

На правах рукописи

ЧЕРЕМУШКИН ВЯЧЕСЛАВ АНДРЕЕВИЧ

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ОПТИМАЛЬНЫХ
ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ ДИНАМИЧЕСКИХ НАСОСОВ С ДВУХДИСКОВЫМИ
РАБОЧИМИ КОЛЕСАМИ ДЛЯ РАБОТЫ НА ВЫСОКОВЯЗКИХ ЖИДКОСТЯХ

Специальность 2.5.10. «Гидравлические машины, вакуумная, компрессорная
техника, гидро- и пневмосистемы»

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание учёной степени кандидата технических наук



Москва - 2024

Диссертационная работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)» на кафедре «Гидромеханика, гидромашины и гидро- пневмоавтоматика»

Научный руководитель: доктор технических наук, доцент
Ломакин Владимир Олегович

Официальные оппоненты:

Жарковский Александр Аркадьевич,
Доктор технических наук, профессор
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого», профессор высшей школы энергетического машиностроения

Хабарова Дарья Федоровна,
Кандидат технических наук,
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)», доцент кафедры гидравлики и гидропневмосистем

Ведущая организация

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Национальный исследовательский университет «МЭИ»

Защита диссертации состоится «19» июня 2024 г. в 10.30 на заседании диссертационного совета 24.2.331.22 при Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, Москва, Лефортовская наб., д. 1.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте (www.bmstu.ru) Московского государственного технического университета имени Н.Э. Баумана.

Автореферат разослан « ____ » _____
2024 г.

Ученый секретарь диссертационного совета 24.2.331.22
кандидат физико-математических наук



А.А. Протопопов

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность исследования. В настоящее время энергоэффективность машин и оборудования является одним из ключевых показателей при их эксплуатации ввиду прямого влияния на финансовые затраты, потребление природных ресурсов и сроки выполнения поставленных задач. Насосное оборудование является одним из основных потребителей электроэнергии в мире. В отдельных отраслях на его долю приходится до 50% суммарной подводимой мощности. В связи с этим, повышение эффективности насосного оборудования является важной, актуальной задачей.

Существует класс задач по перекачке жидкостей с большими вязкостями. Обычно подобные задачи возникают в химической, пищевой и нефтяной промышленности. Достаточно показательным примером является высоковязкая нефть. Мировые запасы такой нефти и природного битума оцениваются в 21 и 32 % соответственно от общих запасов нефти и битума. Вязкость нефти может достигать 10 000 сСт (так называемая битуминозная нефть). Так, среднебассейновая вязкость в Тимано-Печорском бассейне РФ составляет приблизительно 1200 сСт. Ашальчинское месторождение также характеризуется высоким содержанием смолисто-асфальтеновых веществ и ароматических углеводородов с вязкостью нефти до 8600 сСт при 20 °С. Добыча такой высоковязкой (битуминозной) нефти с ее последующей транспортировкой и переработкой является одним из перспективных направлений в традиционных регионах присутствия нефтяных компаний ввиду их обширных запасов.

Существующие подходы, применительно к работе динамических насосов на высоковязких жидкостях, относятся либо к пересчету характеристик центробежных насосов с воды на требуемую вязкость, либо к созданию дисковых насосов трения. При этом зачастую дисковые насосы, достаточно широко применяемые на практике в РФ и за рубежом, имеют упрощенную геометрию проточной части рабочего колеса. Оно состоит из только двух дисков, аналогично центробежным рабочим колесам, иногда с дополнительными ребрами на их внутренней части. Данная конструкция является более технологичной и компактной в сравнении с классическими дисковыми колесами. Она допускает применение подобных рабочих колес в корпусах, полностью аналогичных центробежным насосам, позволяя вписывать их в уже существующие конструкции, а также стандарты, перекачивать жидкости с существенно большей вязкостью по сравнению с классическими центробежными рабочими колесами. Однако общепринятого подхода в создании проточных частей таких упрощенных дисковых рабочих колес не существует, что ставит вопрос о границах изменения их геометрических размеров, в том числе высоты (относительной высоты) ребер на дисках.

Можно заключить, что не существует четко описанной грани перехода от классического центробежного рабочего колеса к дисковому с оребрением (причем высота ребер строго не определена). В связи с этим возникает необходимость в разработке методики создания оптимальных проточных частей динамических насосов с двухдисковыми рабочими колесами для работы на высоковязких жидкостях с применением методов вычислительной гидродинамики, а также

современных средств автоматизированного проектирования. Применение указанных подходов в методике крайне важно, поскольку зачастую проектирование происходит в существенно сжатые сроки.

Двухдисковыми рабочими колесами (далее - ДРК) в данной работе будут называться рабочие колеса динамических насосов, имеющие только ведущий и покрывной диск, а также любые варианты элементов проточной части между этими дисками – ребра, лопатки, лопасти или только скрепляющие диски бобышки.

Объект исследования. Объектом исследования является проточная часть динамического насоса с двухдисковым рабочим колесом (двухдискового насоса).

Цель исследования.

Целью исследования является разработка методики проектирования оптимальных проточных частей динамических насосов с двухдисковыми рабочими колесами для работы на высоковязких жидкостях (от 2000 до 25000 сСт).

Задачи исследования. Для достижения цели, поставленной в рамках данной диссертационной работы, требуется решить следующие задачи:

1. Разработать метод параметризации двухдисковых рабочих колес, позволяющий изменять их основные геометрические размеры в широком диапазоне, получая в том числе крайние вариации – классические центробежную и дисковую.

2. Исследовать влияние выбранных основных геометрических параметров динамических насосов с двухдисковыми рабочими колесами на энергетические характеристики. Определить их рекомендуемые диапазоны значений в зависимости от коэффициента быстроходности насоса и вязкости перекачиваемой среды.

3. Разработать методику проектирования проточных частей динамических насосов с двухдисковыми рабочими колесами для работы на высоковязких жидкостях с применением методов вычислительной гидродинамики, а также современных средств автоматизированного проектирования.

4. Выполнить экспериментальную верификацию выбранной для численного гидродинамического расчета математической модели.

Методы исследования.

1. Численное гидродинамическое моделирование течений в насосах.

2. Автоматизированное создание проточных частей насосов при помощи параметризованных трехмерных моделей.

3. Математические методы решения задач оптимизации.

4. Экспериментальная верификация математической модели численного гидродинамического расчета.

Научная новизна.

Научная новизна заключается в следующем:

1. Разработана методика проектирования оптимальных проточных частей динамических насосов с двухдисковыми рабочими колесами для работы на высоковязких жидкостях (от 2000 до 25000 сСт).

2. Впервые выполнено исследование влияния основных геометрических размеров двухдисковых рабочих колес на энергетические характеристики насоса при работе на высоковязкой жидкости.

3. Впервые получены зависимости, позволяющие определять оптимальные значения геометрических параметров двухдисковых рабочих колес и спиральных отводов при работе насоса на высоковязкой жидкости.

4. Впервые выполнена верификация модели численного гидродинамического моделирования для насоса, работающего на вязкости до 2700 сСт (2,4 Па*с).

Практическая ценность. Разработанная методика оптимизации позволит получать оптимальные по эффективности (КПД) проточные части динамических насосов с двухдисковыми рабочими колесами для работы на высоковязких жидкостях, что приведет к снижению энергопотребления при работе с такими жидкостями, а также повышению производительности при их перекачке.

Достоверность результатов исследований. Верификация математической модели численного гидродинамического моделирования проводилась путем проведения испытаний насоса с разборным двухдисковым рабочим колесом, позволяющим изменять его геометрию за счет элементов, изготовленных с применением трехмерной печати. Испытания проводились на рабочей жидкости в диапазоне вязкостей 1500-2700 сСт.

Положения, выносимые на защиту. Методика проектирования оптимальных проточных частей динамических насосов с двухдисковыми рабочими колесами для работы на высоковязких жидкостях. Математические зависимости, позволяющие определять в первом приближении значения геометрических параметров проточных частей таких насосов при их проектировании.

Апробация работы. Основные результаты работы обсуждались на конференциях и семинарах:

1. Всероссийская научно-техническая конференция «Гидравлика-2018» МГТУ им. Н.Э. Баумана (Москва, 2018).

2. Международная научно-техническая конференция ECOPUMP-RUS 2018 (выставка PCV EXPO-2018), Крокус Экспо (Москва, 2018).

3. Всероссийская научно-техническая конференция «Гидравлика-2019» МГТУ им. Н.Э. Баумана (Москва, 2019).

4. Всероссийская научно-техническая конференция «Гидравлика-2022» МГТУ им. Н.Э. Баумана (Москва, 2022).

5. Всероссийская научно-техническая конференция «Гидравлика-2023» МГТУ им. Н.Э. Баумана (Москва, 2023).

Публикации. Основные результаты данной диссертационной работы были опубликованы в 5 научных работах. Из них 2 опубликованы в изданиях, входящих в перечень ВАК РФ по коду научной специальности, 3 – в изданиях, входящих в базу данных SCOPUS, 1 – в издании, входящем в перечень РИНЦ. Общий объем – 5,05 п.л.

Личный вклад соискателя. Автор является инициатором и исполнителем выполненных исследований, проводил анализ текущего состояния вопроса перекачки высоковязких жидкостей. Лично сформулировал методику проектирования оптимальных проточных частей двухдисковых насосов.

Объем и структура работы. Диссертация состоит из введения, 4 глав, заключения, списка литературы, двух приложений. Основные результаты

исследования изложены на 147 страницах, 72 рисунках, 30 таблицах. Список использованной литературы содержит 86 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

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

В первой главе сформулированы цели и задачи исследования. Описан объект исследования – проточная часть динамического насоса с двухдисковым рабочим колесом.

Приведен обзор литературы, посвященной методикам пересчета характеристик центробежных насосов на повышенную вязкость рабочей жидкости. Приведены преимущества и недостатки данных методик. Основными недостатками являются ограниченные диапазоны по вязкости и числу Рейнольдса, отсутствие в них методов вычислительной гидродинамики, а также рекомендаций по выбору или корректировке геометрических размеров элементов проточных частей.

Также приведен обзор литературы по расчету и исследованиям работы дисковых насосов, в том числе с дисковыми рабочими колесами упрощенной конструкции с двумя дисками и дополнительными ребрами. Последние получили достаточно широкое применение на практике, однако не имеют каких-либо методик расчета или рекомендаций по выбору их геометрических размеров.

Сделан вывод о том, что существующие методики не позволяют осуществлять проектирование оптимальных проточных частей с двухдисковым рабочим колесом при высокой вязкости перекачиваемой насосом жидкости.

Во второй главе описана методика оптимизации проточной части двухдискового насоса. Приведены ее этапы, а также применяемые методы, включающие автоматизированное построение проточной части и численное гидродинамическое моделирование:

1. Создание параметризованной модели проточной части.
2. Выбор параметров оптимизации.
3. Выбор критериев оптимизации.
4. Проведение глобальной (стохастической) оптимизации двухдискового рабочего колеса.
5. Выбор одной или нескольких точек в качестве начального приближения для следующего шага
6. Проведение локальной (направленной) оптимизации двухдискового рабочего колеса.
7. Проведение локальной (направленной) оптимизации спирального отвода.

Описаны существующие алгоритмы оптимизации, приведено обоснование применения двухэтапной, включающей стохастический и направленный поиск, оптимизации, показывающей хорошие результаты для динамических насосов.

Описана параметризованная трехмерная модель проточной части двухдискового насоса, состоящая из рабочего колеса и спирального отвода. Для построения проточной части двухдискового рабочего колеса создана собственная

параметризованная трехмерная модель, позволяющая осуществлять постепенный переход от по сути классического центробежного к дисковому насосу с оребрением (Рисунок 1). Для получения проточной части спирального отвода применяется готовое программное обеспечение.

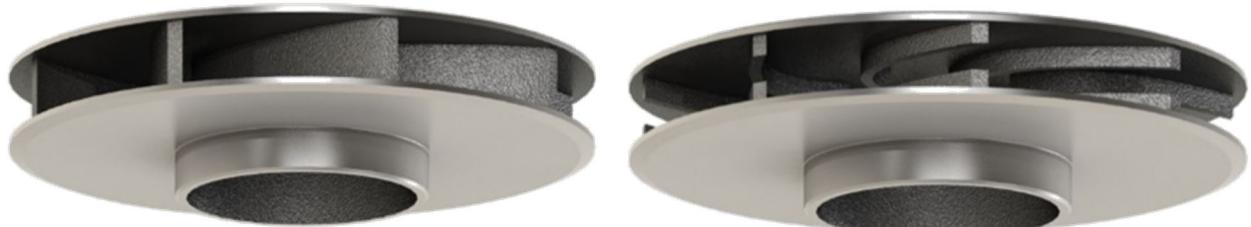


Рисунок 1.
Варианты исполнения двухдискового рабочего колеса

Приведены основные уравнения гидродинамики, на решении дискретных аналогов которых основан применяемый метод численного моделирования течения жидкости.

Описана расчетной сетки для численного моделирования. Проведено исследование явления сеточной сходимости в проточной части двухдискового насоса. На основании анализа полученных графиков (пример – Рисунок 2) выбрана величина базового размера для дальнейших расчетов.

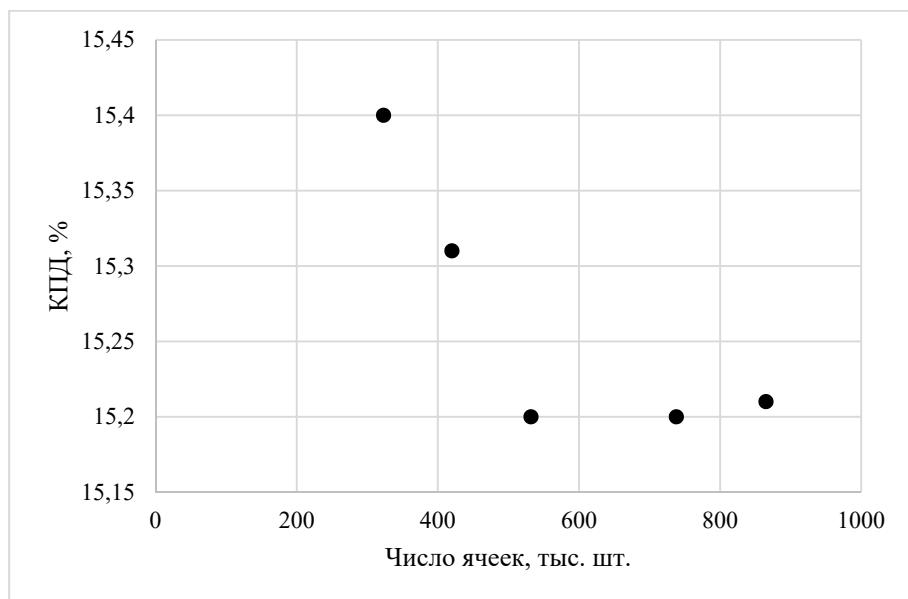


Рисунок 2.
Результаты исследования сеточной сходимости

Проведено исследование влияния геометрических параметров двухдискового рабочего колеса на его характеристики. Для каждого параметра определена величина коэффициента корреляции Пирсона по формуле:

$$r = \frac{\sum(x - \bar{x})(y - \bar{y})}{\sqrt{\sum(x - \bar{x})^2 \sum(y - \bar{y})^2}} \quad (1)$$

Результаты данного исследования приведены в Таблице 1. На основании этих данных, а также качественной оценки зависимостей КПД и напора от параметров для варьирования в процессе дальнейших оптимизаций выбраны:

1. Диаметр рабочего колеса
2. Ширина рабочего колеса
3. Относительная высота лопасти
4. Угол охвата лопасти
5. Пропускная способность спирального отвода

Таблица 1.
Результаты исследования влияния геометрических параметров на
характеристики двухдискового рабочего колеса

№	Наименование	Коэффициент корреляции с КПД	Коэффициент корреляции с напором
1	Радиус начала лопасти на ведущем диске R_1 , мм	-0,26	-0,02
2	Радиус начала лопасти на покрывном диске R_2 , мм	-0,14	-0,08
3	Угол охвата лопасти β_1 , $^{\circ}$	-0,23	-0,07
4	Угол установки лопасти на выходе β_2 , $^{\circ}$	-0,11	-0,06
5	Общая высота лопасти по отношению к ширине канала $pers$, %	0,70	0,37
6	Ширина лопасти b , мм	-0,02	0,01
7	Ширина рабочего колеса b_2 , мм	0,06	0,26
8	Диаметр рабочего колеса D_2 , мм	-0,18	0,83

Критериями оптимизации являются:

1. Максимизация КПД
2. Попадание величины напора в установленный интервал (номинальное значение $\pm 5\%$).

Остальные параметры насоса (подача, частота вращения, вязкость рабочей жидкости) являются фиксированными. Таким образом, для наиболее полного исследования зависимости геометрических параметров оптимальных проточных частей двухдисковых насосов от вязкости рабочей жидкости и числа Рейнольдса была выполнена оптимизация 21 варианта проточных частей.

Число Рейнольдса, характеризующее работу насоса, определяется как

$$Re = \frac{\omega R_2^2 \rho}{\mu} = \frac{\omega R_2^2}{\nu} = \frac{V_2^2}{\omega \nu} \quad (2)$$

В третьей главе представлены результаты применения описанной методики оптимизации для получения геометрических размеров оптимальных проточных частей на ранее указанные параметры работы.

Для дальнейшего анализа результатов введены следующие величины.

Коэффициент подачи:

$$k_Q = \frac{Q}{3600 \cdot \omega D_2^2 b_2} \cdot 100 \quad (3)$$

Коэффициент напора:

$$k_H = \frac{2gH}{(\omega R_2)^2} \quad (4)$$

Модифицированное число Рейнольдса:

$$Re_{mod} = Re \cdot n_Q^{1.25} \quad (5)$$

Относительная длина лопасти:

$$L_R = \frac{L}{D_2} \quad (6)$$

Первым шагом оптимизации является двухэтапная оптимизация отдельно рабочих колес.

Применительно к двухдисковым рабочим колесам обнаружены и описаны математически некоторые характерные зависимости (Рисунки 3-5).

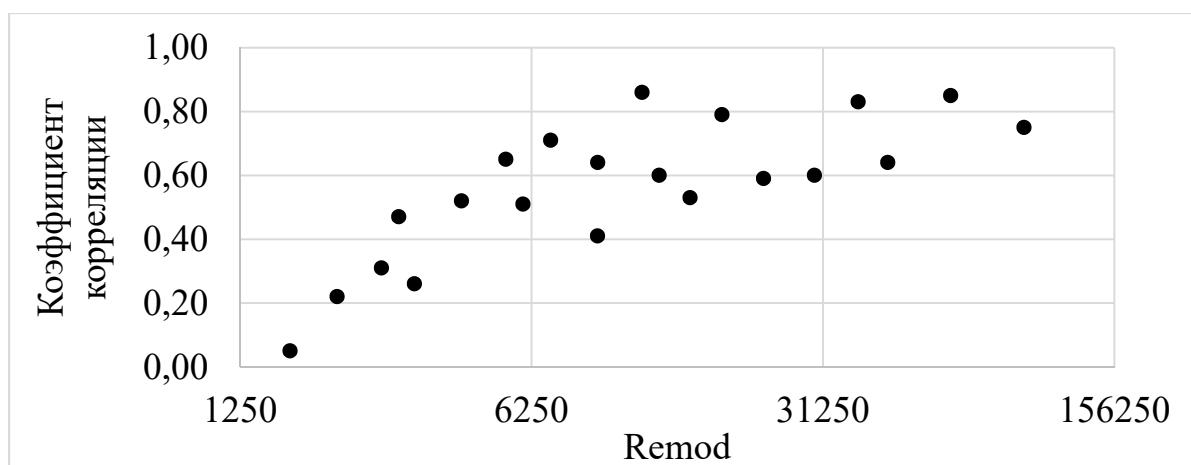


Рисунок 3.

Зависимость коэффициента корреляции относительной высоты лопасти и КПД от модифицированного числа Рейнольдса

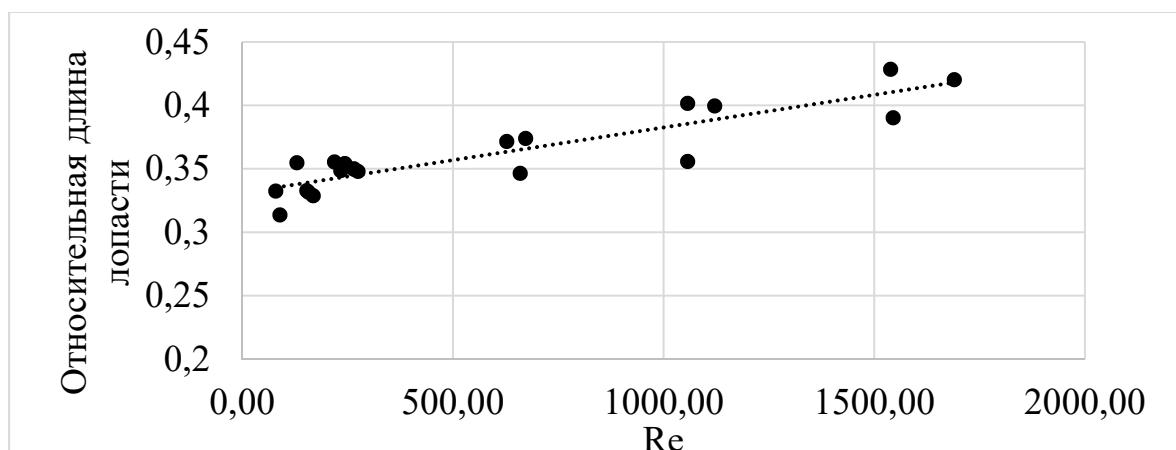


Рисунок 4.

График зависимости относительной длины лопасти от числа Рейнольдса для оптимальных моделей

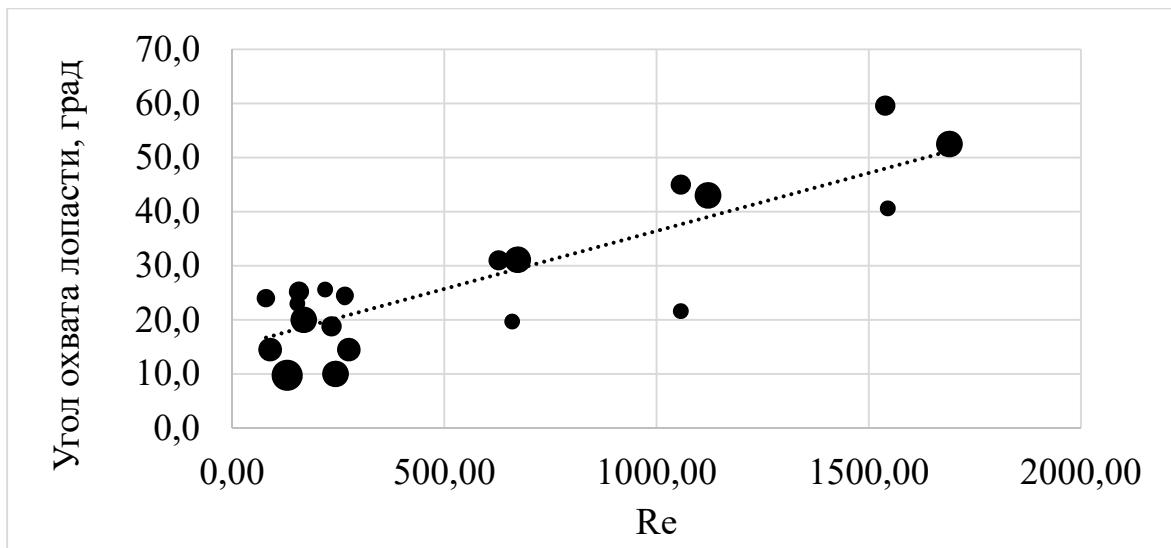


Рисунок 5.
График зависимости угла охвата лопасти от числа Рейнольдса для оптимальных моделей

Таблица 2.

Результаты совместной оптимизации с отводом

№	A_p , мм	Re	H, м	η_r , %	n_q	Re_{mod}	k_H	k_Q	N_d	η , %
1	20,63	79,6	26,0	3,5	15,67	2571	0,64	13,94	61704,2	0,84
2	26,93	89,5	27,4	8,0	30,87	6002	0,48	22,42	73526,4	1,82
3	59,04	129,8	29,0	12,9	61,21	14122	0,30	42,37	128345,7	3,38
4	13,15	153,5	105,0	4,1	10,51	3121	0,72	10,96	233485,7	0,92
5	13,30	157,5	105,7	10,3	19,94	6950	0,62	20,35	242597,6	2,25
6	35,97	168,6	105,0	22,8	35,04	14061	0,61	39,94	268646,7	6,38
7	9,38	219,0	53,1	5,5	10,23	4192	0,73	9,15	87719,4	1,21
8	16,70	234,1	53,0	13,7	18,25	8645	0,66	25,35	96896,9	3,13
9	33,04	243,7	54,8	28,9	33,60	18535	0,63	46,56	102927,9	8,26
10	4,67	265,3	150,8	4,5	8,70	4342	0,67	8,39	305935,2	0,92
11	11,62	265,6	150,5	12,0	14,54	8252	0,70	17,05	306391,2	2,74
12	24,57	274,9	159,7	27,7	25,64	16767	0,71	30,81	322635,9	7,54
13	6,62	659,7	53,2	15,6	9,89	12048	0,76	17,84	32406,9	3,28
14	11,08	628,0	53,6	34,1	17,62	24805	0,77	29,62	30093,0	9,22
15	26,39	672,7	57,0	53,2	33,26	54902	0,69	70,95	33364,7	19,86
16	5,77	1057,1	54,0	23,6	9,64	19447	0,82	18,56	20022,0	5,37
17	11,02	1057,1	54,9	46,3	17,25	40273	0,79	41,84	20022,0	13,35
18	25,92	1121,2	56,9	61,0	32,48	88813	0,71	84,96	21869,1	25,34
19	4,97	1544,9	55,0	31,7	9,58	28975	0,85	18,97	14194,3	7,42
20	9,45	1538,7	54,3	51,5	16,60	57573	0,85	40,29	14108,6	17,29
21	23,34	1689,9	56,2	64,4	31,79	129729	0,73	91,32	16238,4	30,25

Результаты второго шага оптимизации, заключающегося в совместном моделировании течения в рабочем колесе и спиральном отводе с целью поиска оптимального значения пропускной способности, приведены в Таблице 2. При расчете полного КПД учтены механические и объемные потери, полученные численным моделированием течения отдельно в боковых пазах.

Также ниже приведены полученные характерные зависимости геометрических параметров оптимальных проточных частей двухдисковых насосов от числа Рейнольдса (Рисунки 6-8).

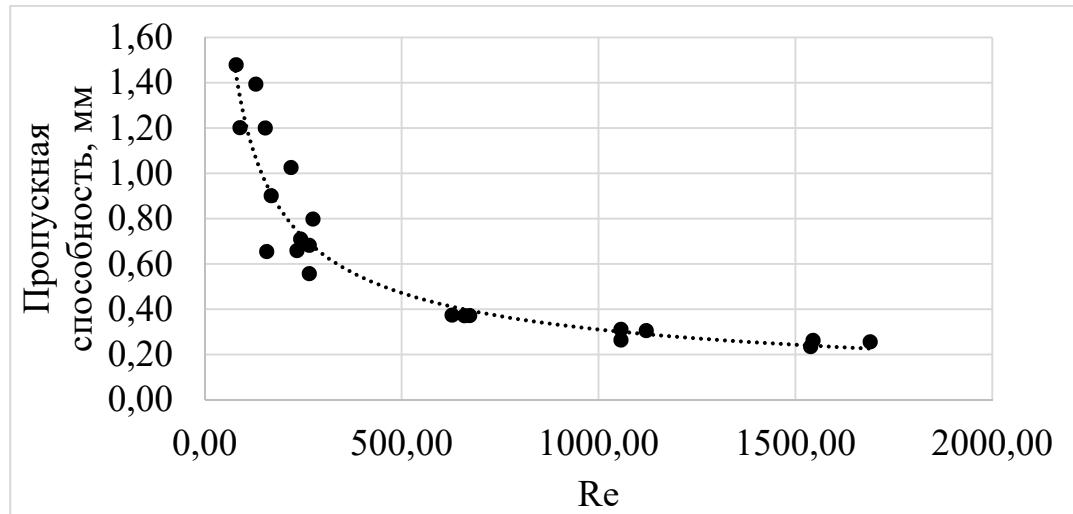


Рисунок 6.

Графики зависимости приведенной пропускной способности от числа Рейнольдса для оптимальных моделей

$$A_p = 20,05 k_Q Re^{-0,603} \quad (7)$$

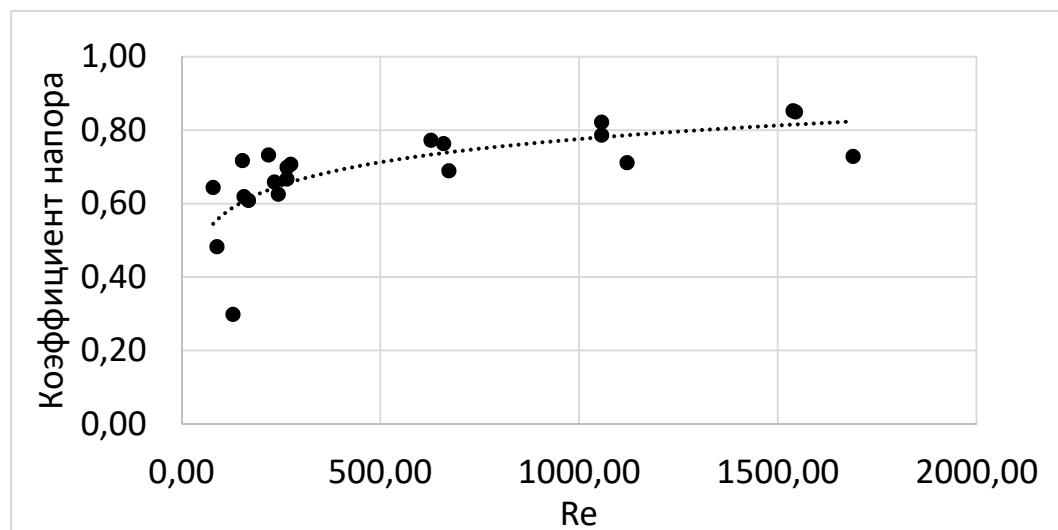


Рисунок 7.

График зависимости коэффициента напора от числа Рейнольдса для оптимальных моделей

$$k_H = 0,091 \ln(Re) + 0,15 \quad (8)$$

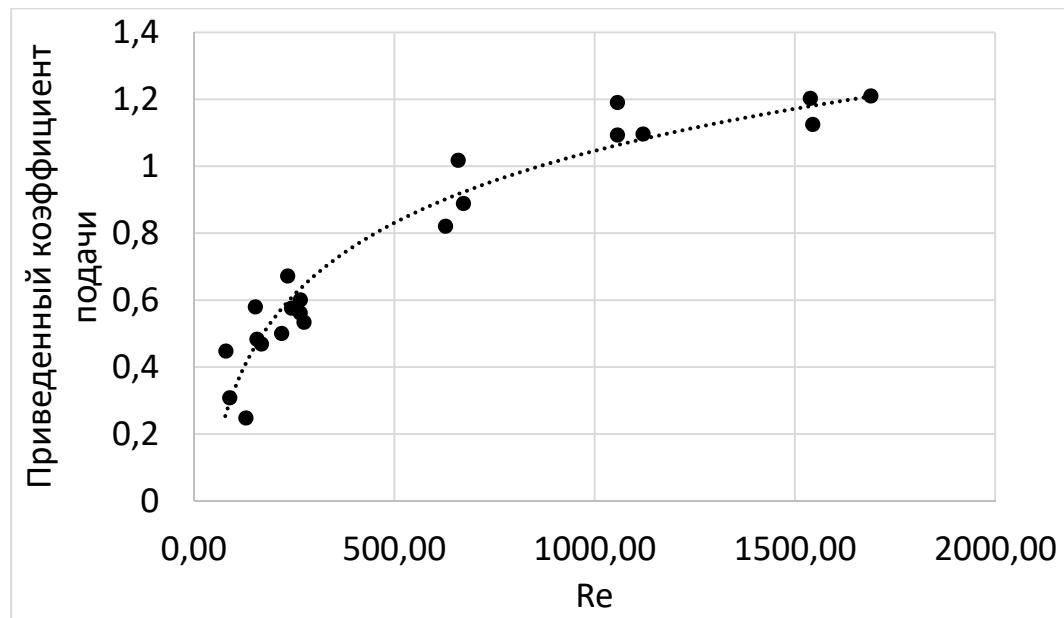


Рисунок 8.

Графики зависимости приведенного коэффициента подачи от числа Рейнольдса для оптимальных моделей

$$k_Q = (0,31 \ln(Re) - 1,10) \cdot n_Q^{1,25} \quad (9)$$

Также выведена показательная и достаточно важная зависимость достижимого полного КПД двухдисковых насосов от модифицированного числа Рейнольдса, приведенная на Рисунке 9.

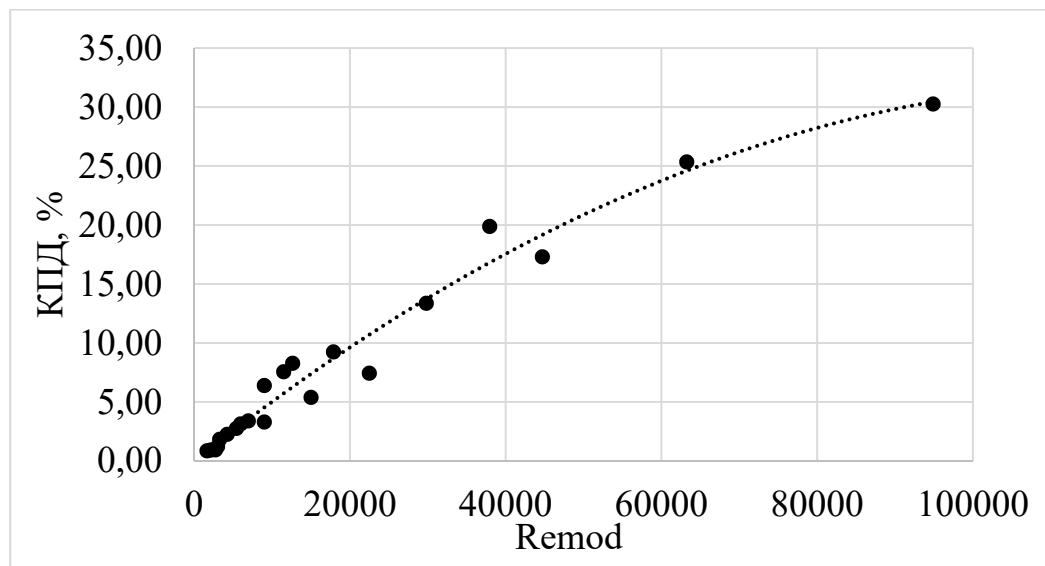


Рисунок 9.

График зависимости достижимого полного КПД проточной части двухдискового насоса от модифицированного числа Рейнольдса для оптимальных моделей

$$\eta_{max} = -\frac{2Re_{mod}^2}{10^9} + \frac{5Re_{mod}}{10^4} - \frac{1,6}{10^2} \quad (10)$$

На основании вышеизложенных данных о зависимостях геометрических параметров оптимальных геометрий проточных частей двухдисковых насосов можно сформулирована методика проектирования проточных частей двухдисковых насосов:

1. Задаются основные параметры насоса: напор, подача, частота вращения, и соответственно, Re_{π} . Определяются вязкость и плотность рабочей жидкости μ и ρ .

2. Вычисляется коэффициент быстроходности n_q .

3. Определяется коэффициент напора k_H , с учетом корректировки по n_q , и диаметр рабочего колеса D_2 .

4. Определяется коэффициент подачи k_Q и ширина рабочего колеса b_2 .

5. Определяется по формуле фактическое значение Re , а также Re_{mod} .

6. Определяется достижимый КПД насоса с данными параметрами. При наличии необходимости и возможности, корректируются исходные значения параметров насоса для повышения значения Re_{mod} . После этого повторяются все действия с п.2. Также, в случае наличия специфичных требований, например по диаметру условного прохода частиц, может быть учтено влияние не полностью сомкнутой лопасти на КПД и напор насоса при помощи корреляционных зависимостей.

7. Определяются значение угла охвата лопасти ϕ и относительная ее длина.

8. Определяется пропускная способность отводящего устройства.

9. Для проведения оптимизации создаются параметризованные трехмерные модели проточной части двухдискового рабочего колеса и спирального отвода.

10. Выполняется оптимизация выбранным алгоритмом по критерию максимизации КПД, а также соблюдения попадания значения напора в допускаемый интервал. Рекомендуемые диапазоны варьирования параметров приведены в работе.

11. Для оптимальной модели проводится моделирование течения в полной постановке или отдельно для боковых пазух с целью определения механических потерь.

12. Вычисляется значение полного КПД проточной части насоса, сравнивается с зависимостью 10.

В четвертой главе изложен процесс и результаты верификации математической модели, применяемой для численных гидродинамических расчетов в данной работе.

Приведено описание испытательного стенда с указанием технических решений, предпринятых при его проектировании для обеспечения снятия характеристики в как можно более широком диапазоне подач насоса:

1. Диаметры условного прохода труб существенно выше рекомендуемых при аналогичных расходах воды: 65 мм в напорной линии и 80 мм во всасывающей.

2. Используются только полнопроходные задвижки.

3. Из-за невозможности применения доступных расходомеров (потери в расходомере типа ТПР слишком велики ввиду сужения потока в нем) подача насоса определяется по перепаду давлений на сужающем устройстве (мембране).

4. Стенд оснащен датчиком температуры для последующего определения фактического значения вязкости рабочей жидкости.

5. Для ускорения процесса снятия характеристик, а также получения большого количества точек с целью их дальнейшей сортировки, стенд оснащен тремя датчиками давления. Это необходимо ввиду достаточно быстрого нагрева рабочей жидкости в процессе работы.

6. В конструкции стендад предусмотрен отведенный в сторону патрубок с возможностью полного переключения подачи насоса на него с целью слива в мерную емкость для осуществления тарировки расходомерного устройства.

7. Привод электродвигателя осуществляется через частотный преобразователь.

8. Все элементы стендад, контактирующие с рабочей жидкостью, выполнены из нержавеющей стали 12Х18Н10Т или цветных металлов, что исключает возможное образование коррозии и засорение рабочей жидкости.

9. Верхняя крышка бака полностью съемная для обеспечения возможности дозаливки в стенд вязкой рабочей жидкости.

10. Бак выполнен достаточно узким и высоким, чтобы пузырьки воздуха, попадающие в жидкость, могли сепарироваться в нем.

Также описано разработанное и изготовленное для проведения испытаний разборное двухдисковое рабочее колесо с изменяемой за счет внутренней вставки геометрией (полученной методом трехмерной печати из пластика petG - Рисунок 10).

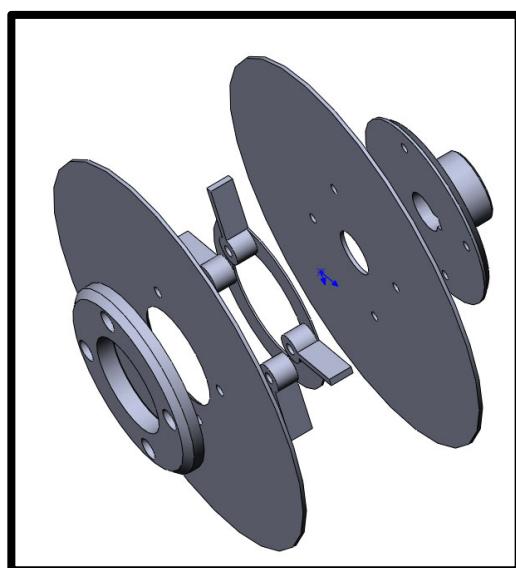


Рисунок 10.
Разборное двухдисковое рабочее колесо

Методом Стокса была определена вязкостная характеристика рабочей жидкости, приведенная на Рисунке 11 с наложенными погрешностями измерений.

$$\mu = 18,55e^{-0,064T}$$

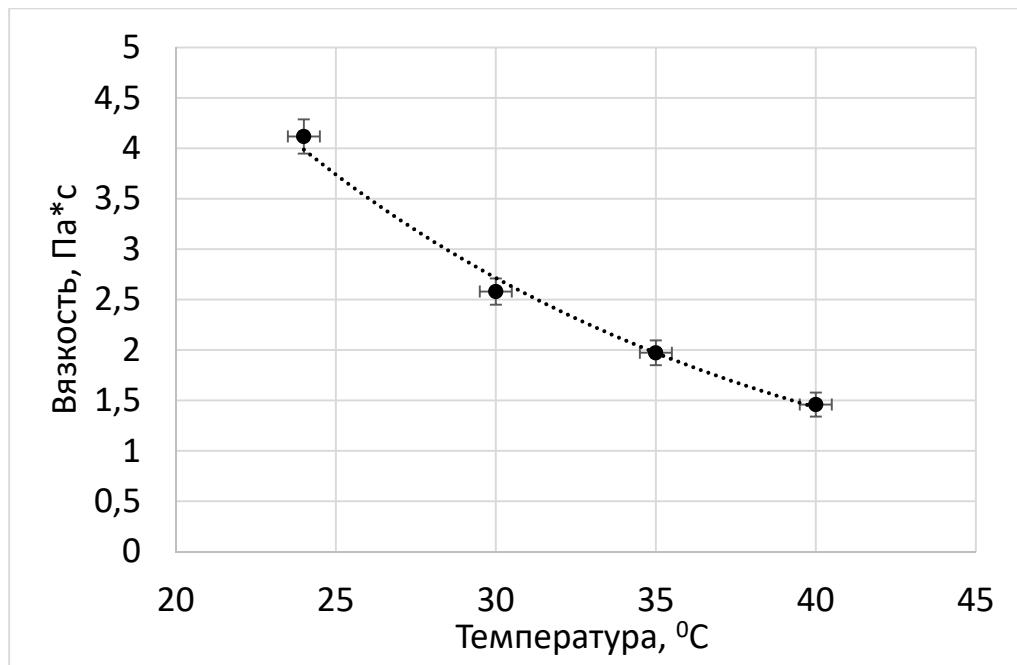


Рисунок 11.
Экспериментальная вязкостная характеристика рабочей жидкости

Объемным методом выполнена тарировка расходомерного устройства при температуре жидкости $37,0 \pm 0,5$ °C. Сравнение с аналогичной характеристикой, полученной численным моделированием, приведено на Рисунке 12.

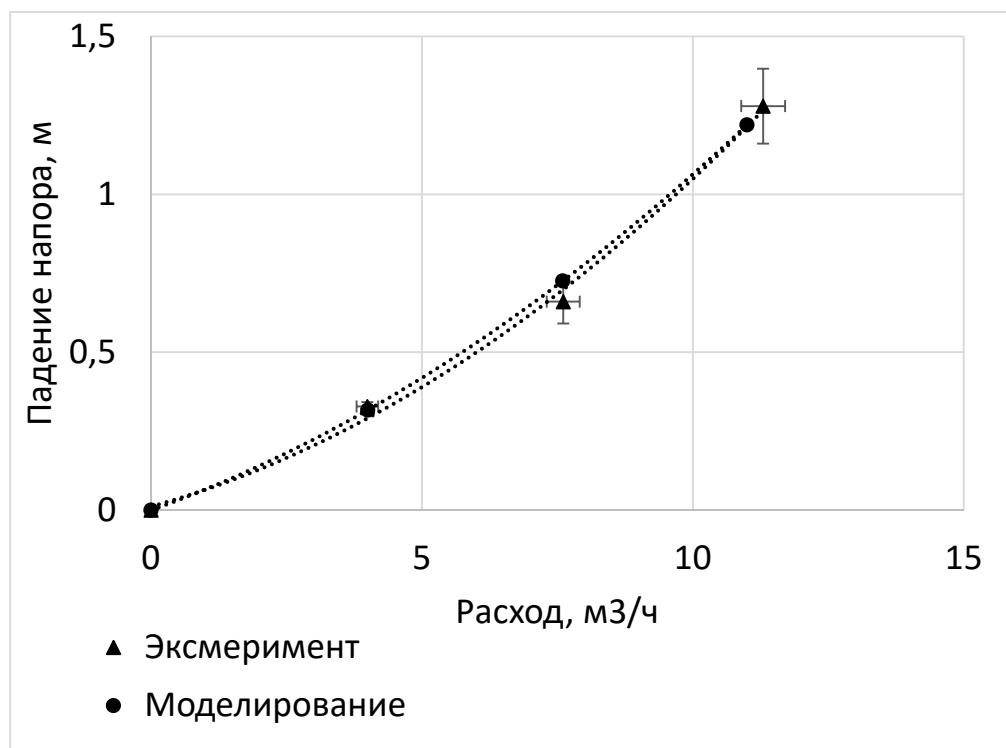


Рисунок 12.
Тарировочная характеристика расходомерного устройства при вязкости
1,74 Па*s

Для дальнейшего снятия характеристик насоса применялась тарировочная характеристика, полученная численным моделированием ввиду ее большей точности, выполненной экспериментальной верификации в данной работе, а также с учетом опыта других работ, где было проведено сравнение с результатами эксперимента численного расчета при ламинарном течении с хорошей сходимостью результатов.

Определенная таким образом характеристика расходомерного устройства (диафрагмы) описана следующим выражением:

$$\Delta h = A_1 Q^2 + B_1 \mu Q, \quad (11)$$

где $A_1 = 4,4 \cdot 10^{-3}$ и $B_1 = 36,83 \cdot 10^{-3}$ – константы, определенные методом наименьших квадратов.

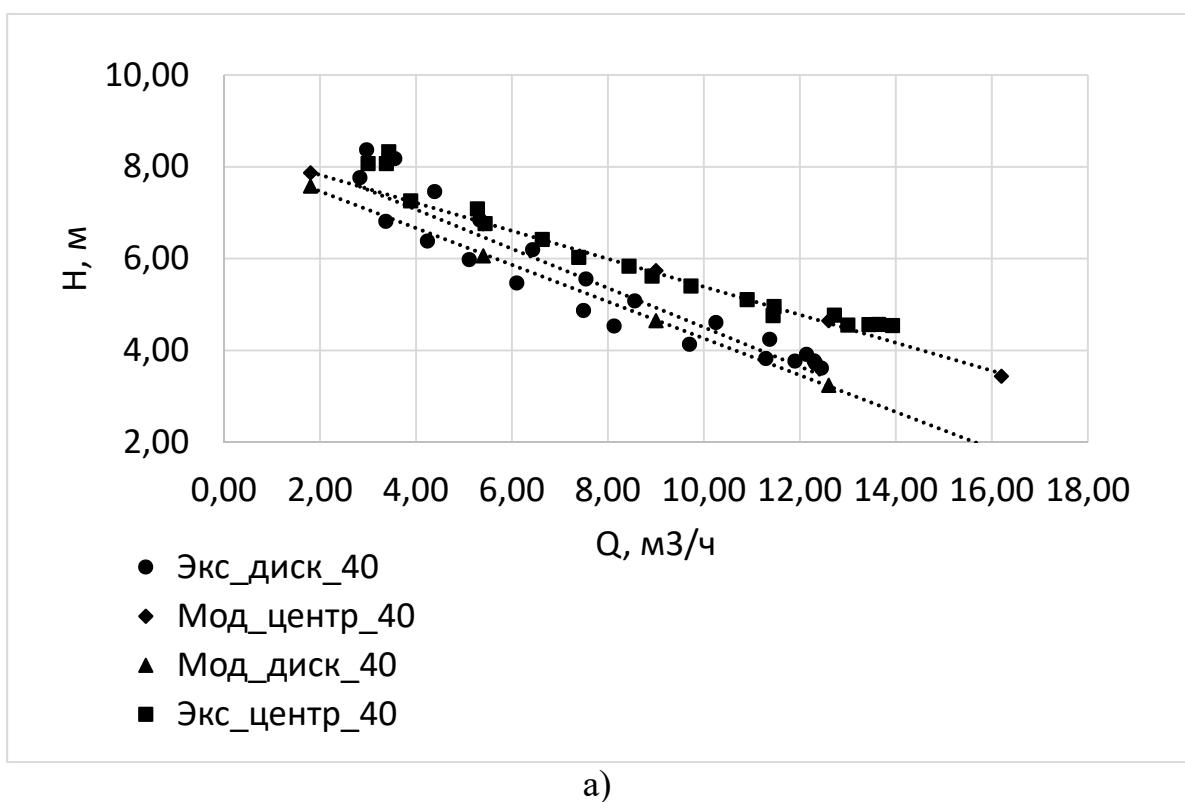
Подача насоса в дальнейшем при определенном падении напора на диафрагме определяется решением квадратного уравнения:

$$Q = \frac{\sqrt{(B_1 \mu)^2 + 4 \Delta h A_1} - B_1 \mu}{2 A_1} \quad (12)$$

Снятые на стенде характеристики насоса с двумя вариантами двухдискового рабочего колеса – центробежным и дисковым – были сопоставлены с характеристиками, полученными численным моделированием при температуре рабочей жидкости 33 и 40 °C (Рисунок 13).

Приведены формулы и определены все прямое и косвенные погрешности измерений величин, определяемых при снятии характеристик.

Из представленных данных можно сделать заключение о хорошем, как качественном, так и количественном сходстве экспериментальных и численных данных, что говорит о целесообразности применения приведенной математической модели для численного расчета течений в двухдисковых насосах.



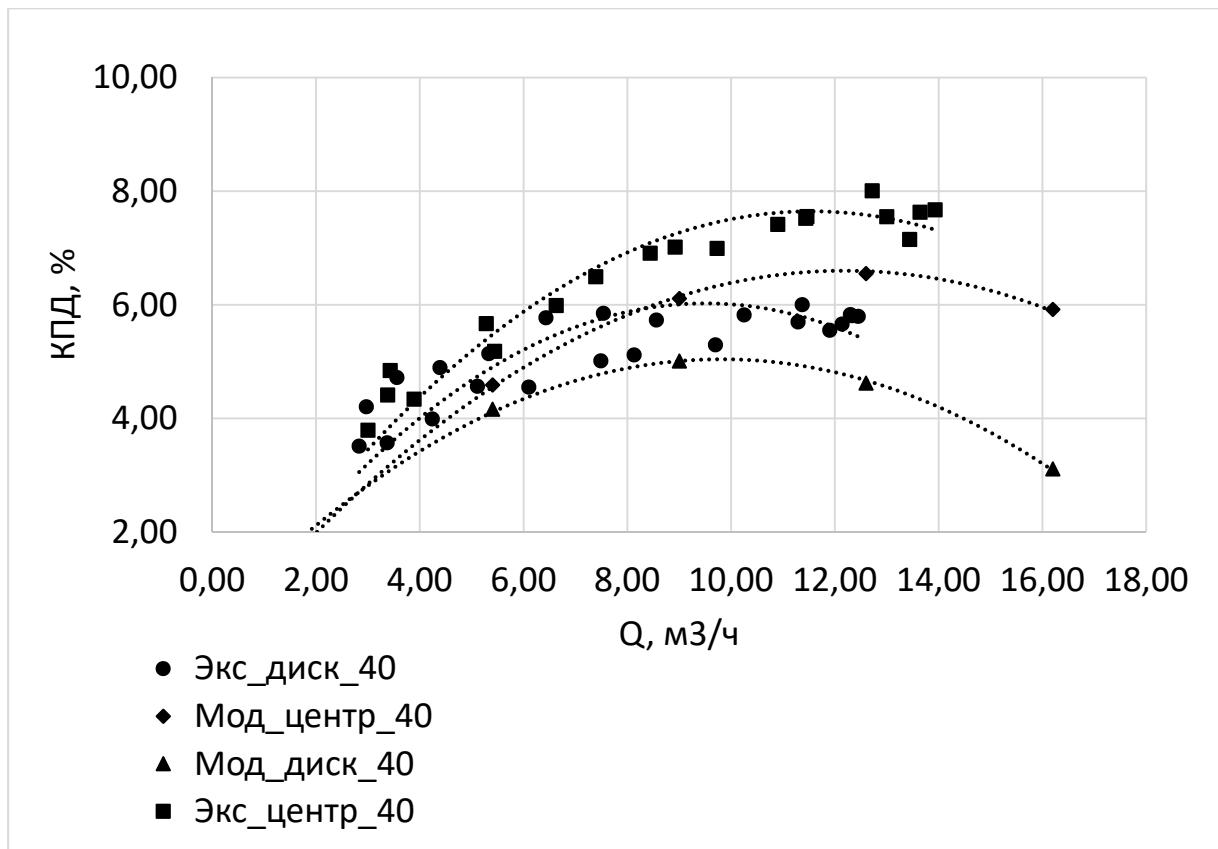


Рисунок 13.
Сравнение характеристик насосов при 40 °C с результатами численного расчета

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ И ВЫВОДЫ

По итогам проделанной работы были достигнуты следующие результаты.

1. Разработан метод параметризации двухдискового рабочего колеса, позволяющий, в отличие от существующих моделей, реализовывать изменение геометрии лопастей в широких пределах, позволяя получать от полностью дисковой до классической центробежной вариации рабочего колеса.

2. Выполнено комплексное исследование влияния основных геометрических параметров двухдисковых насосов на их характеристики. Определены параметры, оказывающие наибольшее и наименьшее влияние, а также степень этого влияния через коэффициент корреляции. Подтверждено, что имеется тенденция к росту КПД насоса при работе на высоковязкой жидкости с увеличением значения параметра относительной высоты лопасти.

3. Посредством комбинации локального и глобального поиска получен набор из 21 оптимальных проточных частей двухдисковых насосов в диапазоне значений коэффициентов быстроходности n_q от 9 до 61, в диапазоне значений числа Рейнольдса Re от 80 до 1700, в диапазоне значений вязкости от 2 до 25 Па·с (от 2000 до 25000 сСт).

4. Впервые выведены зависимости, позволяющие в первом приближении определить геометрические параметры оптимальных проточных частей двухдисковых насосов, а также достижимую величину полного КПД таких насосов

в диапазоне значений модифицированного числа Рейнольдса Re_{mod} от 2500 до 130000.

5. Разработана методика проектирования оптимальных проточных частей двухдисковых насосов, совмещающая как полученные в данной работе зависимости, используемые для получения первого приближения, так и методы вычислительной гидродинамики, алгоритмы оптимизации и современные методы автоматизированного проектирования проточных частей динамических гидромашин.

6. Впервые выполнена экспериментальная верификация примененной математической модели при значениях вязкости 2,24 Па^{*}с и 1,43 Па^{*}с. Для этого осуществлена тарировка применяемого в испытательном стенде расходомерного устройства (диафрагмы) объемным методом, а также определена характеристика вязкости рабочей жидкости методом Стокса.

СПИСОК РАБОТ, ОПУБЛИКОВАННЫХ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

1. Черемушкин В.А., Ломакин В.О. Влияние параметров лопастей рабочего колеса центробежного насоса на его энергетические характеристики при работе на высоковязкой жидкости // Известия МГТУ «МАМИ». 2023. Т. 17, № 4. С. 367-374 (0,80п.л./0,40п.л.)..

2. Черемушкин В.А., Поляков А.А. Исследование влияния геометрических параметров рабочего колеса на характеристику дискового насоса, работающего на жидкости с высокой вязкостью. // Гидравлика. 2019. № 8. С 125-135 (1,15 п.л./0,58п.л.).

3. Cheremushkin, V., Polyakov A. Optimization of the output device of a disk pump for high viscous fluid // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Moscow, 16 мая 2019 года. Vol. 589. – Moscow: Institute of Physics Publishing, 2019. P. 012001 (1,38п.л./ 0,69п.л.).

4. Cheremushkin, V., Lomakin V. Development and research of hydraulic disk pump // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Moscow, 27 ноября 2018 года. Vol. 492. – Moscow: Institute of Physics Publishing, 2019. P. 012039 (0,92п.л./ 0,46п.л.).

5. Черемушкин, В.А, Ломакин В.О. Учет влияния шероховатости при моделировании работы дискового насоса // Известия МГТУ МАМИ. 2023. Т. 17, № 2. С. 157-164 (0,80п.л./0,40п.л.).