

На правах рукописи



Алексенский Вадим Александрович

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ВЯЗКОГО ТЕЧЕНИЯ
И ПРОЕКТИРОВАНИЯ НАСОСОВ НИЗКОЙ БЫСТРОХОДНОСТИ**

Специальность 05.04.13 – Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Санкт-Петербург – 2012

Работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет»

Научный руководитель:

Жарковский Александр Аркадьевич, доктор технических наук, доцент, ФГБОУ ВПО «СПбГПУ», заведующий кафедрой «Гидромашиностроение»

Официальные оппоненты:

Волков Александр Викторович, доктор технических наук, старший научный сотрудник, ФГБОУ ВПО "НИУ МЭИ", профессор кафедры «Промышленные теплоэнергетические системы»

Кожухов Юрий Владимирович, кандидат технических наук, доцент, ФГБОУ ВПО «СПбГПУ», доцент кафедры «Компрессорная, вакуумная и холодильная техника»

Ведущая организация:

ОАО «ЦКБМ», г. Санкт-Петербург

Защита состоится «27» ноября 2012 г. в 16 часов на заседании диссертационного совета Д 212.229.09 при ФГБОУ ВПО "Санкт-Петербургский государственный политехнический университет" по адресу 195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., д.29, Главное здание, ауд. 130.

С диссертацией можно ознакомиться в фундаментальной библиотеке ФГБОУ ВПО "Санкт-Петербургский государственный политехнический университет"
Автореферат разослан «___» октября 2012г.

Ученый секретарь
диссертационного совета Д 212.229.09
доктор технических наук, профессор



Хрусталеv Б.С.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В настоящее время в системах поддержки пластового давления находят широкое применение многоступенчатые секционные центробежные насосы (ЦНС), многие из которых имеют низкую быстроходность. При этом многие из находящихся в эксплуатации агрегатов требуют замены или модификации, т.к. не обладают достаточной эффективностью. Таким образом, актуальным является вопрос модернизации проточных частей насосов ЦНС низкой быстроходности. В связи с этим необходимо уточнение и развитие методов выбора оптимальных конструктивных параметров проточной части, в том числе на основе численных методов. На настоящий момент данные вопросы проработаны недостаточно. Результаты и зависимости, полученные при проектировании многоступенчатых насосов ЦНС низкой быстроходности, могут быть использованы для центробежных насосов других конструкций. В работе также рассматривается вопрос использования перерасширенных отводов спирального типа для ряда проточных частей консольно-моноблочных насосов с минимально возможным числом отводящих устройств.

Цель и задачи работы. Целью работы является совершенствование методики расчета течения вязкой жидкости и прогнозирования энергетических характеристик, а также методики проектирования центробежных насосов низкой быстроходности. Для достижения данной цели были поставлены следующие основные задачи:

- выбор параметров математической модели для расчёта течения вязкой жидкости и прогнозирования характеристик ступеней насосов низкой быстроходности. Апробировать методику с использованием имеющихся экспериментальных данных.
- разработка проточной части ступени насоса ЦНС 63–1400, обладающей повышенными гидравлическими качествами, с использованием двумерных методов, заложенных в программный комплекс «САПР ЦН» кафедры гидромашиностроения («ГМ») СПбГПУ.
- исследование влияния параметров рабочего колеса и направляющего аппарата на гидравлические качества ступени низкой быстроходности на базе насоса ЦНС 63–1400 с использованием трехмерных методов расчета течения и потерь. Нахождение способов повышения КПД ступени.
- разработка оптимального варианта ступени насоса ЦНС 63–1400 с использованием результатов проведенных численных исследований.
- численное исследование возможности создания 6 насосов типа КМ с минимально возможным числом отводящих устройств спирального типа.

Методы исследования. Поставленные в диссертационной работе задачи решены на основе методов вычислительной гидродинамики и анализа экспериментальных данных.

Научная новизна. Выполнено систематическое исследование влияния постановки трёхмерного численного моделирования на результаты расчета течения вязкой жидкости и прогнозирования интегральных параметров в ступенях центробежных насосов низкой быстроходности. Получены параметры математической модели, обеспечивающие высокую точность определения энергетических характеристик.

Отработана усовершенствованная методика проектирования ступеней центробежных насосов низкой быстроходности, основанная на совместном использовании двумерных моделей, заложенных в комплекс «САПР ЦН», и моделей расчёта трёхмерного вязкого течения.

Проведены расчётно-теоретические исследования влияния на энергетические показатели ступени относительной ширины, числа лопастей, угла выхода из рабочего колеса и скорости на входе в каналы направляющего аппарата для проточной части с коэффициентом быстроходности $n_s=40$ с использованием трехмерных методов расчета течения и потерь.

Определена величина повышения напора насосов низкой быстроходности за счет применения 2-х ярусных решеток лопастей, запиловки лопастей рабочего колеса, чистоты обработки обтекаемых поверхностей проточной части.

Численно показана возможность при создании ряда консольных насосов использования перерасширенных отводов с целью минимизации их числа.

Уточнена математическая модель расчёта потерь в двумерном подходе для насосов со спиральными отводами, что позволило улучшить сходимость расчётных и экспериментальных энергетических характеристик насосов.

Практическая значимость работы. Спроектирован вариант ступени насоса ЦНС 63-1400, обладающий повышенными гидравлическими качествами по сравнению с серийным вариантом. Даны рекомендации по выбору значений коэффициента расхода и напора для насосов низкой быстроходности с $n_s=40$, а также геометрических параметров их проточных частей. Спроектирован ряд проточных частей консольно-моноблочных насосов на различные напоры с перерасширенными отводящими устройствами, которые использованы предприятием-заказчиком в выпускаемой продукции. В комплекс автоматизированного проектирования центробежных насосов «САПР ЦН» включена уточнённая математическая модель расчета потерь в насосах со спиральными отводами. Результаты работы находят применение при расчёте и проектировании проточных частей центробежных насосов на кафедре гидромашиностроения СПбГПУ, а также используются в учебном процессе.

Рекомендации по использованию. Результаты работы могут быть использованы при разработке проточных частей насосов типа ЦНС и консольных насосов низкой быстроходности, для проектирования центробежных насосов других типов, а также в учебном процессе.

Достоверность результатов. Достоверность результатов теоретических исследований течения с помощью двумерных и трехмерных методов подтверждена сравнением с результатами экспериментов.

Личный вклад соискателя. В научных публикациях, которые раскрывают основные результаты работы, автору принадлежат:

– уточнение параметров математической модели для расчета течения вязкой жидкости в ступенях центробежных насосов низкой быстроходности и апробация расчетной методики;

- расчётные исследования влияния геометрических параметров рабочих колёс и направляющих аппаратов на характеристики ступеней центробежных насосов низкой быстроходности с использованием методов расчета трехмерного вязкого течения;
- численное исследование возможности применения в консольных насосах перерасширенных отводов для минимизации их числа.

Апробация работы. Основные материалы работы докладывались и обсуждались на конференциях: ВНИПК «Системы обеспечения тепловых режимов преобразователей энергии и системы транспортировки теплоты», 2010, ДагГТУ, Махачкала; 14-ая МНТК студентов и аспирантов «Гидромашины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика», Москва, МЭИ, 2010; МНПК «XXXIX Неделя науки СПбГПУ», СПб, СПбГПУ, 2010; 13-ая МНТК «ТЕРВИКОН-2011», Международный форум «НАСОСЫ-2011», СумГУ, г. Сумы, Украина, 2011; МНПК «XXXL Неделя науки СПбГПУ», СПб, СПбГПУ, 2011; 15-ая МНТК студентов и аспирантов «Гидромашины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика», Москва, МГТУ им Баумана, 2011; МНТК «ЕСОРУМР 2011 INNOVALVE», Москва, 2011; МНТК "Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития", СПб, СПбГПУ, 2012.

Публикации. По теме диссертационной работы опубликовано 12 научных работ (в т.ч. 2 работы в журналах, рекомендованных ВАК).

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, четырёх глав, заключения, списка литературы из 94 наименований. Основное содержание работы изложено на 160 страницах (включает 114 рисунков и 16 таблиц).

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность выполнения работы по совершенствованию и уточнению методов проектирования проточных частей центробежных насосов низкой быстроходности, а также методов расчёта течения жидкости в их проточных частях.

В первой главе представлен обзор состояния проблем, связанных с проектированием центробежных насосов. Дано описание основных используемых программных комплексов, в т.ч. комплекса «САПР ЦН», разработанного на кафедре «ГМ» СПбГПУ.

Выполнен обзор существующих методов расчёта течения жидкости в проточных частях центробежных насосов. Рассмотрены как подходы, основанные на разбиении трёхмерного потока на два двумерных, так и подходы, основанные на решении уравнений пространственного вязкого потока. Сделан вывод, что вопросы проектирования центробежных насосов низкой быстроходности в существующих исследованиях разработаны недостаточно.

Дано описание объектов исследования: многоступенчатого секционного насоса ЦНС 63–1400 с $n_s=40$, применяемого в системах поддержания пластового давления, и ряда насосов консольно-моноблочного типа. Сформулированы цели работы и задачи, поставленные для их достижения.

Во второй главе с использованием программного комплекса Ansys CFX выполнено исследование влияния параметров расчётной модели на результаты моделирования трёхмерно-

го вязкого течения в проточной части центробежного насоса низкой быстроходности на базе проточной части насоса ЦНС 63–1400.

Приведен процесс построения геометрической модели и расчётных сеток неструктурированного и структурированного типа. Для сетки неструктурированного типа проведено исследование сеточной независимости решения показавшее, что достаточная размерность сетки в одной области проточной части – 2 млн. элементов. Сравнение результатов расчётов, выполненных с использованием структурированной и неструктурированной сеток, показало, что при достаточной густоте сетки допустимо использование неструктурированных сеток, т.к. разница в результатах вычислений при этом не является значительной (менее 1%).

Проведено сравнение результатов расчёта течения и интегральных характеристик насоса с использованием различных моделей турбулентности (рис. 1). Были исследованы $k-\epsilon$, RNG $k-\epsilon$, $k-\omega$, SST – модели турбулентности. Лучшее соответствие на номинальном и форсированном режиме показала $k-\epsilon$ – модель, на режиме пониженных подач SST – модель. При проведении дальнейших исследований использовалась $k-\epsilon$ – модель.

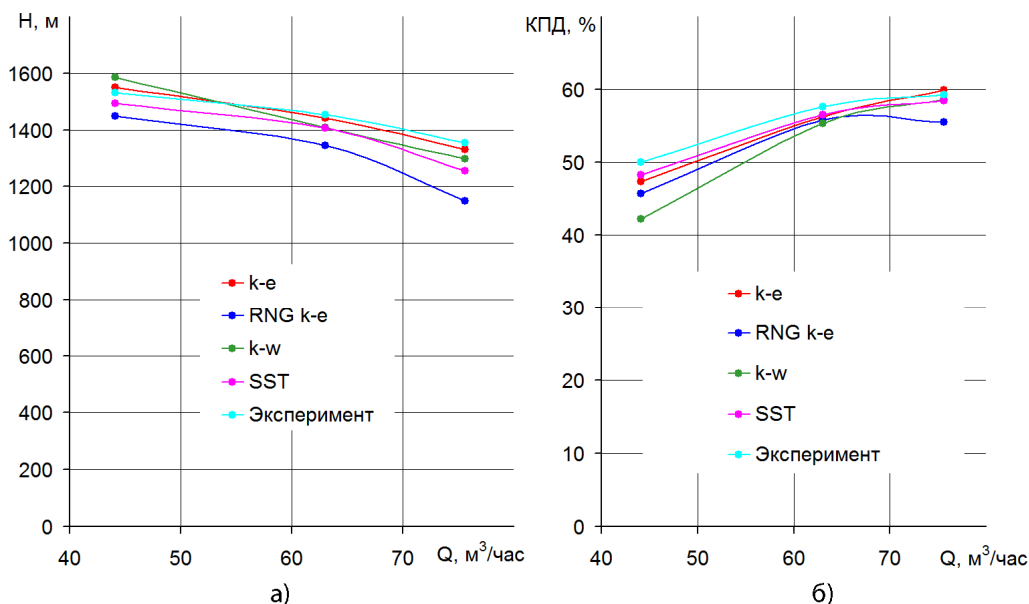


Рис. 1. Влияние модели турбулентности на расчетные характеристики насоса

Сравнение результатов расчета по схемам с 2 и 3 ступенями исследуемого насоса, показало малое влияние 3-ей ступени на результат расчёта течения и характеристик при росте требуемых вычислительных ресурсов в 1,5 раза.

Расчёты течения в рабочем колесе, выполненные по упрощенной схеме в ступени в составе рабочее колесо (РК) и безлопаточный диффузор (БЛД), и в ступени в составе РК и отвод канального типа показали, что при расчете по упрощенной схеме некорректно моделируется течение на выходном участке РК. Результаты расчетов по упрощенной схеме можно использовать в качестве предварительных при исследовании влияния параметров РК на его характеристики.

Сопряжение вращающихся и неподвижных расчетных областей может быть выполнено с осреднением параметров по окружному направлению (stage) и без него (frozen rotor). По

результатам выполненных расчетов для многоступенчатых насосов рекомендован вариант с осреднением параметров по окружности. При расчёте без осреднения возникает значительная неравномерность течения во всей расчётной области и значительное расхождение с экспериментальными данными. Была выбрана схема, включающая в себя две ступени насоса, расчёт проводился с условием периодичности.

Показано, что оценка сходимости итерационного процесса по принятому критерию величины среднеквадратичных невязок $r^{(k)} < 10^{-4}$ позволяет получать достаточную сходимость по интегральным параметрам. Изменение локальных параметров прекращается при достижении $r^{(k)} < 10^{-5}$. Дана рекомендация по проведению учёта максимальных невязок и контроля целевых параметров (напора, потерь) в процессе расчёта.

Показано, что применение математической модели с разработанными параметрами, позволило достигнуть высокого уровня качественной и количественной сходимости расчётных и экспериментальных характеристик насосов низкой быстроходности.

В главе 3 выполнен анализ характеристик исходного варианта проточной части насоса ЦНС 63–1400 (рис. 2а). Анализ результатов визуализации течения (рис. 2б) показал, что в межлопастном канале рабочего колеса имеются низкоэнергетические зоны. Зоны низких скоростей и возвратные течения имеют место и на выходе из направляющего аппарата.

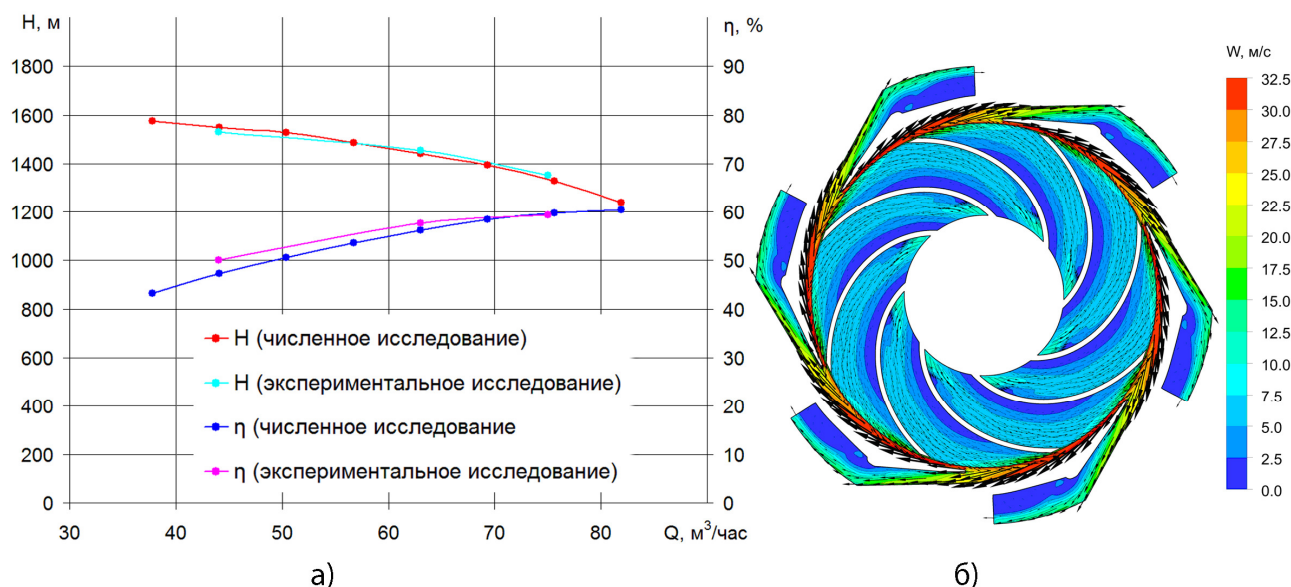


Рис. 2. Расчётные и экспериментальные результаты исследования течения в проточной части насоса ЦНС 63–1400

Предложен вариант ступени с улучшенными гидравлическими качествами, спроектированный с использованием программного комплекса САПР ЦН кафедры «ГМ» СПбГПУ. РК имеет уменьшенный угол лопасти на выходе $\beta_2=20^\circ$, меньшую относительную ширину $b_2/D_2=0,031$, число лопастей увеличено с 8 до 9. Использован отвод лопаточного типа с 10 цилиндрическими лопатками в направляющем аппарате и 10 цилиндрическими лопатками в ОНА. Зона перехода выполнена в виде безлопаточного тороидального участка.

Характеристики и структура потока ступени модифицированного варианта представлены на рис. 3. Модификация ступени позволила добиться уменьшения уровня гидравлических потерь. КПД повышен на 3,9 % на номинальном режиме. Визуализация течения показала устранение низкоэнергетической зоны в каналах рабочего колеса и направляющего аппарата.

Сравнение потерь в элементах проточной части в исходном и спроектированном вариантах показало (табл. 1), что увеличение КПД спроектированного варианта происходит в основном за счет уменьшения потерь в отводе.

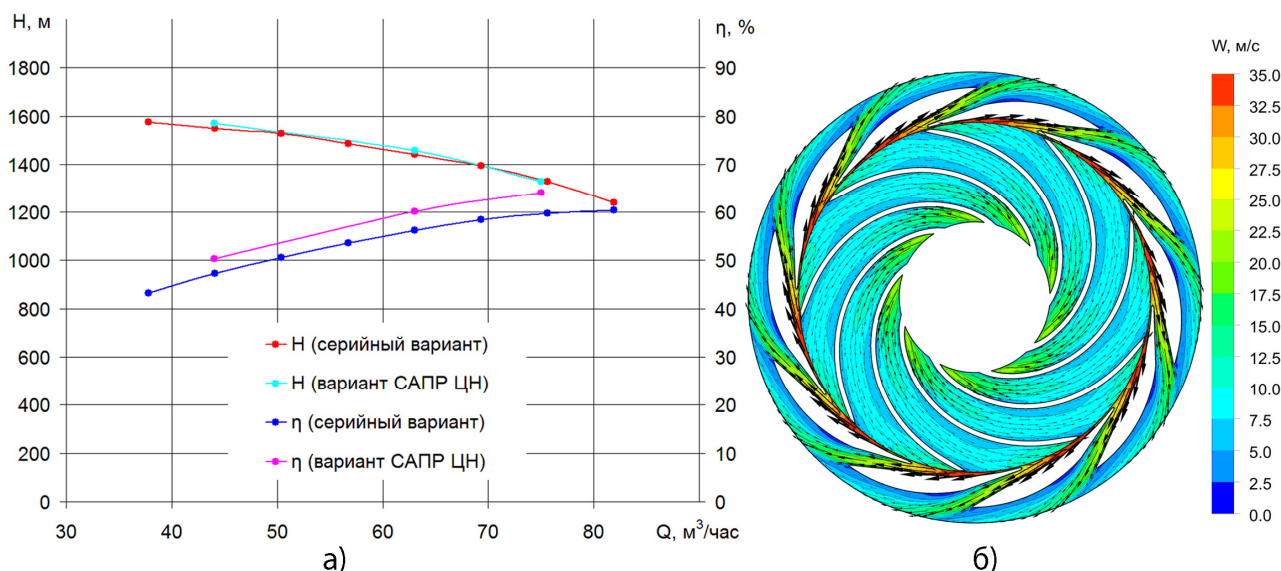


Рис. 3. Характеристика и картина течения в ступени ЦНС 63–1400, спроектированной с использованием САПР ЦН

Табл. 1

Гидравлические потери в элементах ступени

Вариант ПЧ	ΔH , м		$\Delta \eta$, %	
	Исходный	Модифицир.	Исходный	Модифицир.
Лопастная система РК	10	9,1	6,0	5,5
Зазор между РК и НА	14,4	10,8	8,7	7,1
НА	19,1	12,1	11,5	7,7
Зона поворота потока	2,1	1,7	1,3	1,1
ОНА	1,5	2,9	0,9	1,8
Ступень	47,1	36,7	28,4	23,2

Для дальнейшего повышения КПД было исследовано влияние отдельных параметров ступени на её гидравлические качества с использованием метода расчёта трёхмерного вязкого течения (3D метод).

Было спроектировано 7 РК с размером b_2 от 8 до 11 мм ($b_2/D_2=0,027-0,037$, для базового варианта САПР ЦН $b_2/D_2=0,031$). Зависимость параметров РК от его ширины на напорной стороне представлена на рис. 4а. Оптимальное значение относительной ширины $b_2/D_2 = 0,034$ сравнивается с рекомендациями других авторов, полученными на основе обра-

ботки экспериментальных данных (рис. 4б). Полученный численно результат для $n_s=40$ укладывается в рекомендуемый диапазон. Разброс рекомендаций объясняется тем, что экспериментальные данные были получены при разных сочетаниях параметров ступеней. Численный метод дает оптимальное значение для конкретных параметров и поэтому является более общим.

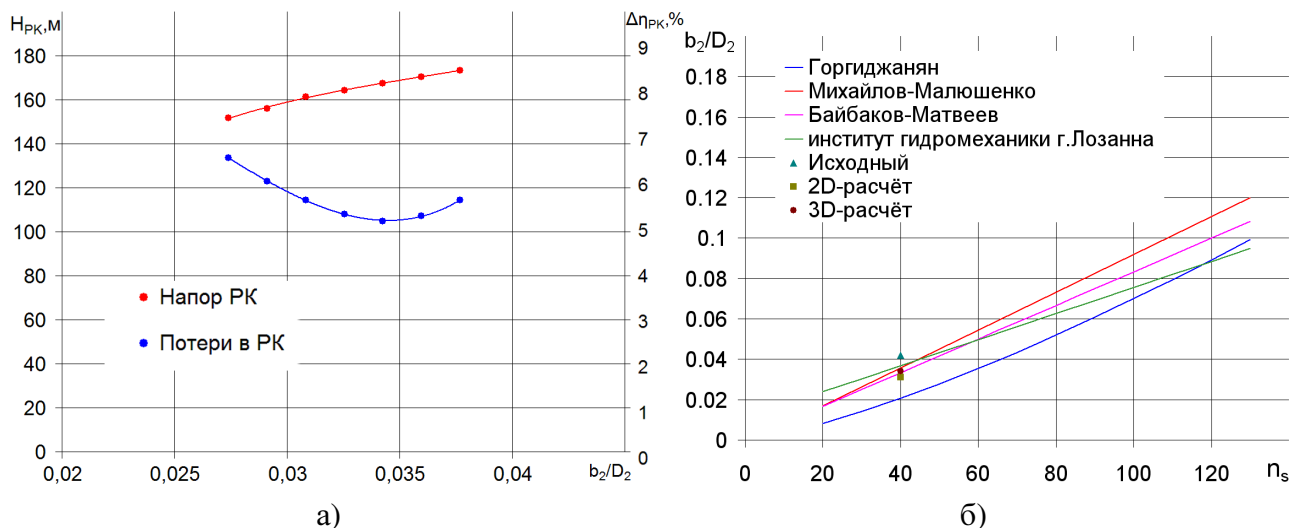


Рис.4. Зависимость потерь в РК и напора РК от его ширины (а) и сравнение с рекомендациями (б)

Для исследования влияния числа лопастей РК на его параметры проектировались одноярусные рабочие колёса с числом лопастей от 5 до 10. Также был спроектирован ряд РК с двухъярусной лопастной системой с числом лопастей на выходе РК $z_2=10, 12, 14, 16$. На рис. 5 представлено сравнение расчётных параметров для РК с различным числом лопастей стандартной конструкции и двухъярусных РК с диаметром начала коротких лопастей $0,65D_2$.

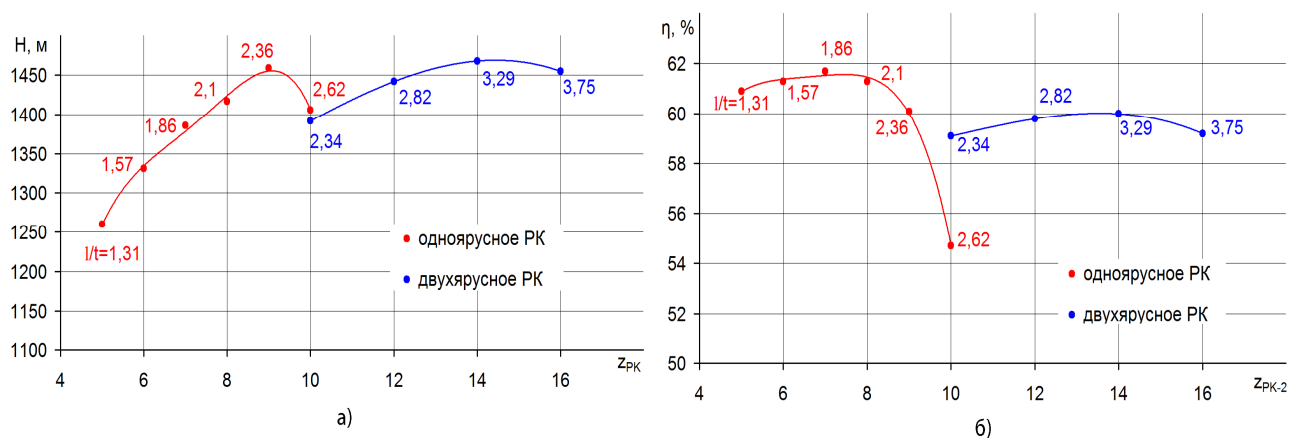


Рис. 5. Результаты расчёта характеристик РК с различным числом лопастей

Рабочее колесо с одноярусной решеткой лопастей для ступени с коэффициентом быстроходности $n_s=40$, как показал расчет, имеет оптимальное число лопастей $z=9$ ($l/t \approx 2,4$).

Переход к двухъярусной решетке лопастей РК приводит к увеличению напора, однако уровень КПД при этом снижается (рис. 5). Лучший результат из двухъярусных РК для рассматриваемой ступени имеет вариант с $z_1/z_2=7/14$. КПД этого варианта ниже КПД оптимального варианта с одноярусным РК на 1,5 %.

Для численного исследования влияния угла лопасти $\beta_{Л2}$ на выходе из РК на параметры ступени был спроектирован ряд рабочих колес с углами выхода в диапазоне от 18° до 28° с шагом в 2° . Расчётные характеристики ступени в составе РК, НА и части зоны поворота представлены на рис. 6а. При увеличении угла $\beta_{Л2}$ возрастает уровень потерь в отводе и в ступени в целом. Визуализация течения (рис. 7) объясняет полученный результат, т.к. при больших углах выхода происходит заметное нарушение равномерности потока в каналах РК и возникает отрывное течение на выходе из диффузора. На рис. 6б дан прогноз увеличения КПД за счёт немодельной подрезки внешнего диаметра рабочего колеса D_2 . Максимальное повышение КПД на 1,3%, по сравнению с вариантом с РК $\beta_{Л2}=20^\circ$, наблюдается при $\beta_{Л2}=22-24^\circ$. Был выбран вариант с $\beta_{Л2}=22^\circ$.

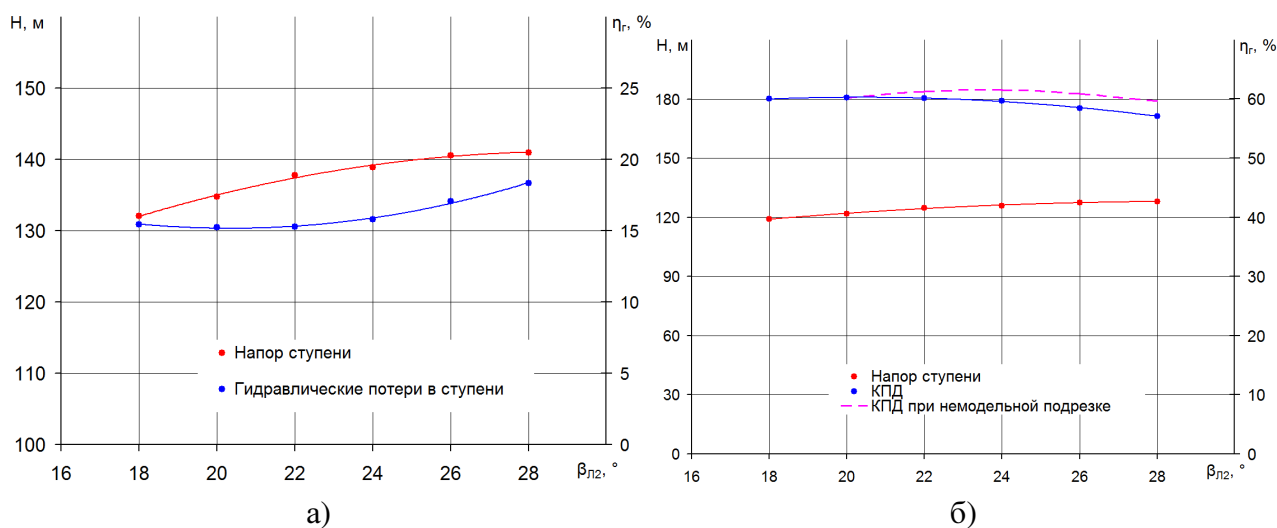


Рис. 6. Параметры ступени в составе РК и НА с различными углами выхода $\beta_{Л2}$

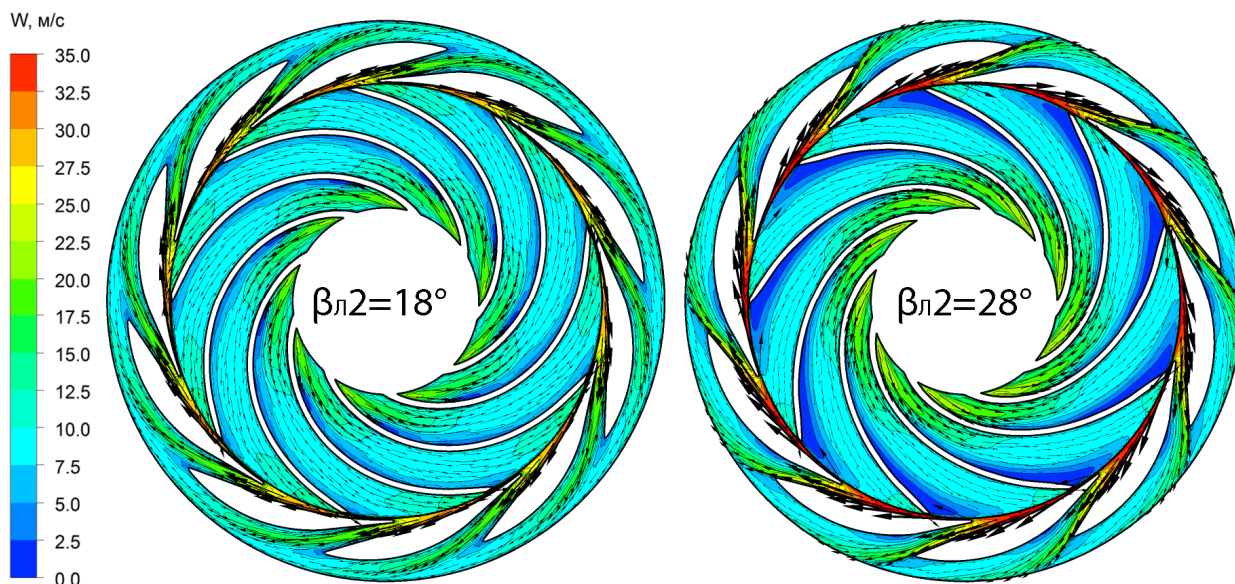


Рис. 7. Визуализация течения в ступенях с различными углами $\beta_{Л2}$

Исследование варианта с запиловкой лопасти на тыльной стороне на выходе РК показало возможность увеличения напора ступени на 3% при сохранении существующего КПД. Влияние запиловки РК с коэффициентом быстроходности $n_s=40$ на напор оказалось менее значительным, чем для РК с большими коэффициентами быстроходности (до 10-13%).

Важным параметром при проектировании отвода является скорость на входе в направляющий аппарат $V_{3Г} = K_C \cdot \sqrt{2gH_{CT}}$, где коэффициент $K_C = f(n_s)$ обычно определяется по эмпирическим зависимостям. Для спроектированного направляющего аппарата было проведено численное исследование влияния K_C на гидравлические качества рассматриваемой ступени с $n_s=40$. Был спроектирован ряд отводов с значениями коэффициента $K_C = 0,25 - 0,57$. Расчёт проводился на 3 режимах ($0,7Q_{НОМ}$, $Q_{НОМ}$, $1,2Q_{НОМ}$). Результаты расчета для номинального режима представлены на рис. 8, на рис. 9а представлены результаты визуализации течения. На рис. 9б приведено сравнение полученного оптимального значения K_C с рекомендациями других авторов для отводов канального типа.

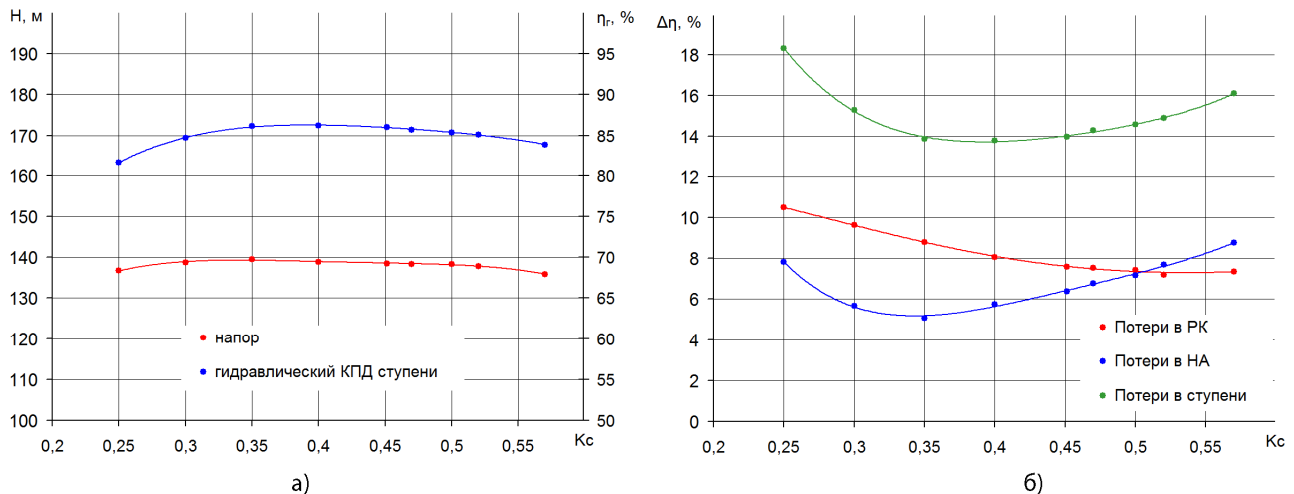


Рис. 8. Зависимость напора и КПД ступени (а) и потерь в её элементах (б) от коэффициента скорости K_C

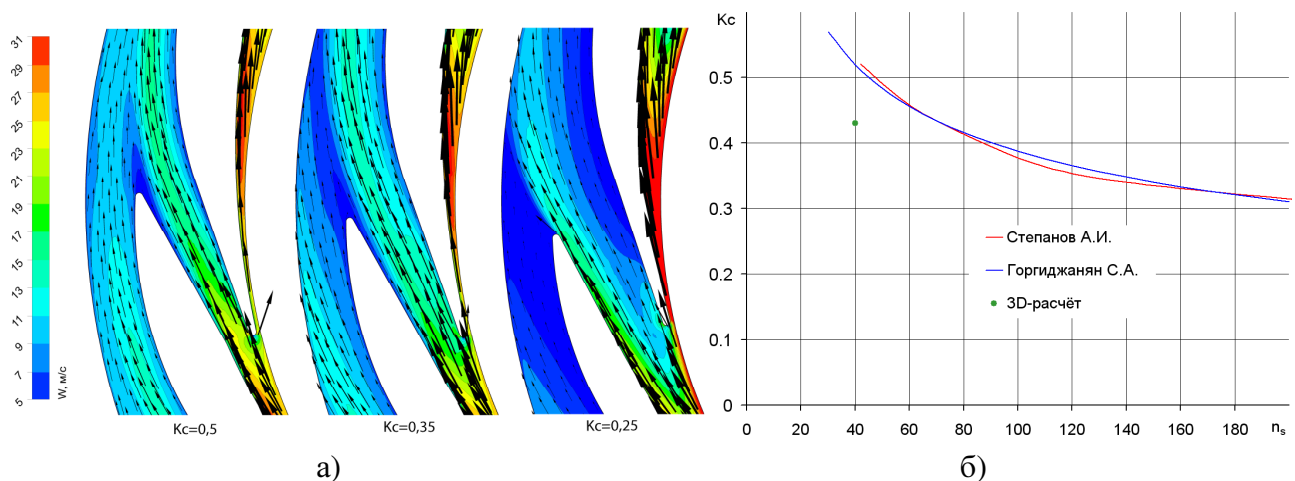


Рис. 9. Сравнение картин течения при различной входной площади отводов (а) и сравнение полученного значения K_C с рекомендациями других авторов (б)

Анализ результатов визуализации потока на номинальном режиме показал, что уменьшение величины K_C до 0,35 не вызывает значительных изменений картины течения на номинальном режиме работы. В случае дальнейшего увеличения пропускной площади возникает развитая низкоэнергетическая зона на выходе из решётки направляющего аппарата. Для данной ступени для работы на номинальном и форсированном режимах в качестве оптимальной

можно принять величину $K_C = 0,43$. При работе на режиме со сниженной подачей такая ступень имеет несколько большие потери, однако разница не является значительной. Необходимо отметить, что представленные на рис. 9б зависимости были получены в основном для насосов с отводами канального типа с большими коэффициентами быстроходности.

Расчётное исследование влияния шероховатости поверхности на параметры насоса показало, что для насосов с низкой быстроходностью шероховатость поверхности оказывает заметное влияние на напор и КПД ступени. Уменьшение шероховатости обтекаемой поверхности с $Ra=25$ до $Ra=6,3$ для ступени с $n_s=40$ приводит к увеличению напора на 3 %, КПД – на 1,5%. Дальнейшее повышение напора и КПД можно обеспечить за счёт применения покрытий, обеспечивающих условие проскальзывания, повышение напора при этом может составить 2,5 %, КПД – 1% по сравнению с поверхностью с $Ra=6,3$.

На основе результатов численных исследований была проведена дальнейшая модификация базового варианта разрабатываемой ступени (РК и НА). На рис. 10 представлено сравнение характеристик окончательного варианта и серийно выпускаемого насоса ЦНС 63–1400 в размерном и безразмерном виде.

Коэффициент полезного действия разработанного варианта проточной части насоса ЦНС 63-1400, доработанного с использованием 3D методов, превышает КПД варианта, разработанного с использованием 2D методов, на 1,2 %. Расчетный КПД окончательного варианта составляет 61,3%. Прогнозный КПД с учетом расхождения расчетного КПД с экспериментальным на -1% составит 62,3%. Полученный КПД насоса может быть дополнительно повышен на (0,5–1) % за счет использования в ступени сотовых уплотнений.

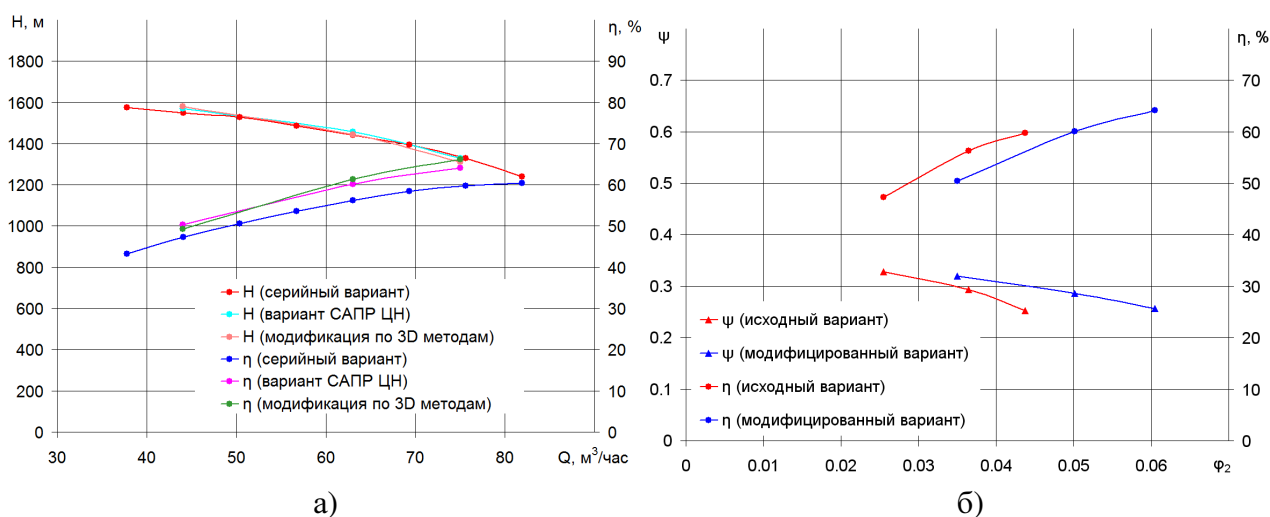


Рис. 10. Характеристики исходного и модифицированных вариантов ступени ЦНС 63–1400 в размерном (а) и безразмерном (б) виде

Проведенный анализ характеристик серийных насосов показывает, что достигнутый КПД насосов с коэффициентом $n_s=40$ находится на уровне 52-62 % (рис. 11). По данным Еу-горитр для консольных насосов подобных размеров и быстроходности максимально достижимый КПД составляет 62 %.

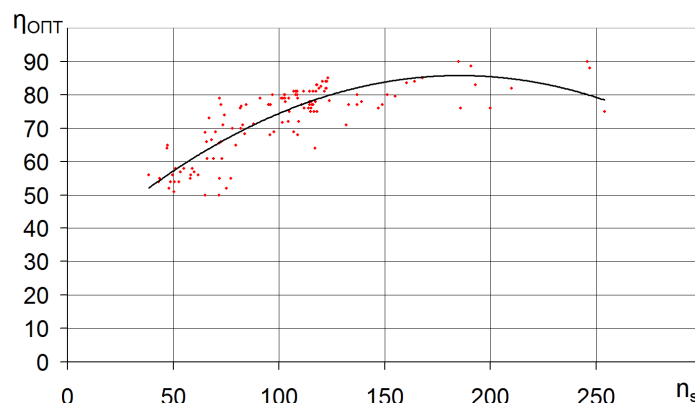


Рис.11. КПД серийно выпускаемых насосов

Разработанная проточная часть с коэффициентом быстроходности $n_s=40$ в рабочей точке имеет коэффициент напора $\psi=0,575$, сравнение данного значения с рекомендациями различных авторов представлено на рис. 12а. Полученное в результате численных исследований оптимальное значение коэффициента напора ψ при $n_s=40$ находится в границах диапазона, рекомендуемого другими авторами. Разница в рекомендациях разных авторов объясняется различием конструктивных параметров в их выборках, принятых для обобщения. Коэффициент расхода разработанной ступени равен $\phi_2=0,05$.

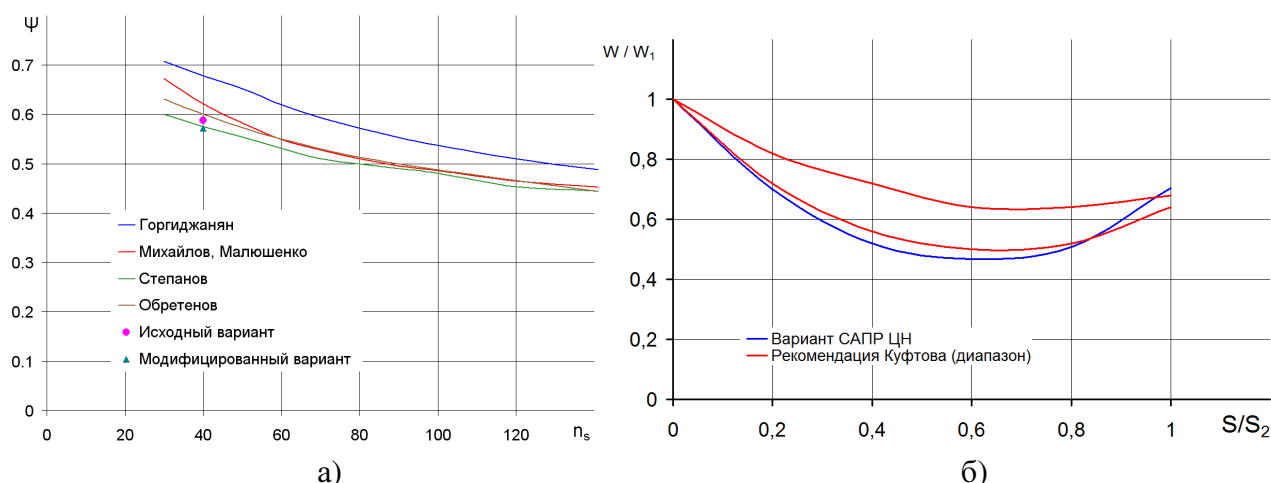


Рис. 12. Рекомендации по выбору величины коэффициента напора (а) и по выбору распределения относительной скорости (б)

Для разработанного насоса отношение коэффициента быстроходности в точке максимального КПД (точке оптимума) к коэффициенту быстроходности в рабочей точке ($n_s=40$) составило $n_{s\text{опт}}/n_{s\text{р}}=1,35$. Такое соотношение можно рекомендовать при проектировании ступеней насосов низкой быстроходности.

На основании результатов численных исследований по оптимизации формы проточной части можно рекомендовать при проектировании РК обеспечивать положительное значение скорости невязкого потока в точке ее минимума у передней стороны лопасти. Напор по высоте пространственной лопасти $H(b_2)$ можно рекомендовать обеспечивать постоянным или близким к постоянному по высоте лопасти. Важным параметром при проектировании является характер зависимости относительной скорости $W(s)$ вдоль скелетной линии, который

задается при проектировании по методике, принятой на кафедре гидромашиностроения СПбГПУ. На рис. 12б показано сравнение полученного распределения с рекомендациями А.Ф. Куфтова, полученными на основе обработки экспериментальных данных. Спроектированная проточная часть имеет параметры, близкие к оптимальным, поэтому можно рекомендовать использование полученных соотношений и выводов для проектирования ступеней низкой быстроходности.

Оптимальные значения параметров насосов низкой быстроходности рекомендуется находить по результатам проведения серий 3D-расчётов, т.к. эмпирические рекомендации для их выбора даны для конкретного сочетания конструктивных параметров.

В главе 4 исследована возможность применения перерасширенных отводящих устройств в консольных насосах. Вопрос рассмотрен на примере разработки ряда насосов типа КМ с минимальным числом отводящих устройств спирального типа на напоры 20, 32, 50 м и расходы 25 и 50 м³/ч, проектирование которых осуществлялось с помощью программного комплекса САПР ЦН.

Исходя из того, что номинальный диаметр РК насосов на напоры 20, 32, 50 м у исходных насосов составлял 125, 160 и 200 мм соответственно, минимально возможное количество отводов при проектировании было принято равным трём. Использовать один отвод в ступенях с разным напором не представлялось возможным. На каждый из напоров и два расхода при этом напоре ($Q=25$ и 50 м³/час) проектировались ступени с одинаковым отводом и разными рабочими колесами. При этом в каждой «паре» ступеней на один напор ($H=20, 32, 50$ м) отвод проектировался на больший расход, т.е. на $Q=50$ м³/час. При проектировании отвода для каждой из пар на больший расход была поставлена задача максимально возможно предусмотреть использование отвода в качестве перерасширенного в ступени с тем же напором, но с меньшей подачей.

Для окончательного анализа спроектированных вариантов проточных частей и оценки возможностей математических моделей различного уровня для оценки интегральных характеристик ступеней насосов консольного типа со спиральным отводом выполнены численные исследования спроектированных вариантов с использованием программного комплекса ANSYS CFX.

Испытания трёх из шести спроектированных проточных частей, проведённые в ОАО «ЭНА», показали, что все разработанные проточные части отвечали требованиям технического задания по энергетическим и антикавитационным качествам. Сравнение экспериментальных энергетических характеристик, с характеристиками, рассчитанными по 2D и 3D методами, представлено на рис. 13.

Прогнозирование характеристик $H-Q$, $\eta-Q$ для ступеней с перерасширенными спиральными отводами с использованием 2D методов комплекса «САПР ЦН» дало значительную погрешность, гидравлические потери в ступени оказались существенно заниженными. Для улучшения сходимости результатов расчета с экспериментом в модели расчета потерь в ступени ЦН с использованием 2D методов дополнительно были учтены потери расширения, возникающие при выходе потока из РК в СО (спиральный отвод). Потери были рассчитаны,

как потери внезапного расширения. Для их вычисления была получена формула:

$$\Delta\eta_p = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{b_2}{b_3} \right)^2 \operatorname{ctg} \alpha_2 \varphi_2.$$

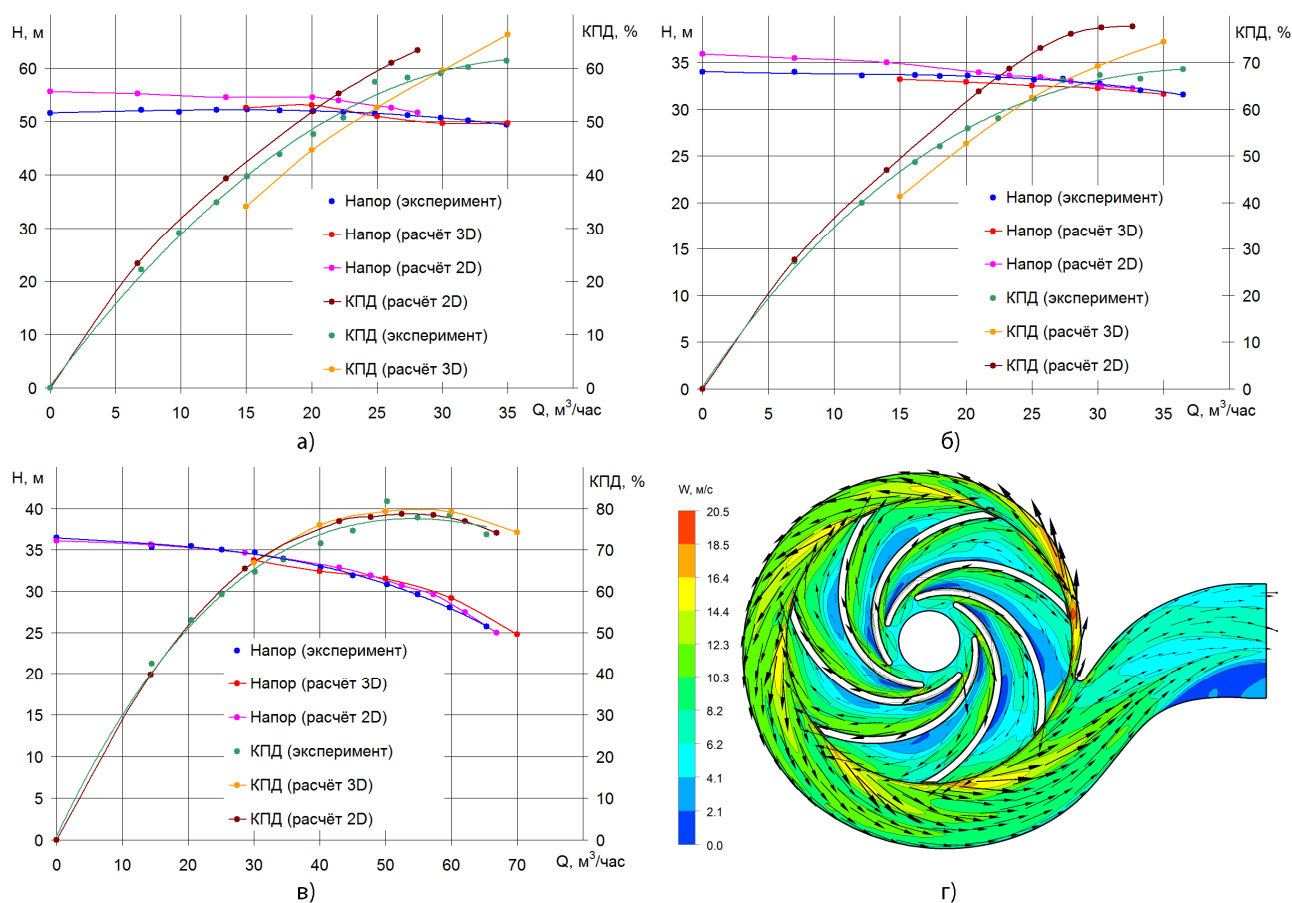


Рис. 13. Сравнение расчётных характеристик спроектированного ряда насосов с результатами испытаний: а – насос КМ 80-50-200 ($H=50$ м, $Q=25$ м³/ч, $n_s=47$); б – КМ 80-65-160 ($H=32$ м, $Q=25$ м³/ч, $n_s=66$); в – КМ 80-65-160 ($H=32$ м, $Q=50$ м³/ч, $n_s=90$); г – визуализация течения в проточной части насоса – КМ 80-65-160 ($H=32$ м, $Q=50$ м³/ч)

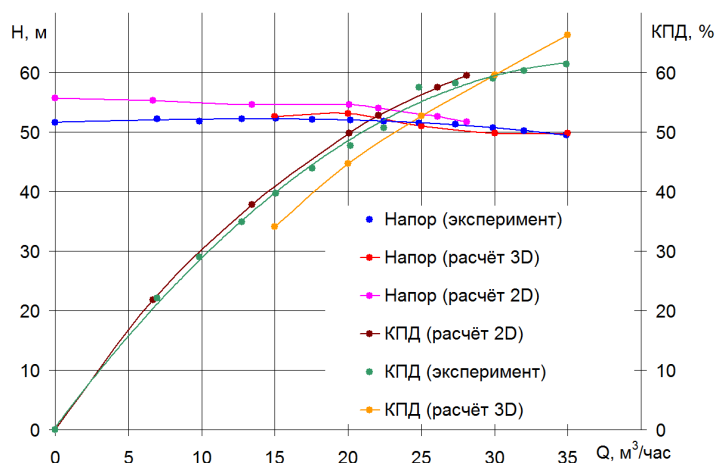


Рис. 14. Результаты прогнозирования характеристики насоса КМ 80-50-200 ($H=50$ м, $Q=25$ м³/ч, $n_s=47$) с использованием уточненной модели потерь

Данный вид потерь был включен в модель расчёта, используемую в комплексе «САПР ЦН». Их учёт особенно важен и необходим при расчётном исследовании ступеней с перерасширенным отводом. Результаты прогнозирования характеристики одного из спроектированных насосов с использованием уточненной модели потерь по САПР ЦН представлены на рис. 14. Сравнение результатов расчета и эксперимента показывает, что произведенные уточнения модели потерь позволили существенно уменьшить расхождение данных расчета и эксперимента в ступенях с перерасширенным отводом. Методика в дальнейшем будет использоваться в практических расчетах проточных частей центробежных насосов. Разработанные проточные части были использованы предприятием-заказчиком в выпускаемых насосах типа КМ.

В заключении работы обобщаются результаты проведенных исследований:

1. Выполнено систематическое исследование влияния постановки трёхмерного численного моделирования течения вязкой жидкости в ступенях центробежных насосов низкой быстроходности. Получены параметры математической модели, обеспечивающие повышение точности определения энергетических характеристик (расхождение по напору для исходного варианта исследуемой проточной части насоса ЦНС 63–1400 составило 0,8%, по КПД – 1,3%). Проведена апробация расчётных методик на проточных частях с различными параметрами, получена хорошая степень сходимости расчётных и экспериментальных характеристик.

2. Отработана усовершенствованная методика проектирования ступеней центробежных насосов низкой быстроходности, основанная на совместном использовании комплекса «САПР ЦН» и моделей расчёта пространственного вязкого течения жидкости.

3. Проведены расчётно-теоретические исследования влияния на энергетические показатели ступени относительной ширины (в диапазоне 0,027–0,037, оптимальное значение 0,034), числа лопастей (в диапазоне 5–10, оптимальное значение 9), угла выхода из рабочего колеса (в диапазоне 18–28°, оптимальное значение 22°), коэффициента скорости на входе в каналы направляющего аппарата (в диапазоне 0,25–0,57, оптимальное значение 0,43) для проточной части с коэффициентом быстроходности $n_s=40$ с использованием трехмерных методов расчета течения и потерь.

4. Определена величина повышения напора насосов низкой быстроходности за счет применения 2-х ярусных решеток лопастей (для рабочих колёс с числом лопастей от 5/10 до 8/16 повышение составило 2,7 - 10,5 %), запилки лопастей рабочего колеса (использование специальной запилки даёт повышение напора на 3%).

5. Проведено расчётное исследование влияния чистоты обработки обтекаемых поверхностей проточной части для ступени с низким коэффициентом быстроходности. Теоретически показана возможность повышения напора и КПД для исследуемой проточной части – на 3% и 1% соответственно.

6. На основании проведенных исследований даны рекомендации по выбору коэффициента расхода, напора и геометрических параметров проточных частей для насосов низкой быстроходности с $n_s=40$. Спроектирован модифицированный вариант проточной части насо-

са ЦНС 63–1400 с улучшенными гидравлическими качествами (значение КПД повышено на 5 % по сравнению с серийным вариантом при сохранении напорной характеристики).

7. Численно показана и затем подтверждена экспериментально возможность применения в консольных насосах перерасширенных отводов с целью минимизации их числа при создании ряда насосов КМ.

8. Уточнена математическая модель расчёта потерь по двумерному подходу в насосах со спиральными отводами. Улучшена сходимость расчётных и экспериментальных энергетических характеристик насосов данного типа (для модифицированной проточной части насоса насоса КМ 80-50-200 расхождение по КПД на номинальном режиме уменьшено с 5% до 1,5%).

9. С использованием разработанного подхода спроектирован ряд проточных частей консольно-моноблочных насосов, которые были использованы предприятием-заказчиком в выпускаемой продукции.

ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Публикации в изданиях Перечня ВАК

1. Алексенский В.А. Исследование структуры потока и прогнозирование характеристик секционного центробежного насоса низкой быстроходности / Алексенский В.А., Жарковский А.А., Пугачев П.В. // Известия Самарского научного центра российской академии наук. Том 13. – Самара. : Изд-во Самарского науч. центра РАН, 2011. – № 1(2). – С. 407–410

2. Алексенский В.А. Модернизация консольно-моноблочных центробежных насосов с использованием методов CFD / Алексенский В.А., Жарковский А.А., Першаков Н.Г. // Известия Самарского научного центра российской академии наук. Том 13. – Самара. : Изд-во Самарского науч. центра РАН, 2012. – № 1(2). – С. 328–331

Статьи в научных изданиях

3. Алексенский В.А. Модернизация и унификация консольно–моноблочных насосов с использованием вычислительных методов / Алексенский В.А., Жарковский А.А. // Насосы & оборудование. – Киев. : Изд-во РАПН, 2012. – № 2. – С. 42–44

4. Пугачев П.В. Расчётное исследование потерь в направляющих аппаратах канального и решетчатого типов / Алексенский В.А., Жарковский А.А., Пугачев П.В. // Насосы & оборудование. – Киев. : Изд-во РАПН, 2011. – № 1. – С. 44–66

5. Пугачев П.В. Расчётно-экспериментальное исследование течения в рабочем колесе питательного насоса / Алексенский В.А., Жарковский А.А., Пугачев П.В. // Насосы & оборудование. – Киев. : Изд-во РАПН, 2011. – № 4–5. – С. 96–98

Публикации в трудах международных и всероссийских конференций

6. Алексенский В.А.. Исследование течения в многоступенчатом секционном насосе с коэффициентом быстроходности 40 / Алексенский В.А., Жарковский А.А. // XXXIX неделя

науки СПбГПУ, Материалы международной научно-практической конференции. Ч.III. – СПб. : Изд-во Политехн. Ун-та, 2010. – С. 14–16

7. Алексенский В.А. Модернизация проточной части насоса для системы охлаждения электронной аппаратуры с использованием численных методов исследования трёхмерного вязкого течения / Алексенский В.А., Жарковский А.А., Пугачев П.В. // Системы обеспечения тепловых режимов преобразователей энергии и системы транспортировки теплоты сборник докладов, труды ВНТК. – Махачкала. : Изд-во ДГТУ, 2010. – С. 20–21

8. Алексенский В.А. Модернизация проточной части центробежного насоса с использованием численных методов исследования трехмерного вязкого течения / Алексенский В.А., Жарковский А.А. // Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика: сборник докладов. Труды Всероссийской науч.-техн. конф. студентов и аспирантов (9 декабря 2010 г., Москва). – М. : Издательский дом МЭИ, 2010. – С. 12–15

9. Алексенский В.А. Расчётное исследование влияния геометрических параметров направляющих аппаратов на их энергетические показатели / Алексенский В.А., Жарковский А.А., Пугачев П.В. // XL неделя науки СПбГПУ, Материалы международной научно-практической конференции – СПб. : Изд-во Политехн. Ун-та, 2011. – С. 18–20

10. Алексенский В.А. Расчетное исследование влияния параметров рабочего колеса на характеристики многоступенчатого насоса / Алексенский В.А., Жарковский А.А., Пугачев П.В. // Тезисы МНТК «Эффективность и экологичность насосного оборудования и инновационное оборудование и технологии в арматуростроении». – М., 2011. – С. 64–65

11. Алексенский В.А. Расчетное исследование течения и потерь в насосе ЦНС 63-1400 / Алексенский В.А., Жарковский А.А., Пугачев П.В. // Тезисы МНТК «Гервикон-2011», Международный форум «Насосы-2011». – Сумы. : Изд-во СумГУ, 2011. – С. 148–153

12. Пугачев П.В. Расчётное исследование влияния геометрических параметров направляющих аппаратов на их энергетические показатели / Алексенский В.А., Жарковский А.А., Пугачев П.В. // Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика: сборник докладов. Труды Всероссийской науч.-техн. конф. студентов и аспирантов (20 декабря 2011 г., Москва). – М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011. – С. 137–142