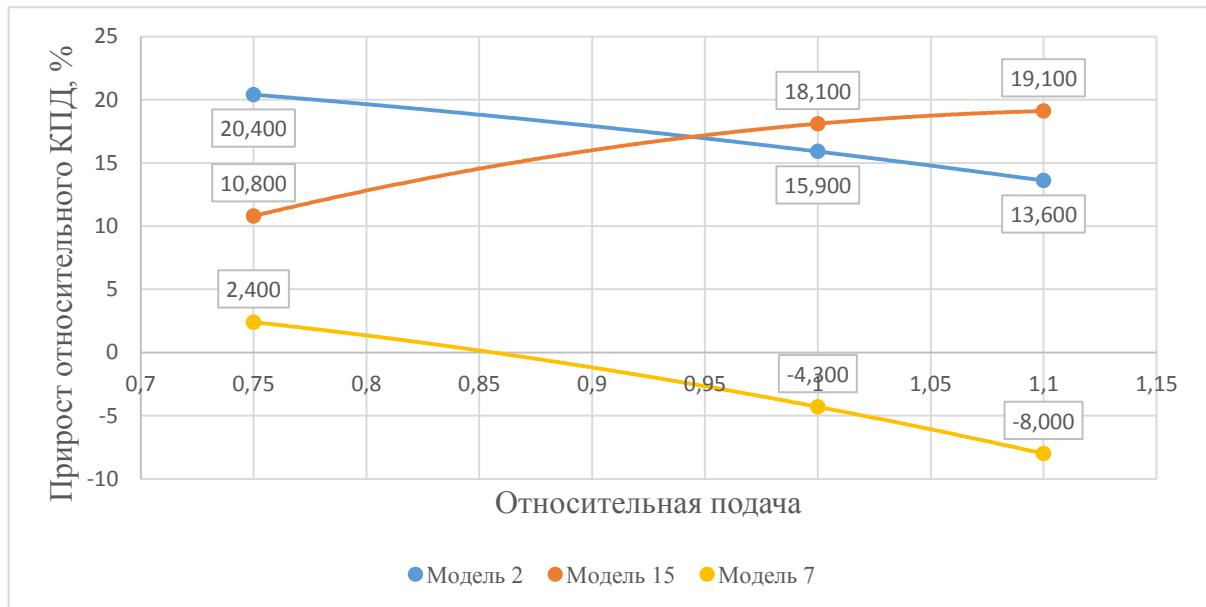


Рисунок 7. Зависимость прироста относительного КПД от относительной подачи

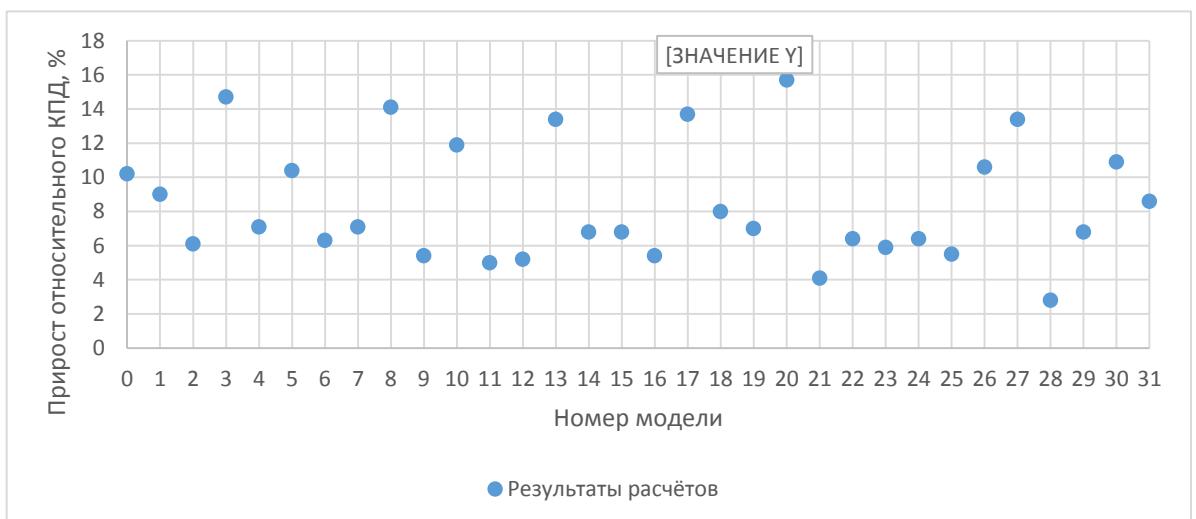


Рисунок 8. Результаты оптимизации методом поиска ЛП-тая последовательностей многоступенчатого насоса

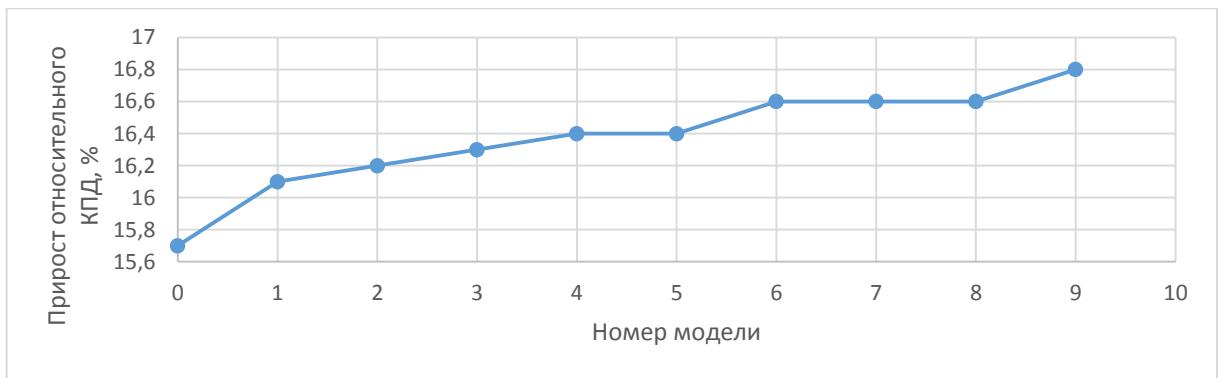


Рисунок 9. Результаты применения метода Нелдера-Мида для многоступенчатого насоса

Результаты показали, что данная методика позволяет значительно улучшить гидравлический КПД лопастного насоса с канальным отводящим устройством как на номинальном режиме работы, так и во всем возможном диапазоне работы.

Полученная методика была также применена для оптимизации проточной части многоступенчатого насоса. Результаты применения метода поиска ЛП-тау последовательностей представлены на Рисунке 8, а метода Нелдера-Мида к лучше модели – на Рисунке 9.

В четвертой главе представлена экспериментальная верификация полученных результатов.

С этой целью был изготовлен макетный образец с применением методов трехмерной печати из пластика. Данный макет был испытан на стенде кафедры Э-10 МГТУ им. Н.Э. Баумана, модель которого представлена на Рисунке 10.

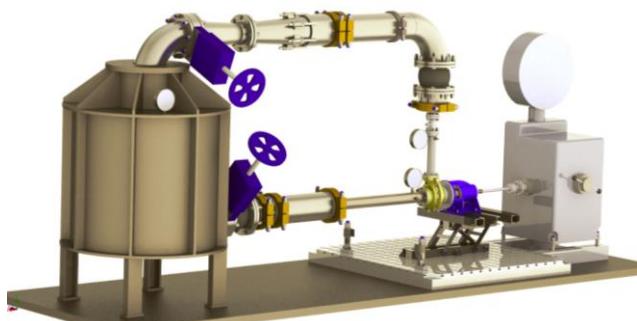


Рисунок 10. Трёхмерная модель стенда

Модель самого макета представлена на Рисунке 11, а макет в составе стенда на Рисунке 12. По результатам испытаний была построена характеристика макетного образца. Сравнение теоретической (полученной методами численной гидродинамики) и экспериментальной характеристик представлено на Рисунке 13. Разница между значениями КПД на номинальном режиме работы, так же как между значениями напора, составила менее 2%. Таким образом экспериментально подтверждена

достоверность данных, полученных с использованием методов вычислительной гидродинамики.

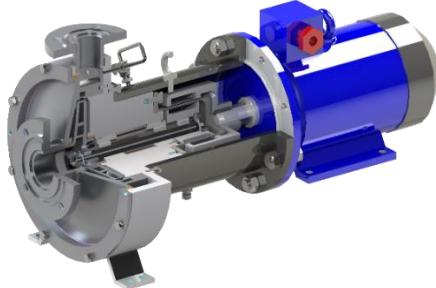


Рисунок 11. 3D модель макетного образца



Рисунок 12. Макетный образец

Также полученная методика была использована при проектировании проточной части многоступенчатого насоса типа ЦНСн. Испытания опытного образца проводилось на базе ЗАО «Китайский насосный завод». Результаты испытаний представлены на Рисунке 14.

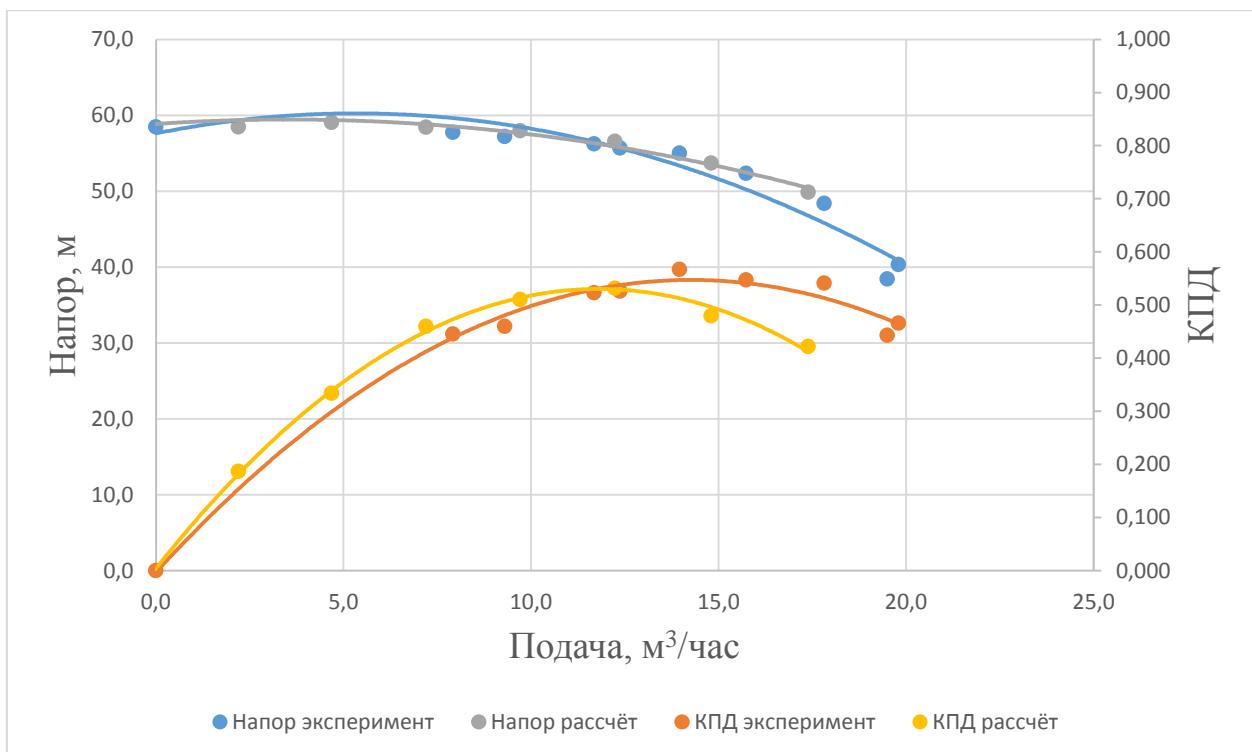


Рисунок 13. Сравнение теоретической и экспериментальной характеристик

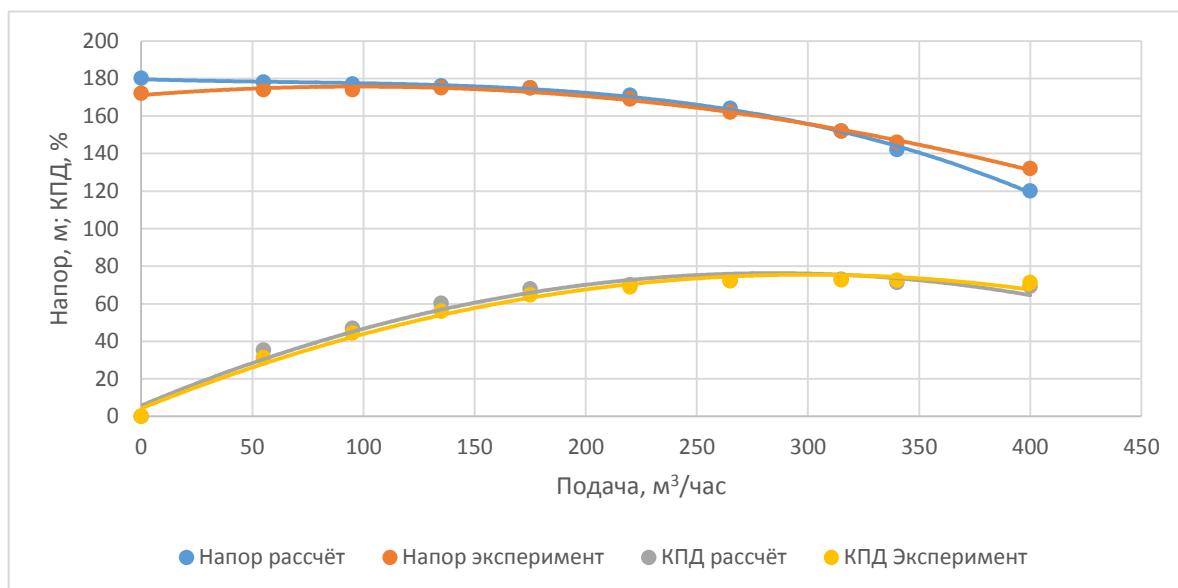


Рисунок 14. Сравнение характеристик насоса ЦНСн

Представленные результаты показали, что применение методики оптимизации насосов с канальными отводящими устройствами для оптимизации ступени многоступенчатого насоса позволяет добиться существенного повышения КПД, что подтверждается экспериментальными исследованиями.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ И ВЫВОДЫ

1. В результате проведенной работы был разработан метод параметризации канальных отводящих устройств, который в отличие от

существующих методик построения таких устройств позволяет получить исходную модель, обладающую требуемыми параметрами энергоэффективности; установлены строгие математические зависимости между отдельными элементами отводящего устройства.

2. Исследование влияния геометрических параметров канальных отводящих устройств на энергетические характеристики насосов показало, что все введенные параметры оказывает сильное влияние на величину гидравлического КПД насоса.

3. Выведены оптимальные диапазоны изменения геометрических параметров канальных отводящих устройств для различных коэффициентов быстроходности, использование которых позволяет в первом приближении получить модель отводящего устройства, обладающую более высокой величиной гидравлического КПД, по сравнению с существующими аналогами.

4. Показано, что последовательное применение глобальных и локальных методов оптимизации позволяет добиться существенного повышения величины гидравлического КПД вновь разрабатываемых насосов, причем среди существующих методов хорошо себя зарекомендовали метод поиска ЛП-тау последовательностей в качестве глобального метода поиска и метод Нелдера-Мида в качестве локального метода поиска.

5. Разработана методика оптимизации проточных частей насосов с канальными отводящими устройствами с использованием методов численного гидродинамического моделирования и средств автоматизированного проектирования, которая в отличие от существующих методик позволяет проводить оптимизацию в широком диапазоне подач, что значительно уменьшает стоимость эксплуатации проектируемых насосов, а именно любых многоступенчатых насосов, а также одноступенчатых насосов, в которых важна разгрузка от радиальных сил.

6. Эффективность разработанной методики была подтверждена экспериментально:

6.1. Величина полного КПД опытного образца, проточная часть которого оптимизирована с применением методики, на номинальном режиме работы составила 55,5%. Полный КПД существующего аналога – 45%. Данный результат был получен при испытаниях опытного образца на базе предприятия АО «Турбонасос», имеется акт внедрения.

6.2. КПД многоступенчатого насоса типа ЦНСн на номинальном режиме работы составил 72,6% при испытаниях опытного образца на базе предприятия ЗАО «Катайский насосный завод». Величина КПД аналогичного насоса составляла 61%.

СПИСОК РАБОТ, ОПУБЛИКОВАННЫХ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

1. Ломакин В.О., Чабурко П.С. Влияние закрутки потока на гидравлический КПД насоса // Инженерный вестник. 2015. № 10. URL: <http://engsi.ru/doc/820781.html> (дата обращения: 02.06.2017) (0,4 п.л./0,2 п.л).

2. Комплексная оптимизация проточной части герметичного насоса методом ЛП-тая поиска. / Чабурко П.С. [и др.] // Насосы. Турбины. Системы. 2016. № 1 (18). С. 55-61 (0,7 п.л./0,4 п.л.).
3. Lomakin, V.O., Chaburko, P.S., Kuleshova, M.S. Multi-criteria Optimization of the Flow of a Centrifugal Pump on Energy and Vibroacoustic Characteristics // Procedia Engineering. Volume 176, 2017, Pages 476-482. DOI: 10.1016/j.proeng.2017.02.347 (0,5 п.л./0,3 п.л.).
4. Lomakin, V., Cheremushkin, V., Chaburko, P. Investigation of vortex and hysteresis effects in the inlet device of a centrifugal pump // 2018 Global Fluid Power Society PhD Symposium, GFPS 2018. 25 September 2018. DOI: 10.1109/GFPS.2018.8472374 (0,5 п.л./0,3 п.л.).
5. Gouskov, A., Lomakin, V., Banin, E., Kuleshova, M., Chaburko, P. Investigation of the influence of centrifugal pump wet part geometry on hemolysis index // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Volume 492, Issue 1, 13 March 2019. DOI: 10.1088/1757-899X/492/1/012013 (0,6 п.л./0,4 п.л.).
6. Chaburko, P., Kossova, Z. Wet part hybrid optimization method of hermetic pump // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Volume 492, Issue 1, 13 March 2019. DOI: 10.1088/1757-899X/492/1/012011 (0,7 п.л./0,6 п.л.).
7. Артемов А.В., Чабурко П.С. Исследование отличных от оптимальных режимов работы струйных насосов методами гидродинамического моделирования // Молодежный научно-технический вестник. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2013. № 12. Режим доступа: <http://sntbul.bmstu.ru/doc/649567.html> (дата обращения 23.12.2019) (0,5 п.л./0,3 п.л.).
8. Кулешова М.С., Гетманцева Е.В., Чабурко П.С. Исследование течений в направляющем аппарате канального типа центробежного насоса тип ЦНС методами гидродинамического моделирования // Молодежный научно-технический вестник. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2014. № 3. Режим доступа: <http://sntbul.bmstu.ru/doc/711644.html> (дата обращения 23.12.2019) (0,7 п.л./0,4 п.л.).
9. Чабурко П.С., Ломакин В.О. Численное моделирование течения жидкости в струйном насосе // Машиностроение: сетевой электронный научный журнал. 2014. №3. С. 55-58. Режим доступа: <http://www.indust-engineering.ru/issues/2014/2014-3.pdf> (дата обращения 23.12.2019) (0,5 п.л./0,3 п.л.).
10. 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. С. 210–219. DOI: 10.7463/1214.0743907 (0,5 п.л./0,3 п.л.).
11. Черемушкин В.А., Петров А.И., Чабурко П.С. Применение статорных лопаток во вспомогательных трактах герметичных насосов // Машины и установки: проектирование, разработка и эксплуатация. 2017. № 2. С. 1-12 (0,7 п.л./0,4 п.л.).

12. Chaburko P.S., Boyarshinova A.M. The influence of inlet impeller parameters on pump efficiency // Гидравлика. 2017. № 1 (3). С. 17-25 (0,5 п.л./0,3 п.л.).
13. Петров А.И., Чабурко П.С., Лысенко А.В. Выбор масштабного коэффициента при модельных испытаниях макетов крупных лопастных насосов, выполненных с применением аддитивных технологий // Гидравлика. 2017. № 1 (3). С. 39-50 (0,7 п.л./0,4 п.л.).
14. Trulev, A., Verbitsky, V., Timushev, S., Chaburko, P. Electrical submersible centrifugal pump units of the new generation for the operation of marginal and inactive wells with a high content of free gas and mechanical impurities // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 492, Issue 1, 13 March 2019, DOI: 10.1088/1757-899X/492/1/012041 (0,7 п.л./0,4 п.л.).
15. Канальное отводящее устройство центробежного насоса: пат. RU 186 754 U1 Российская Федерация / Чабурко П.С., Лысенко А.В., Ломакин В.О. — № 2018120543; заявл. 04.06.2018; опубл. 31.01.2019.