

На правах рукописи

Пугачев Павел Владимирович



**РАЗВИТИЕ МЕТОДОВ РАСЧЕТА ЭЛЕМЕНТОВ ПРОТОЧНОЙ
ЧАСТИ ШНЕКО-ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ НА ОСНОВЕ
ДВУХМЕРНЫХ И ТРЕХМЕРНЫХ МОДЕЛЕЙ ТЕЧЕНИЯ**

Специальность 05.04.13 – Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Санкт-Петербург – 2012 г.

Работа выполнена на кафедре «Гидромашиностроение» Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет»

Научный руководитель:

Доктор технических наук, доцент, Жарковский Александр Аркадьевич.

Официальные оппоненты:

Климович Виталий Иванович, доктор физико-математических наук, главный научный сотрудник ВНИИГ им. Б.Е. Веденеева;

Захаров Александр Викторович, кандидат технических наук, доцент, ОАО «Силовые машины», г. Санкт-Петербург, ведущий инженер-конструктор СКБ «Гидротурбомаш» «ЛМЗ»

Ведущая организация: ОАО «ЦКТИ», г. Санкт - Петербург

Защита состоится «27» ноября 2012 г. в 18 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.

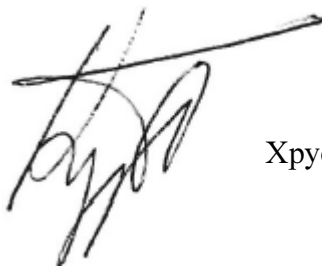
С диссертацией можно ознакомиться в фундаментальной библиотеке ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет»

Автореферат разослан « 26 » октября 2012 г.

Ученый секретарь

диссертационного совета Д 212.229.09

доктор технических наук, профессор



Хрусталеv Борис Сергеевич

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Центробежные насосы (ЦБН) широко применяются на атомных и тепловых электростанциях, где насосное оборудование задействовано во всех основных технологических и вспомогательных системах: в схеме подачи питательной воды в парогенератор, в главном циркуляционном контуре, циркуляционной системе охлаждения конденсаторов турбин, тракте основного конденсата и системе безопасности. В связи с развитием энергетики за последние 15...20 лет потребность в насосах для ТЭС и АЭС постоянно растет.

Увеличение энергоемкости агрегатов приводит к необходимости повышения эффективности насосов в возможно более широком диапазоне подач. Помимо высокой эффективности насосы достаточно часто должны иметь и высокие антикавитационные качества, для достижения которых широко используют схему насоса с предвключенным колесом - осевым с переменным шагом (ПК) или осевым с постоянным шагом - шнеком.

Разнообразие типов и параметров насосов требует сокращения сроков и повышения качества проектирования, что возможно с применением систем автоматизированного проектирования (САПР), в основе которых лежат математические модели для расчета течения, потерь и прогнозирования характеристик насосов. Применение математических моделей дает возможность вести процесс многовариантного проектирования с оценкой качеств элементов насоса и выбором оптимального варианта на стадии проектирования.

В настоящее время для оценки течения и потерь в лопастных системах насосов хорошо зарекомендовали себя двухмерные методы, которые требуют небольшого времени на их реализацию по сравнению с трехмерными методами и которые дают удовлетворяющие практику результаты. На завершающем этапе проектирования и оценки энергокавитационных качеств насосов используют трехмерные методы. Требуется развитие методов проектирования элементов проточной части для шнеко-центробежных насосов и создание методики прогнозирования их кавитационных характеристик. В связи с вышесказанным разработка и совершенствование методов проектирования и расчета элементов проточных частей шнеко-центробежных насосов с применением методов математического моделирования является актуальной.

Цель и задачи работы. Целью работы являлось совершенствование методов проектирования элементов проточной части шнеко-центробежных насосов с повышенными энергокавитационными качествами и методов прогнозирования их энергокавитационных характеристик с использованием двухмерных и трехмерных моделей расчета.

Для достижения поставленной цели были сформулированы следующие основные задачи:

- провести анализ существующих методов проектирования предвключенных колес и шнеков и методов прогнозирования их кавитационных характеристик;
- разработать и апробировать методику прогнозирования кавитационных характеристик предвключенных осевых колес шнеко-центробежных насосов на основе двухмерных и трехмерных методов расчета бескавитационного течения;
- разработать и апробировать методику проектирования предвключенных колес с ис-

пользованием двухмерных и трехмерных методов;

- провести расчетные исследования влияния параметров лопаточного направляющего аппарата на его гидравлические качества и дать рекомендации по их выбору.

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

Научная новизна. Разработана и апробирована методика прогнозирования частных кавитационных характеристик предвключенных колес осевого типа на основе анализа бескавитационного течения. Выявлены факторы, влияющие на степень развития кавитационных явлений в ПК, с учетом которых разработана методика проектирования ПК шнеко-центробежных насосов с высокими энергокавитационными качествами с использованием двухмерных и трехмерных методов.

Получены рекомендации по выбору параметров лопаточных направляющих аппаратов центробежных насосов низкой и средней быстроходности.

Практическая значимость работы. Разработанные методики проектирования предвключенных осевых колес и оценки их антикавитационных качеств использованы в ОАО «Пролетарский завод» при проектировании проточных частей ряда конденсатных электронасосных агрегатов: КЭНА 2245–220 и КЭНА 2000–100 для Нововоронежской АЭС-2 и Ленинградской АЭС-2, КЭНА 1250–250 для Белоярской АЭС-2 и др.. Разработанные насосы отвечают современным техническим требованиям и имеют характеристики на уровне конденсатных насосов ведущих мировых производителей. При проектировании проточных частей указанных насосов были использованы разработанные автором рекомендации по выбору параметров лопаточных направляющих аппаратов.

Рекомендации по использованию. Результаты работы рекомендованы к использованию при проектировании проточных частей (ПЧ) шнеко-центробежных насосов с высокими антикавитационными и энергетическими качествами.

Достоверность результатов. Достоверность результатов теоретических исследований с использованием двух- и трехмерных методов подтверждена хорошей сходимостью с результатами экспериментов.

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

- создание и апробация методики расчета кавитационных характеристик предвключенных осевых колес шнеко-центробежных насосов с использованием двухмерных и трехмерных гидродинамических методов, на основе анализа бескавитационного течения;

- создание методики проектирования предвключенных колес ступеней насосов, обладающих высокими энергокавитационными качествами, с использованием двухмерных и трехмерных методов;

- результаты расчетного исследования влияния параметров лопаточного направляющего аппарата на гидравлические качества ЦБН.

Апробация работы. Основные материалы работы докладывались и обсуждались на конференциях: МНТК "Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика.

Современное состояние и перспективы развития". СПб, СПбГПУ, 2008; МНТК "ЕСОРУМР.RU'2008. Эффективность и экологичность насосного оборудования". М, 2008; 7-ая МНТК студентов и аспирантов "Гидромашины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика". М, МГТУ им Баумана, 2008; 6-ая МНТК "Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития". СПб, СПбГПУ, 2010; МНТК "ЕСОРУМР.RU'2010. Эффективность и экологичность насосного оборудования". М, 2010; 15-ая МНТК студентов и аспирантов "Гидромашины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика". М, МГТУ им Баумана, 2011; XIII МНТК "ТЕРВИКОН-2011", Международный форум "НАСОСЫ-2011". СумГУ, г. Сумы, Украина, 2011; МНТК "Эффективность и экологичность насосного оборудования и инновационное оборудование и технологии в арматуростроении". М, 2011.

Публикации. По теме диссертационной работы опубликовано 8 научных работ (в т.ч. 7 работ в журналах, рекомендованных ВАК).

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения и библиографического списка литературы из 82 наименований. Основное содержание работы изложено на 161 странице (включает 141 рисунок и 17 таблиц).

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность выполнения работы по совершенствованию методов проектирования элементов проточной части шнеко-центробежных насосов. Сформулированы цель и задачи работы.

В первой главе дан обзор состояния проблем, связанных с методами проектирования предвключенных осевых колес и лопаточных направляющих аппаратов многоступенчатых шнеко-центробежных насосов, и прогнозирования их гидравлических качеств.

Существующие методы проектирования ПК не дают инженеру информации о пути возможного повышения их энергокавитационных качеств и, зачастую, не позволяют выбрать оптимальные параметры лопастной системы (ЛС). В рамках проектирования ЛС гидротурбин и насосов хорошо себя зарекомендовал программный комплекс автоматизированного проектирования (САПР ЛС), разработанный в ОАО ЦКТИ. В комплекс входят осесимметричная задача в редакции В. И. Климовича и задача обтекания профилей в слое переменной толщины, разработанная Б. С. Раухманом. Реализация геометрии проточной части и ЛС осуществлена А. В. Федоровым. Комплекс позволяет оперативно оценивать гидравлические качества спроектированных лопастных систем. Методика проектирования ПК с использованием данного подхода в настоящее время отсутствует.

В отличие от отводов канального типа экспериментальные данные по влиянию параметров лопаточного направляющего аппарата (ЛНА) на гидравлические качества ступени насоса отсутствуют. Проведение многовариантных расчетов течения в ЛНА с предварительной апробацией методов расчета позволит определить оптимальные параметры ЛНА для проточных частей ЦБН с коэффициентом быстроходности $n_s=110\div 130$.

Во второй главе выполнена апробация методов расчета пространственного вязкого течения и потерь, используемых в работе.

С этой целью проведено расчетное исследование потерь в дозвуковых решетках, по которым имеются экспериментальные данные Степанова Г.Ю., полученные в ЦИАМ им. П.И. Баранова. При углах атаки от -20 до $+30^\circ$ получена хорошая сходимость расчетных и экспериментальных интегральных характеристик потока - потерь в решетках лопаток (рис. 1).

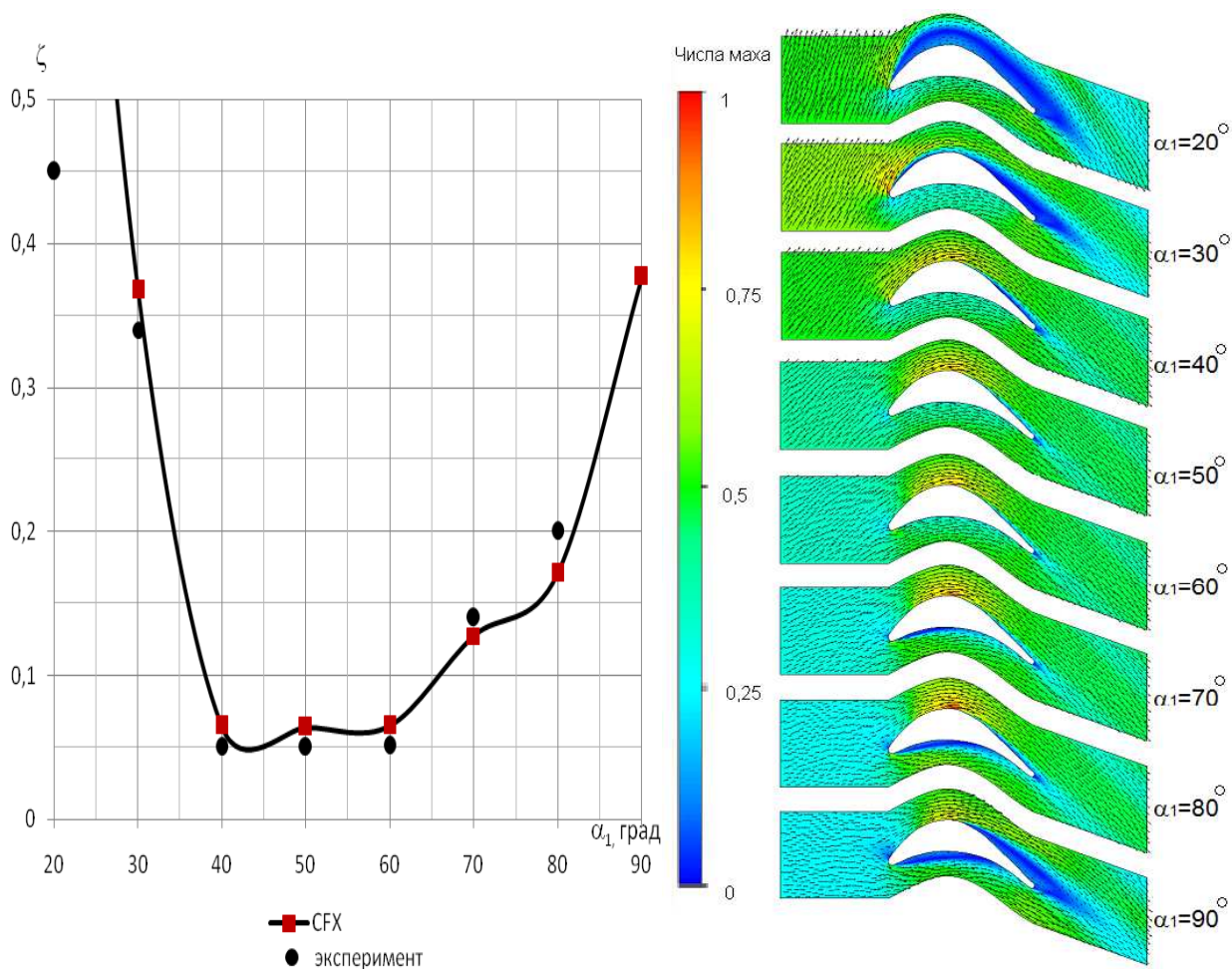


Рис. 1. Зависимость коэффициента потерь от угла входа потока (профиль № 69)

На кафедре гидромашиностроения СПбГПУ были проведены исследования ступени питательного насоса (ПН) с коэффициентом быстроходности $n_s=120$. На определенных режимах ($0,7Q_{ном}$, $Q_{ном}$ и $1,3Q_{ном}$) фиксировалось положение донных линий тока на обтекаемых поверхностях. Линии тока фотографировались и переносились на кальку.

С целью апробации методов расчета трехмерного вязкого течения в ступенях насосов, для указанных режимов был проведен численный эксперимент с применением стандартной $k-\epsilon$ модели турбулентности и расчетной области, состоящей из последовательно соединенных через интерфейс "осреднение по окружности" сегментов элементов проточной части с заданными условиями периодичности.

На рис. 2 представлены расчетная модель проточной части и донные линии тока (ДЛТ) на поверхности стороны разрежения лопасти рабочего колеса (РК) промежуточной ступени, полученные по результатам проведенного физического (слева) и численного (справа) экспериментов на номинальном режиме работы. Сравнение напорных характеристик приведено на рис. 3.

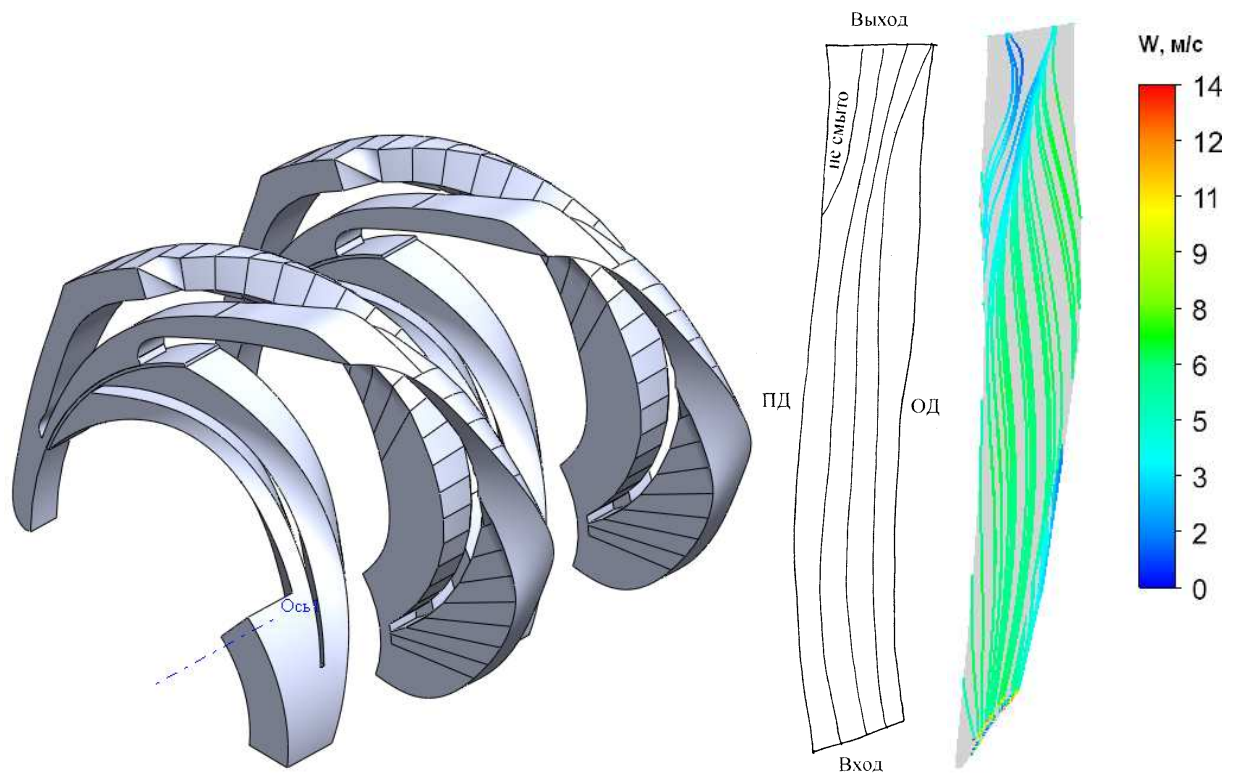


Рис. 2. Модель проточной части и ДЛТ на стороне разрезания лопасти РК ПН, $Q=Q_{НОМ}$

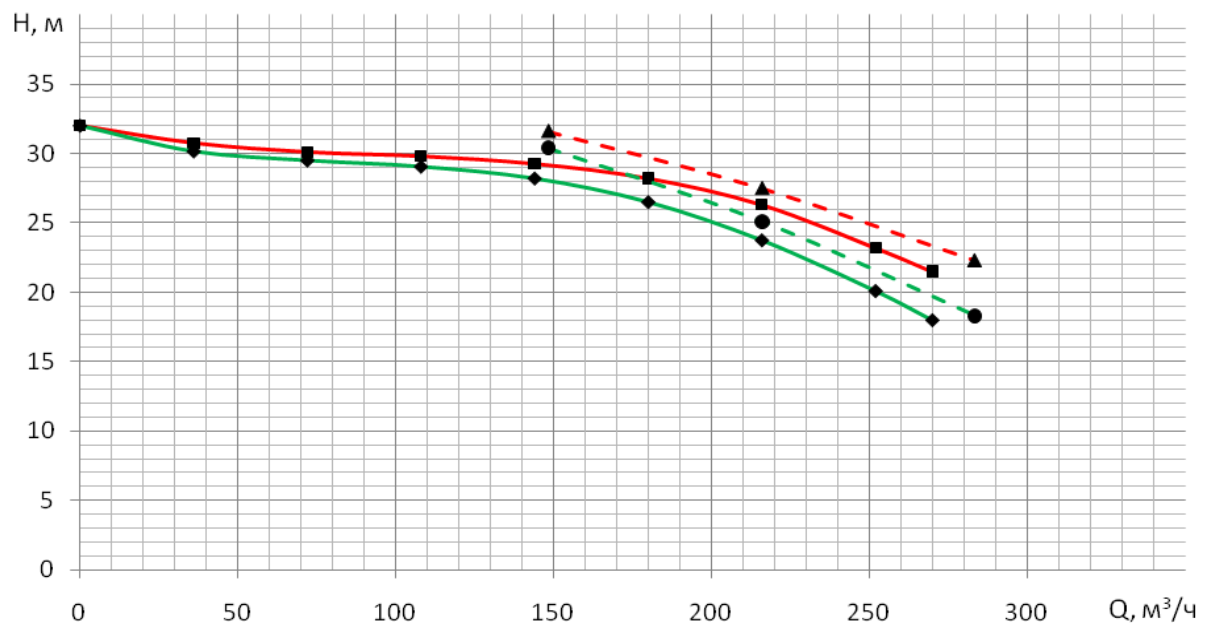


Рис. 3. Напорные характеристики ступени

- физический эксперимент 1ая ступень
- ◆— физический эксперимент промежуточная ступень
- -▲- - численный эксперимент 1ая ступень
- -●- - численный эксперимент промежуточная ступень

Из сравнения интегральных расчетных и экспериментальных параметров потока (рис. 3) можно видеть, что на номинальном режиме расхождение по напору не превышает 5%. В целом, имеет место достаточно хорошее согласование качественной картины течения

и интегральных параметров при численном и экспериментальном исследовании проточной части ступени многоступенчатого центробежного насоса.

Предвключенное колесо шнеко-центробежного насоса является осевым, поэтому для апробации методов расчета пространственного вязкого течения в колесах такого типа был проведен численный эксперимент с использованием программного комплекса Ansys CFX 12 для проточной части осевого насоса "ОД-21" с коэффициентом быстроходности $n_s=1280$ ($Q=640 \text{ м}^3/\text{час}$; $H = 1,63 \text{ м}$; $n = 1200 \text{ об/мин}$), по которой имелись экспериментальные данные.

Численный эксперимент выполнялся на режимах работы в диапазоне $(0,9 \dots 1,1) Q_{\text{ном}}$.

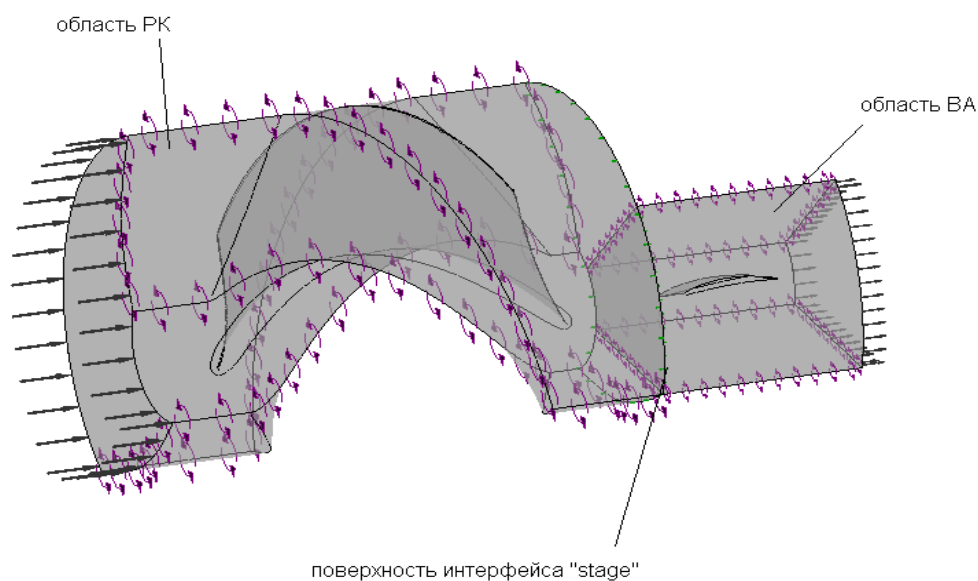


Рис. 4. Расчетная модель проточной части осевого насоса ОД-21

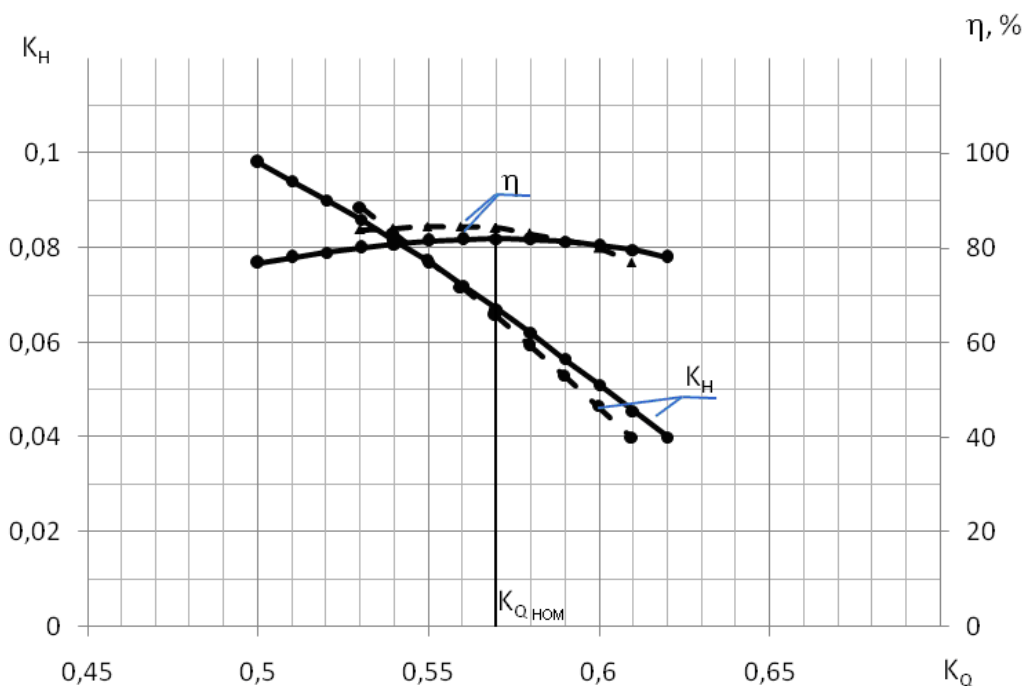


Рис. 5. Зависимости КПД ступени насоса от режима работы

- — физический эксперимент
- - - - - — численный эксперимент

Из сравнения интегральных расчетных и экспериментальных параметров потока можно видеть, что расхождение по напору на номинальном режиме работы составляет 2%, по КПД – 1,5%. Получено достаточно хорошее качественное согласование интегральных параметров при численном и экспериментальном исследовании проточной части осевого насоса.

В главе 3 разработана и апробирована методика прогнозирования частных кавитационных характеристик ПК, основанная на анализе распределения давления в проточной части ПК, полученного по расчету бескавитационного течения. Данный подход позволяет значительно сократить время расчета частных кавитационных характеристик ПК, и выбрать оптимальные параметры ЛС ПК при многовариантном проектировании.

Определенные по разработанной методике срывные характеристики сопоставлялись с результатами расчетов течения с использованием двухфазной модели кавитации Ansys CFX 12, которая дает удовлетворительную сходимость с экспериментальными данными (см. рис. 6).

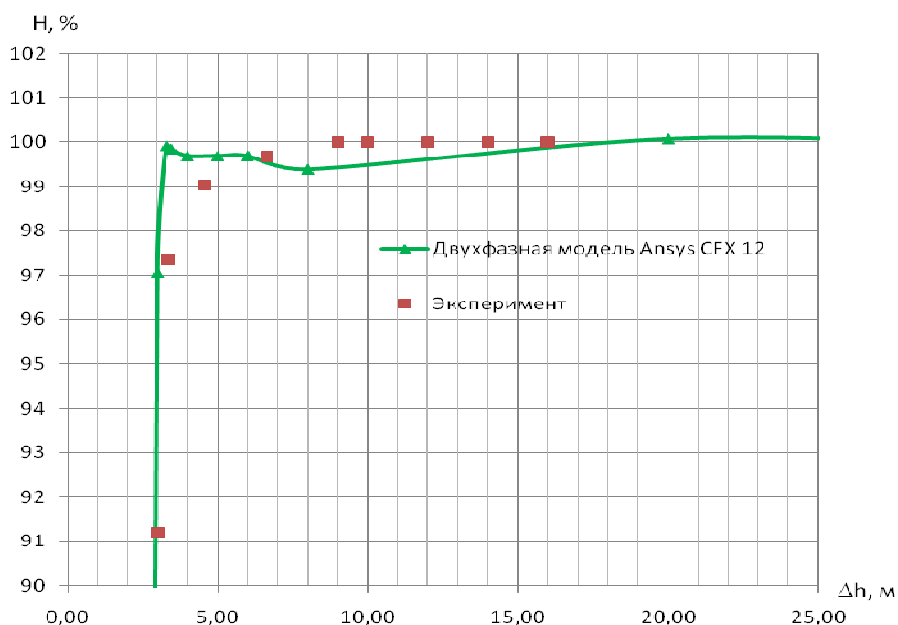


Рис. 6. Сопоставление расчетной и экспериментальной частных кавитационных характеристик НПВ 5000 – 120 при $Q = 0,82Q_M = 5000 \text{ м}^3/\text{ч}$

Расчетный анализ бескавитационных течений в различных ПК на разных режимах работы показывает, что область максимального динамического разрежения образуется непосредственно перед входом в лопастную систему ПК. Однако при работе ПК с кавитационным запасом, не обеспечивающим полное отсутствие кавитации, протяженность кавитационных каверн значительно превышает размеры областей с разрежением, соответствующим данному кавитационному запасу при бескавитационном течении. На рис. 7 представлены эпюры давлений вокруг лопасти ПК в периферийном сечении, полученные расчетом с использованием двухфазной модели кавитации Ansys CFX 12. Явление кавитации в лопастных гидромашинах, возникает не только на поверхностях лопастей, но и в той области проточной части, где местное статическое давление в потоке падает до давления, близкого к давлению насыщенных паров. Развитие кавитации сопровождается образованием кавитационных каверн, размеры которых увеличиваются с уменьшением величины кавитационного запаса, что приводит к

увеличению скоростей в проточной части, а значит к дополнительному снижению давления. Следовательно, необходимо учитывать изменение скоростей вследствие образования кавитационных каверн на входе в лопастную систему ПК.

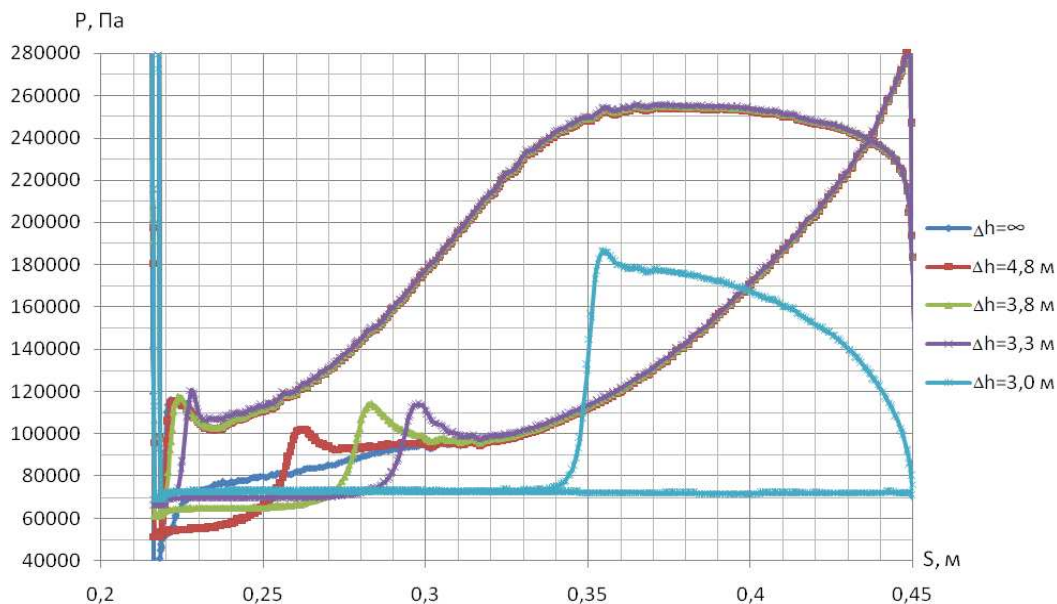


Рис. 7. Эпюры давлений вокруг лопасти ПК в периферийном сечении при различных значениях кавитационного запаса

Так как максимальное разрежение в проточной части ПК возникает на входе в лопастную систему, то логично предположить, что поперечные размеры кавитационных каверн определяются размерами областей с разрежением, соответствующим данному кавитационному запасу при бескавитационном течении. Тогда, если представить, что на входе в ПК образовалась кавитационная каверна, занимающая определенную часть площади (F_{K1}) его канала, то скорость на стороне разрежения ПК в рассматриваемом сечении ($S=\text{const}$) составит

$$W_{K1} = W \cdot \frac{F_1}{F_1 - F_{K1}},$$

где W – относительная скорость на стороне разрежения лопасти ПК при отсутствии кавитации; F_1 – площадь сечения канала ПК на входе; F_{K1} – площадь, занимаемая кавитационной каверной. Величина снижения давления в рассматриваемом сечении на стороне разрежения лопасти ПК составит

$$\frac{\Delta p(S)}{\rho \cdot g} = \frac{W_{K1}^2 - W_K^2}{2 \cdot g}.$$

Наличие кавитации на стороне разрежения лопасти ПК в сечениях $S=\text{const}$ определяется из условия:

$$p(S) \leq p_d + \Delta p(S) \tag{1},$$

где S – осевая координата ПК, $p(S)$ – давление на лопасти ПК при бескавитационном течении. В момент, когда данное условие перестает выполняться, кавитационная каверна пропадает и происходит резкое увеличение давления.

На рис. 8 представлено распределение давления в развернутом цилиндрическом сечении

ПК при бескавитационном течении.

Каждому значению кавитационного запаса ПК будет соответствовать определенная площадь области разрезания, которую можно определить, рассмотрев n сечений ПК.

$$F_{K1} = \sum^n \Delta F_{K1}.$$

Протяженность кавитационной каверны определяется из условия (1).

При достижении каверной сечения канала ПК между рабочей и тыльной сторонами лопасти происходит понижение давления у рабочей стороны, что видно из рис. 7. В момент, когда давление на рабочей стороне лопасти понижается до величины давления парообразования, входная часть рассматриваемого цилиндрического сечения полностью захватывается областью кавитации. Именно в этот момент по результатам расчетов с двухфазной моделью кавитации фиксируется резкое снижение напора и КПД ПК.

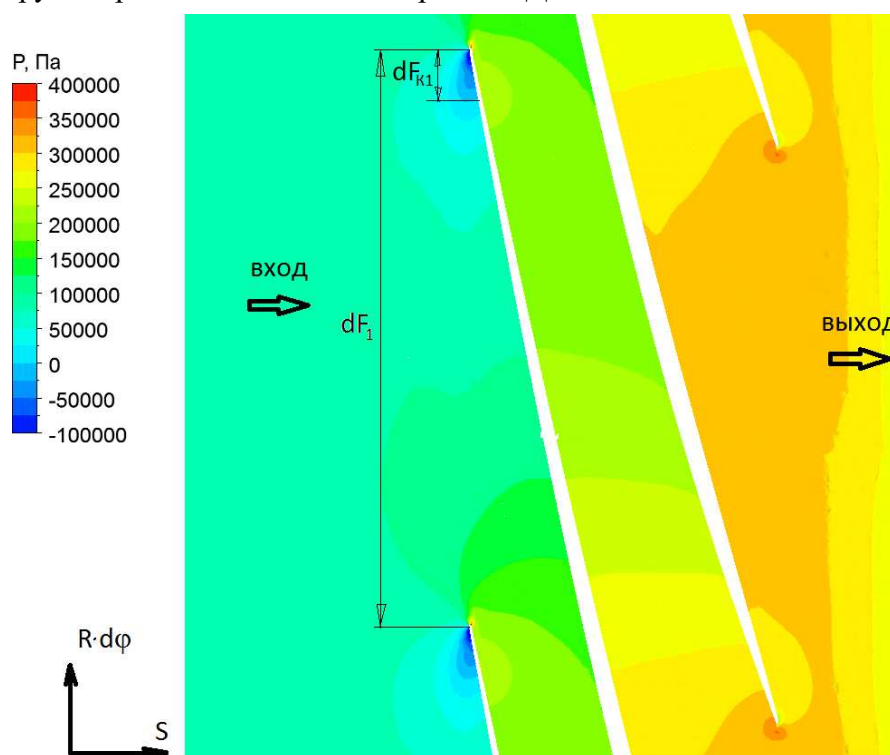


Рис. 8. Поле давления в цилиндрическом сечении ПК при бескавитационном течении

На режимах малых подач в периферийной части на входе в ПК возникает область противотока, обеспечивающая практически безударный вход активного потока. Т.е. средние скорости активного потока на входе ПК практически не меняются при изменении подачи.

Экспериментально установлено, что при развитии кавитации в ПК область противотока уменьшается вследствие загромождения проходного сечения кавитационными кавернами.

Результаты расчетов течения в ПК с использованием двухфазной модели кавитации Ansys CFX 12 подтверждают данный факт. В момент непосредственно перед полным срывом напора ПК область противотока отсутствует.

Обозначим подачу предвключенного осевого колеса Q_M , при которой поток поступает в его лопастную систему безударно.

Для разрабатываемой методики прогнозирования частной кавитационной характеристики ПК принято, что на режимах малых подач увеличение относительных скоростей в каналах и меридианных скоростей на входе в ПК происходит при условии $F_{KI} > F_{II}$, где F_{II} – площадь занятая противотоком, которая принимается равной $F_{II} = F_1 \cdot (1 - \frac{Q}{Q_M})$.

Момент полного срыва напора ПК определяется условиями $F_{KI} > F_{II}$ (2) и $\Delta h = \frac{V_{M_CP}^2}{2 \cdot g}$ (3),

где V_{M_CP} – среднее значение меридианных скоростей на входе в ПК с учетом загромождения проходного сечения кавитационными кавернами.

На режимах работы ПК $Q < 0,5 \cdot Q_M$, как правило, при значении кавитационного запаса, соответствующем средней величине удельной кинетической энергии активного потока при бескавитационном обтекании, т.е. при выполнении условия (3), еще остается запас по наличию противотока, т.е. условие (2) не выполняется. При этом скорости потока на входе в ПК могут незначительно уменьшиться, что дает некоторый запас по моменту полного срыва напора, однако, работа ПК при этом будет неустойчивой.

На режимах работы ПК $Q > 0,5 \cdot Q_M$ область противотока пропадает до момента выполнения условия (2), после чего происходит увеличение меридианных скоростей активного потока до момента выполнения условия (3).

Прогнозирование кавитационных характеристик ПК до момента полного срыва напора ведется на основе методики Топажа Г.И., разработанной и используемой для определения кавитационных качеств гидравлических турбин. Только вместо исходных эпюр давления при бескавитационном обтекании лопастей будут использоваться модифицированные эпюры давления, определенные с учетом увеличения относительных скоростей в каналах ПК.

Запишем выражение для гидравлического КПД ПК насоса:

$$\eta_{\Gamma} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\omega \cdot M_Z},$$

где M_Z – крутящий момент относительно оси вращения рабочего колеса, ω – угловая частота вращения РК, Q – подача ПК, H – напор ПК, ρ – плотность перекачиваемой жидкости.

Из представленной формулы следует, что при уменьшении величины крутящего момента будет уменьшаться отношение $\frac{H}{\eta_{\Gamma}}$. Значение данного отношения может уменьшаться за

счет понижения величины напора или за счет одновременного понижения напора и гидравлического КПД, но при этом интенсивность падения H должна быть больше интенсивности снижения η_{Γ} .

Величина момента M_Z определяется по формуле:

$$M_Z = \int_S \Delta p \cdot r \cdot dS,$$

где Δp – перепад давлений на элементарной меридиональной проекции площадки dS поверхности лопасти.

В рамках указанных допущений можно по изложенной выше методике построить харак-

теристику $M_Z=f(\Delta h)$. Зависимость снижения H при уменьшении Δh будет повторять зависимость $M_Z=f(\Delta h)$ только в случае ($\eta=\text{const}$).

На рис. 9 приведено сопоставление частных кавитационных характеристик ПК на режимах работы $Q=Q_M$ и $Q = 0,5Q_M$, рассчитанных по разработанной методике и двухфазной модели кавитации Ansys CFX 12. Для режима работы $Q = 0,5Q_M$ дополнительно была нанесена срывная характеристика полученная по разработанной методике, но с учетом уменьшения КПД ПК определенного по расчету в Ansys CFX 12.

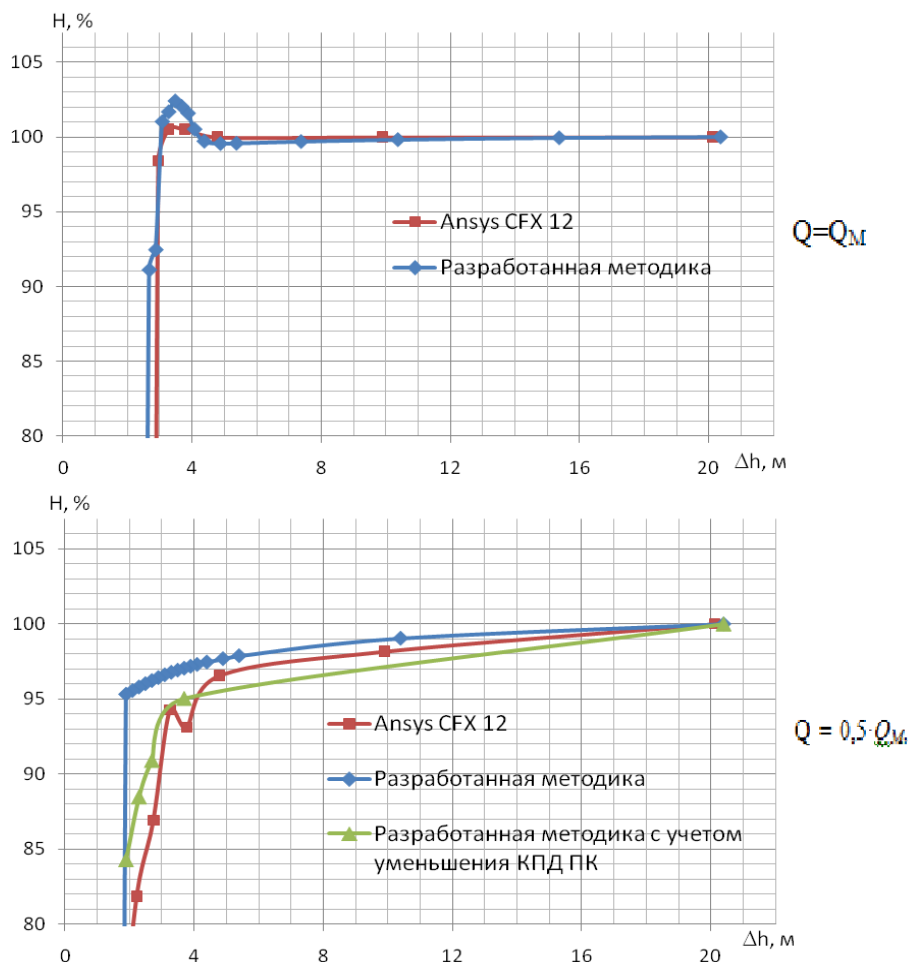


Рис. 9. Сопоставление расчетных частных кавитационных характеристик

Таким образом, разработанная методика прогнозирования частных кавитационных характеристик ПК позволяет спрогнозировать зависимость падения напора от величины кавитационного запаса с большей точностью в диапазоне подач $Q = (0,8 \div 1,0)Q_M$ при условиях отсутствия областей провалов давления на входе рабочей стороны лопасти. На режимах работы $Q < 0,5Q_M$ вследствие уменьшения КПД ПК при значительном снижении кавитационного запаса точность прогнозирования кавитационной характеристики падает, однако, момент полного срыва напора ПК прогнозируется хорошо.

Глава 4 посвящена совершенствованию методов проектирования ПК и ЛНА (рис. 10) с целью обеспечения лучших энергокавитационных качеств шнекоцентробежных насосов.

Исходя их представленных в главе 3 данных, следует, что лучшими антикавитационными качествами будет обладать ПК, в котором обеспечены минимальные пики разрежения на

входе в ПК, а значит и меньшие поперечные размеры кавитационных каверн при различных значениях кавитационного запаса. Помимо этого, для достижения максимальных антикавитационных качеств ПК необходимо обеспечить вид эпюр давлений вокруг его лопастей, исключающий провалы на стороне давления и разрежения. Причем, чем интенсивнее будет рост давления на стороне разрежения лопасти ПК от входа к выходу, тем раньше будет схлопываться кавитационная каверна, и, следовательно, достигать стороны давления следующей лопасти при меньших значениях кавитационного запаса.

С учетом изложенного разработана методика проектирования ПК и рекомендации по выбору его геометрических параметров.

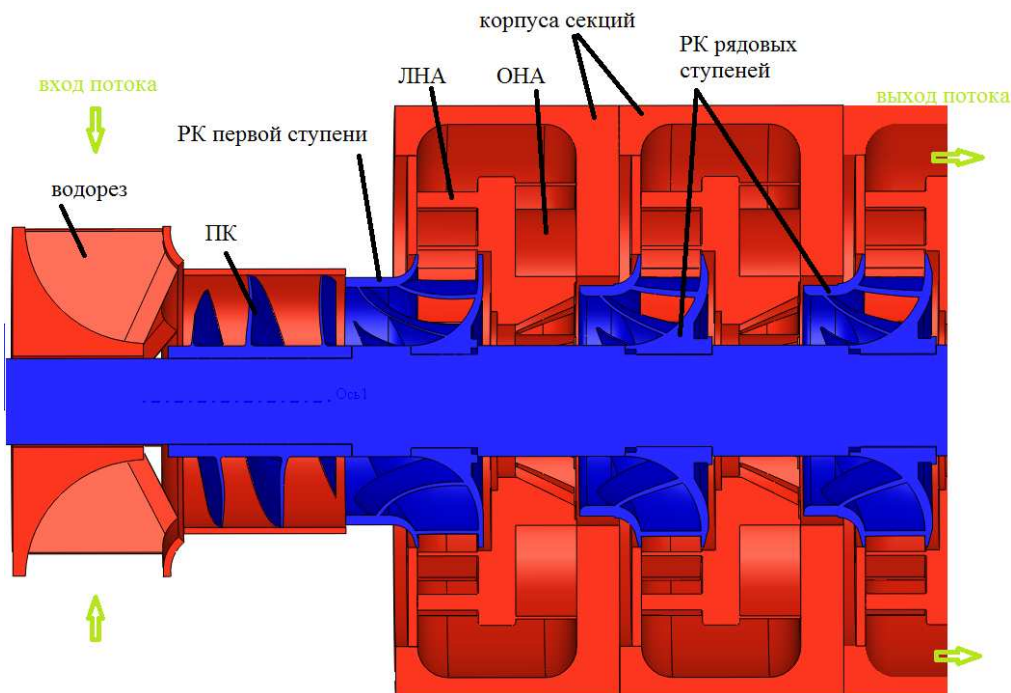


Рис. 10. Фрагмент проточной части многоступенчатого шнеко-центробежного насоса

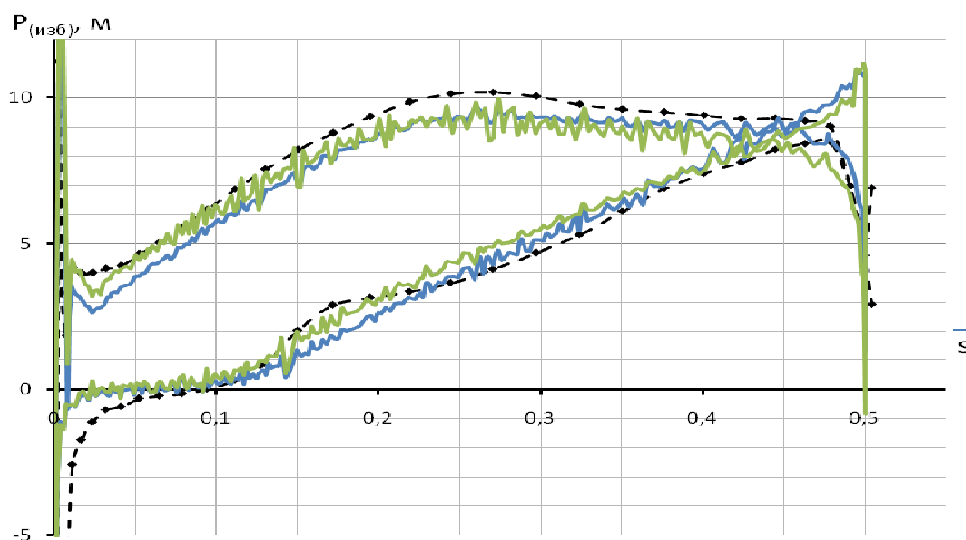


Рис. 11. Распределение давления вокруг лопасти ПК КЭНА 125 – 55 от относительной меридианной координаты в периферийном сечении:
 - - - - САПР ЛС;
 — Ansys CFX 12 гидравлически гладкие стенки;
 — Ansys CFX 12 с условием проскальзывания

С использованием двухмерных и трехмерных методов проведены расчеты эпюр давления (рис. 11) и относительных скоростей вокруг лопасти ПК в различных сечениях.

Проведено сравнение интегральных расчетных параметров ПК по САПР ЛС и Ansys CFX 12. Разница в величине напора составила $\approx 2\%$, гидравлического КПД $\approx 5\%$.

Хорошая сходимость результатов расчетов ПК по САПР ЛС и Ansys CFX 12 подтверждает целесообразность использования разработанной методики проектирования ПК.

С целью определения оптимальных параметров ЛНА насосов с использованием Ansys CFX 11 были проведены расчетные исследования течения в ЛНА с различными геометрическими характеристиками для ступени насоса с коэффициентом быстроходности $n_s=120$.

Рассматривались ЛНА с плоскими диффузорными участками ($b_4=b_3$), т.к. они являются более технологичными. Течение во всех ЛНА было рассчитано для пяти режимов работы: $(0,8 \div 1,2)Q_{\text{НОМ}}$.

Увеличение угла раскрытия канала ЛНА до значений $\alpha_{\text{диф}}=11 \div 12^\circ$ сказалось положительно на величине потерь (рис. 12) и степени преобразования кинетической энергии в энергию давления.

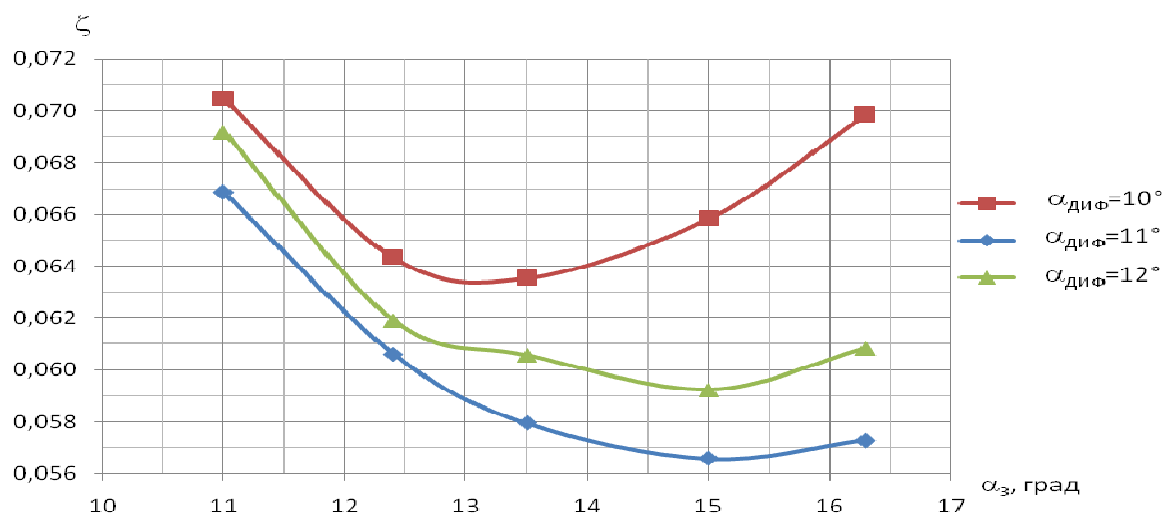


Рис. 12. Зависимость $\zeta=f(\alpha_3)$ при $\alpha_{\text{диф}}=11^\circ$, $Z_0=12$, $Z_0 \cdot a_0=1$

Для проточных частей насосов с коэффициентом быстроходности $n_s=110 \div 130$ с диаметром выхода $D_4=1,4D_2$ можно рекомендовать лопаточный направляющий аппарат с количеством лопаток $Z_0=12$, углом диффузорности $\alpha_{\text{диф}}=11^\circ$ и суммарной площадью проходных сечений, рассчитанных из условия обеспечения скорости, определенной по формулам:

$$a_0 = \frac{Q}{z_{\text{НА}} \cdot b_3 \cdot V_{3r}}; \text{ где } V_{3r} = K_C \cdot \sqrt{2gH}; K_C = 1,69 \cdot n_s^{-0,32}.$$

В главе 5 приведены результаты проектирования проточной части конденсатного электронасосного агрегата КЭНА 2245 – 220 для Нововоронежской АЭС-2. Выполнена расчетная оценка его энергокавитационных качеств с использованием двухмерных и трехмерных методов. Насос – центробежный, вертикальный, двухкорпусной секционного типа, четырехступенчатый с предвключенным колесом осевого типа и разгрузочным барабаном. Коэффици-

ент быстроходности ступени $n_s=212$. ПЧ представлена на рис. 10. Проектирование ПК и оценка кавитационных качеств велись с использованием разработанных методик.

В таблице 1 представлены расчетные и экспериментальные значения напора насоса и КПД. Величины объемного и внутреннего механического КПД определялись по известным эмпирическим зависимостям. Также учитывались потери в системе разгрузки от осевой силы и увеличение КПД за счет работы насоса при температуре $t=87,3$ °.

Таблица 1

Параметры		САПР ЛС	Ansys CFX 12	Эксперимент
Напор насоса, м	H	245,7	238,1	231,0
КПД насоса, %	η	84,8	80,9	82,7

На рис. 13 представлена характеристика КЭНА 2245 – 220, полученная в результате проведения заводских испытаний.

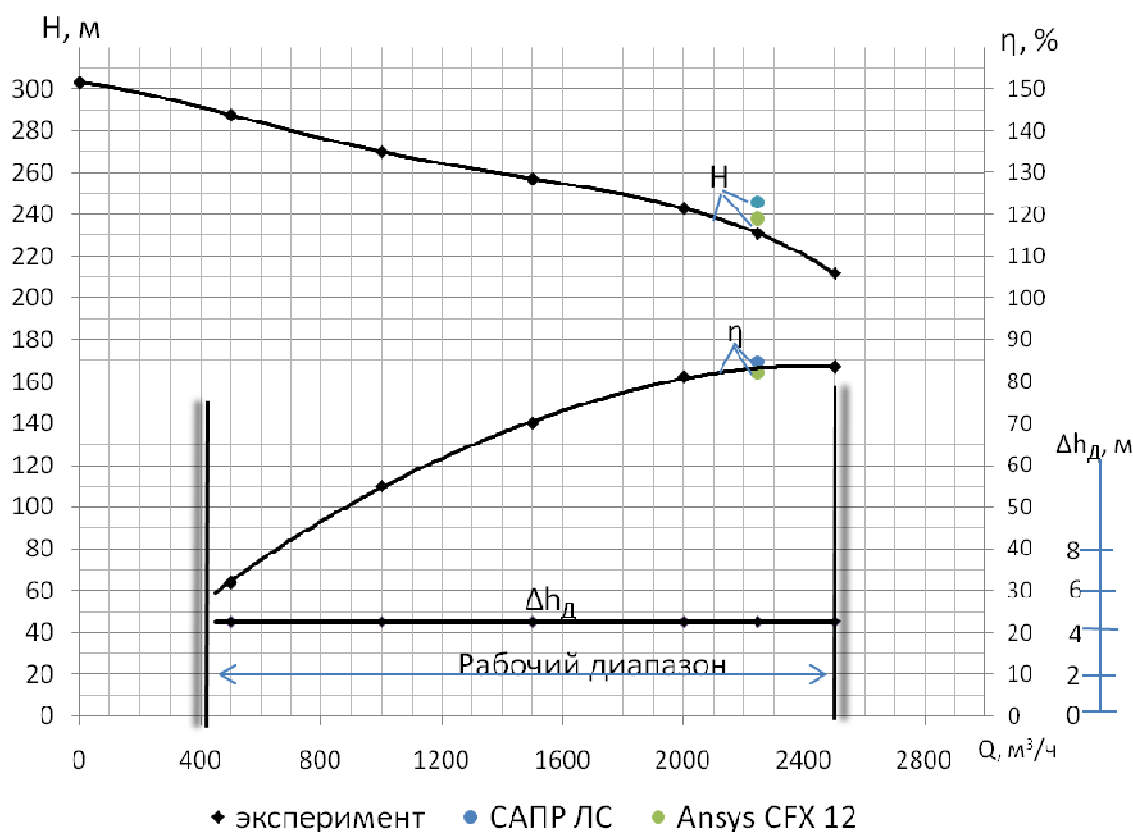


Рис. 13. Характеристики конденсатного электронасосного агрегата КЭНА 2245 – 220 ($n=1485$ об/мин, $t=87,3$ °С)

Расхождение результатов расчета и эксперимента по величине напора составило 6% для САПР ЛС и 3% для Ansys CFX 12, по КПД 2% и 2% соответственно.

Средства измерений испытательного стенда обеспечивали значения предельных относительных погрешностей подачи - не более 2%, напора - не более 1,5% и КПД - не более 3%.

Расчетами была спрогнозирована частная кавитационная характеристика ПК, по которой срыв работы происходил при $\Delta h = 3,0$ м. Расчетная картина течения в проточной части при данном значении кавитационного запаса представлена на рис. 14.

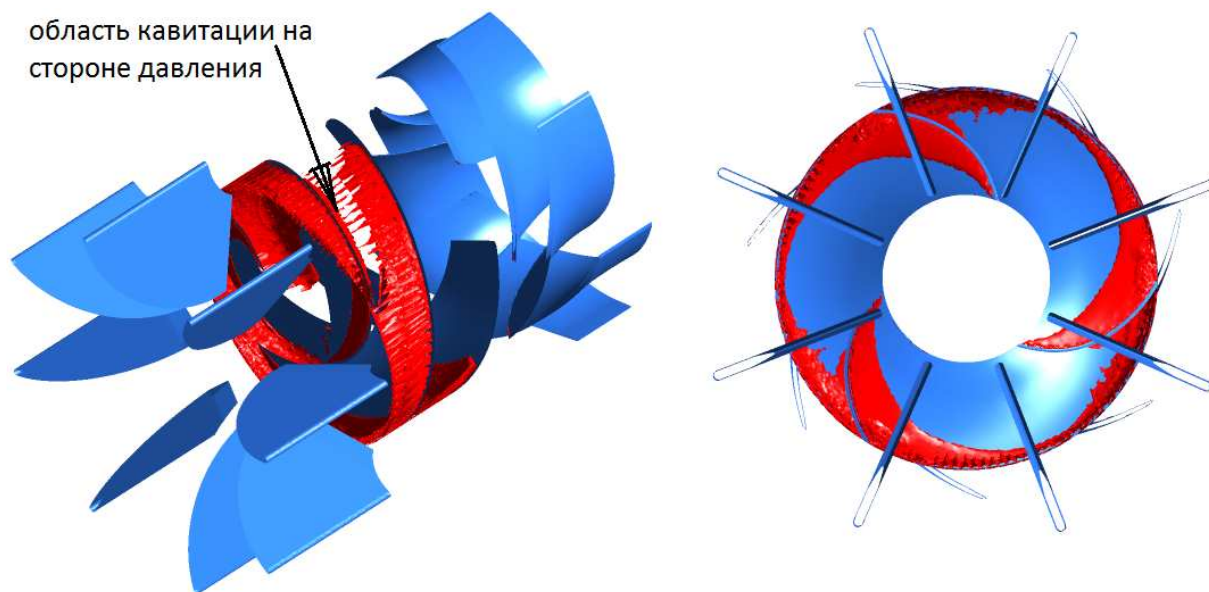


Рис. 14. Области кавитационных каверн при $\Delta h = 3,0$ м

Можно видеть, что срыв напора ПК происходит при образовании зоны разрежения на стороне давления его лопасти. Экспериментальные частные кавитационные характеристики КЭНА 2245 – 220 определялись по падению величины напора насоса. На номинальном режиме и режимах меньших подач при величине кавитационного запаса $\Delta h = 3,4$ м падение напора не наблюдалось и испытания прекращались.

ВЫВОДЫ

1. Разработана и апробирована методика, позволяющая прогнозировать частные кавитационные характеристики ПК на основе анализа бескавитационного течения с точностью до 10% по моменту полного срыва напора.
2. Выявлено, что лучшими антикавитационными качествами будет обладать ПК, в котором обеспечены минимальные пики разрежения на входе, эпюры давлений без провалов на стороне давления и разрежения и интенсивный рост давления на стороне разрежения лопасти ПК от входа к выходу.
3. С учетом результатов расчетных исследований разработана методика проектирования ПК шнеко-центробежных насосов с высокими энергокавитационными качествами с использованием двухмерных и трехмерных методов.
4. Проведены расчетные исследования влияния геометрических параметров ЛНА на гидравлические качества ступени с коэффициентом быстроходности $n_5 = 110 \div 130$. Для ЛНА с наружным диаметром $D_4 = 1,4D_2$ рекомендовано количество лопаток $Z_0 = 12$ и угол диффозорности $\alpha_{диф} = 11^\circ$. Для ЛНА подтверждены рекомендации Степанова А.И. для отводов канального типа по выбору площади проходных сечений на входе в направляющий аппарат.
5. Результаты расчетных исследований нашли хорошее подтверждение в полученных экспериментальных данных.
6. Разработанные методики проектирования предвключенных колес и оценки их энерге-

тических и кавитационных качеств, а также рекомендации по проектированию ЛНА использованы в ОАО «Пролетарский завод» при проектировании проточных частей ряда конденсатных электронасосных агрегатов: КЭНА 2245–220 и КЭНА 2000–100 для Нововоронежской АЭС-2, КЭНА 1250–250, КЭНА 1050 – 100, КЭНА 440 – 200, КЭНА 125 – 55 и КЭНА 50 – 55 для Белоярской АЭС-2.

Агрегаты КЭНА 2245–220, КЭНА 2000–100, КЭНА 125 – 55 и КЭНА 50 – 55 по результатам приемочных испытаний уже подтвердили требуемые технические параметры на уровне конденсатных насосов ведущих мировых производителей.

СПИСОК ОПУБЛИКОВАННЫХ РАБОТ СОИСКАТЕЛЯ

Публикации в изданиях, рекомендованных 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 научн. Центра РАН, 2011. – №1(2). – С. 407–410
2. Богун В.С. Изменение напора центробежного рабочего колеса путём запиловки выходных кромок лопастей / Богун В.С., Жарковский А.А., Пугачёв П.В., Шумилин С.А. // Компрессорная техника и пневматика, 2010. – №3. – С. 36-40
3. Поспелов А.Ю. Расчетное исследование течения и потерь в прямых и круговых решетках / Жарковский А.А., Поспелов А.Ю., Пугачев П.В.// Компрессорная техника и пневматика, 2011. – № 6. – С. 32-35
4. Пугачев П.В. Компьютерное исследование и визуализация течения в центробежных насосах / Жарковский А.А., Куриков Н.Н., Пугачев П.В., Шабров Н.Н.// Научно-технические ведомости СПбГПУ, Информатика. 2010. – №103. – С. 119-123
5. Пугачев П.В. Расчетное определение кавитационных характеристик центробежных насосов / 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. 411–414
6. Пугачев П.В. Улучшение кавитационных показателей циркуляционных насосов производства ОАО "Пролетарский завод" / Богун В.С., Пугачев П.В., Шумилин С.А. // Морской вестник, 2007. – №1 (21). – С. 36–37.
7. Свобода Д.Г. Исследование влияния параметров расчетного трехмерного вязкого течения на прогнозные характеристики осевого насоса / Свобода Д.Г., Жарковский А.А., Пугачев П.В., Донской А.С. // Известия Самарского научного центра российской академии наук. Том 14. – Самара. : Изд-во Самарского науч. центра РАН, 2012. – № 1(2). – С. 685 - 688

Статьи в научных изданиях

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

Подписано в печать 19.10.2012. Формат 60x84/16. Печать цифровая.
Усл. печ. л. 1,0. Тираж 100. Заказ 8911б.

Отпечатано с готового оригинал-макета, предоставленного автором,
в типографии ООО "КОСКО".
198052, Санкт-Петербург, 6-ая Красноармейская ул., 24, офис 21.
Тел.: (812) 712-63-13
Тел./факс: (812) 317-96-00

На правах рукописи

Пугачев Павел Владимирович



**РАЗВИТИЕ МЕТОДОВ РАСЧЕТА ЭЛЕМЕНТОВ ПРОТОЧНОЙ
ЧАСТИ ШНЕКО-ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ НА ОСНОВЕ
ДВУХМЕРНЫХ И ТРЕХМЕРНЫХ МОДЕЛЕЙ ТЕЧЕНИЯ**

Специальность 05.04.13 – Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Санкт-Петербург – 2012 г.

Работа выполнена на кафедре «Гидромашиностроение» Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет»

Научный руководитель:

Доктор технических наук, доцент, Жарковский Александр Аркадьевич.

Официальные оппоненты:

Климович Виталий Иванович, доктор физико-математических наук, главный научный сотрудник ВНИИГ им. Б.Е. Веденеева;

Захаров Александр Викторович, кандидат технических наук, доцент, ОАО «Силловые машины», г. Санкт-Петербург, ведущий инженер-конструктор СКБ «Гидротурбомаш» «ЛМЗ»

Ведущая организация: ОАО «ЦКТИ», г. Санкт - Петербург

Защита состоится «27» ноября 2012 г. в 18 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.

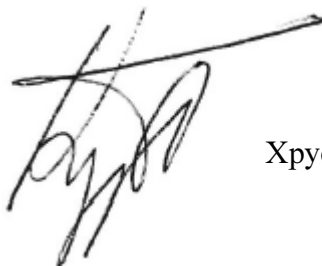
С диссертацией можно ознакомиться в фундаментальной библиотеке ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет»

Автореферат разослан « 26 » октября 2012 г.

Ученый секретарь

диссертационного совета Д 212.229.09

доктор технических наук, профессор



Хрусталеv Борис Сергеевич

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Центробежные насосы (ЦБН) широко применяются на атомных и тепловых электростанциях, где насосное оборудование задействовано во всех основных технологических и вспомогательных системах: в схеме подачи питательной воды в парогенератор, в главном циркуляционном контуре, циркуляционной системе охлаждения конденсаторов турбин, тракте основного конденсата и системе безопасности. В связи с развитием энергетики за последние 15...20 лет потребность в насосах для ТЭС и АЭС постоянно растет.

Увеличение энергоемкости агрегатов приводит к необходимости повышения эффективности насосов в возможно более широком диапазоне подач. Помимо высокой эффективности насосы достаточно часто должны иметь и высокие антикавитационные качества, для достижения которых широко используют схему насоса с предвключенным колесом - осевым с переменным шагом (ПК) или осевым с постоянным шагом - шнеком.

Разнообразие типов и параметров насосов требует сокращения сроков и повышения качества проектирования, что возможно с применением систем автоматизированного проектирования (САПР), в основе которых лежат математические модели для расчета течения, потерь и прогнозирования характеристик насосов. Применение математических моделей дает возможность вести процесс многовариантного проектирования с оценкой качеств элементов насоса и выбором оптимального варианта на стадии проектирования.

В настоящее время для оценки течения и потерь в лопастных системах насосов хорошо зарекомендовали себя двухмерные методы, которые требуют небольшого времени на их реализацию по сравнению с трехмерными методами и которые дают удовлетворяющие практику результаты. На завершающем этапе проектирования и оценки энергокавитационных качеств насосов используют трехмерные методы. Требуется развитие методов проектирования элементов проточной части для шнеко-центробежных насосов и создание методики прогнозирования их кавитационных характеристик. В связи с вышесказанным разработка и совершенствование методов проектирования и расчета элементов проточных частей шнеко-центробежных насосов с применением методов математического моделирования является актуальной.

Цель и задачи работы. Целью работы являлось совершенствование методов проектирования элементов проточной части шнеко-центробежных насосов с повышенными энергокавитационными качествами и методов прогнозирования их энергокавитационных характеристик с использованием двухмерных и трехмерных моделей расчета.

Для достижения поставленной цели были сформулированы следующие основные задачи:

- провести анализ существующих методов проектирования предвключенных колес и шнеков и методов прогнозирования их кавитационных характеристик;
- разработать и апробировать методику прогнозирования кавитационных характеристик предвключенных осевых колес шнеко-центробежных насосов на основе двухмерных и трехмерных методов расчета бескавитационного течения;
- разработать и апробировать методику проектирования предвключенных колес с ис-

пользованием двухмерных и трехмерных методов;

- провести расчетные исследования влияния параметров лопаточного направляющего аппарата на его гидравлические качества и дать рекомендации по их выбору.

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

Научная новизна. Разработана и апробирована методика прогнозирования частных кавитационных характеристик предвключенных колес осевого типа на основе анализа бескавитационного течения. Выявлены факторы, влияющие на степень развития кавитационных явлений в ПК, с учетом которых разработана методика проектирования ПК шнеко-центробежных насосов с высокими энергокавитационными качествами с использованием двухмерных и трехмерных методов.

Получены рекомендации по выбору параметров лопаточных направляющих аппаратов центробежных насосов низкой и средней быстроходности.

Практическая значимость работы. Разработанные методики проектирования предвключенных осевых колес и оценки их антикавитационных качеств использованы в ОАО «Пролетарский завод» при проектировании проточных частей ряда конденсатных электронасосных агрегатов: КЭНА 2245–220 и КЭНА 2000–100 для Нововоронежской АЭС-2 и Ленинградской АЭС-2, КЭНА 1250–250 для Белоярской АЭС-2 и др.. Разработанные насосы отвечают современным техническим требованиям и имеют характеристики на уровне конденсатных насосов ведущих мировых производителей. При проектировании проточных частей указанных насосов были использованы разработанные автором рекомендации по выбору параметров лопаточных направляющих аппаратов.

Рекомендации по использованию. Результаты работы рекомендованы к использованию при проектировании проточных частей (ПЧ) шнеко-центробежных насосов с высокими антикавитационными и энергетическими качествами.

Достоверность результатов. Достоверность результатов теоретических исследований с использованием двух- и трехмерных методов подтверждена хорошей сходимостью с результатами экспериментов.

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

- создание и апробация методики расчета кавитационных характеристик предвключенных осевых колес шнеко-центробежных насосов с использованием двухмерных и трехмерных гидродинамических методов, на основе анализа бескавитационного течения;

- создание методики проектирования предвключенных колес ступеней насосов, обладающих высокими энергокавитационными качествами, с использованием двухмерных и трехмерных методов;

- результаты расчетного исследования влияния параметров лопаточного направляющего аппарата на гидравлические качества ЦБН.

Апробация работы. Основные материалы работы докладывались и обсуждались на конференциях: МНТК "Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика.

Современное состояние и перспективы развития". СПб, СПбГПУ, 2008; МНТК "ЕСОРУМР.RU'2008. Эффективность и экологичность насосного оборудования". М, 2008; 7-ая МНТК студентов и аспирантов "Гидромашины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика". М, МГТУ им Баумана, 2008; 6-ая МНТК "Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития". СПб, СПбГПУ, 2010; МНТК "ЕСОРУМР.RU'2010. Эффективность и экологичность насосного оборудования". М, 2010; 15-ая МНТК студентов и аспирантов "Гидромашины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика". М, МГТУ им Баумана, 2011; XIII МНТК "ТЕРВИКОН-2011", Международный форум "НАСОСЫ-2011". СумГУ, г. Сумы, Украина, 2011; МНТК "Эффективность и экологичность насосного оборудования и инновационное оборудование и технологии в арматуростроении". М, 2011.

Публикации. По теме диссертационной работы опубликовано 8 научных работ (в т.ч. 7 работ в журналах, рекомендованных ВАК).

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения и библиографического списка литературы из 82 наименований. Основное содержание работы изложено на 161 странице (включает 141 рисунок и 17 таблиц).

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность выполнения работы по совершенствованию методов проектирования элементов проточной части шнеко-центробежных насосов. Сформулированы цель и задачи работы.

В первой главе дан обзор состояния проблем, связанных с методами проектирования предвключенных осевых колес и лопаточных направляющих аппаратов многоступенчатых шнеко-центробежных насосов, и прогнозирования их гидравлических качеств.

Существующие методы проектирования ПК не дают инженеру информации о пути возможного повышения их энергокавитационных качеств и, зачастую, не позволяют выбрать оптимальные параметры лопастной системы (ЛС). В рамках проектирования ЛС гидротурбин и насосов хорошо себя зарекомендовал программный комплекс автоматизированного проектирования (САПР ЛС), разработанный в ОАО ЦКТИ. В комплекс входят осесимметричная задача в редакции В. И. Климовича и задача обтекания профилей в слое переменной толщины, разработанная Б. С. Раухманом. Реализация геометрии проточной части и ЛС осуществлена А. В. Федоровым. Комплекс позволяет оперативно оценивать гидравлические качества спроектированных лопастных систем. Методика проектирования ПК с использованием данного подхода в настоящее время отсутствует.

В отличие от отводов канального типа экспериментальные данные по влиянию параметров лопаточного направляющего аппарата (ЛНА) на гидравлические качества ступени насоса отсутствуют. Проведение многовариантных расчетов течения в ЛНА с предварительной апробацией методов расчета позволит определить оптимальные параметры ЛНА для проточных частей ЦБН с коэффициентом быстроходности $n_s=110\div 130$.

Во второй главе выполнена апробация методов расчета пространственного вязкого течения и потерь, используемых в работе.

С этой целью проведено расчетное исследование потерь в дозвуковых решетках, по которым имеются экспериментальные данные Степанова Г.Ю., полученные в ЦИАМ им. П.И. Баранова. При углах атаки от -20 до $+30^\circ$ получена хорошая сходимость расчетных и экспериментальных интегральных характеристик потока - потерь в решетках лопаток (рис. 1).

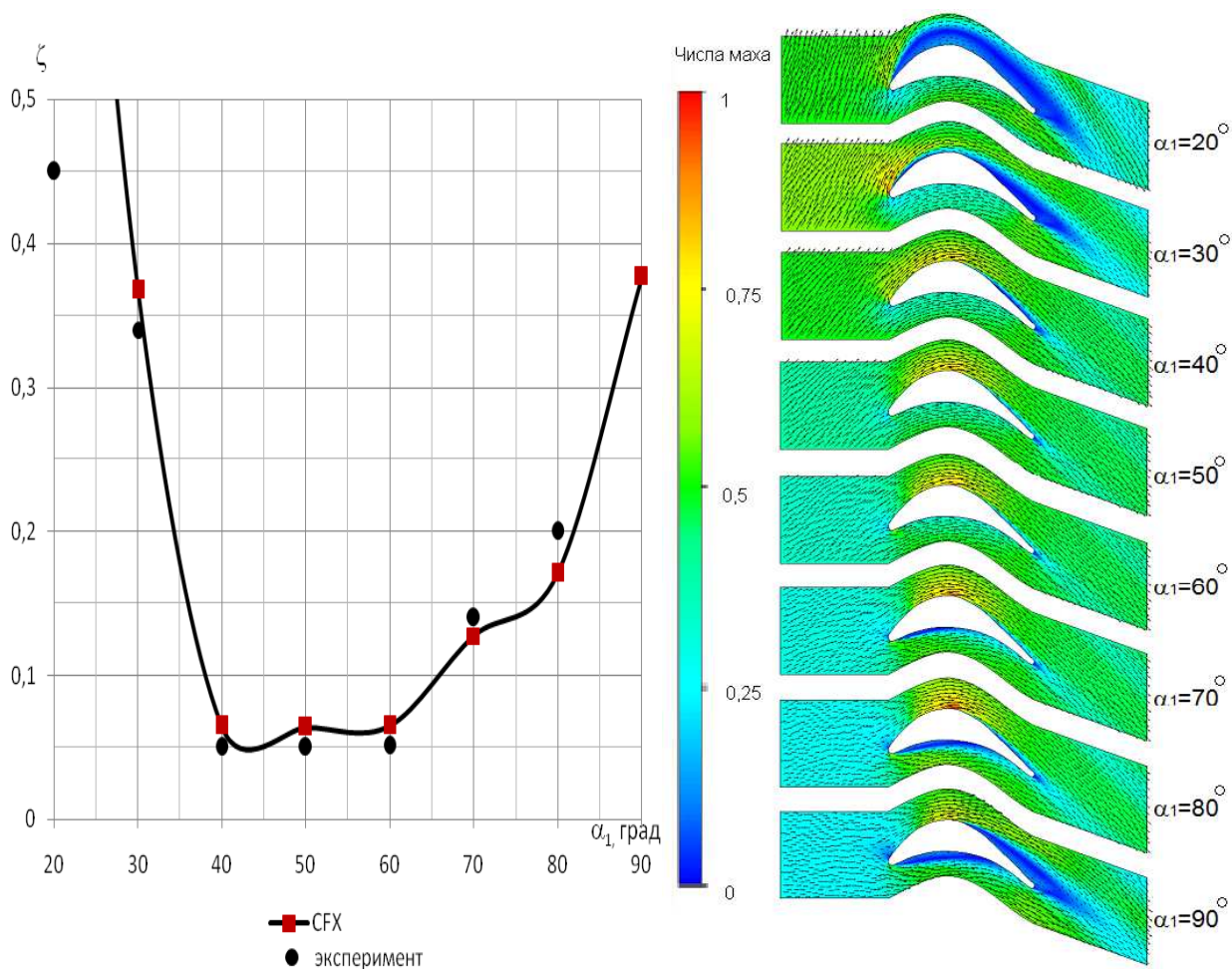


Рис. 1. Зависимость коэффициента потерь от угла входа потока (профиль № 69)

На кафедре гидромашиностроения СПбГПУ были проведены исследования ступени питательного насоса (ПН) с коэффициентом быстроходности $n_s=120$. На определенных режимах ($0,7Q_{ном}$, $Q_{ном}$ и $1,3Q_{ном}$) фиксировалось положение донных линий тока на обтекаемых поверхностях. Линии тока фотографировались и переносились на кальку.

С целью апробации методов расчета трехмерного вязкого течения в ступенях насосов, для указанных режимов был проведен численный эксперимент с применением стандартной $k-\epsilon$ модели турбулентности и расчетной области, состоящей из последовательно соединенных через интерфейс "осреднение по окружности" сегментов элементов проточной части с заданными условиями периодичности.

На рис. 2 представлены расчетная модель проточной части и донные линии тока (ДЛТ) на поверхности стороны разрежения лопасти рабочего колеса (РК) промежуточной ступени, полученные по результатам проведенного физического (слева) и численного (справа) экспериментов на номинальном режиме работы. Сравнение напорных характеристик приведено на рис. 3.

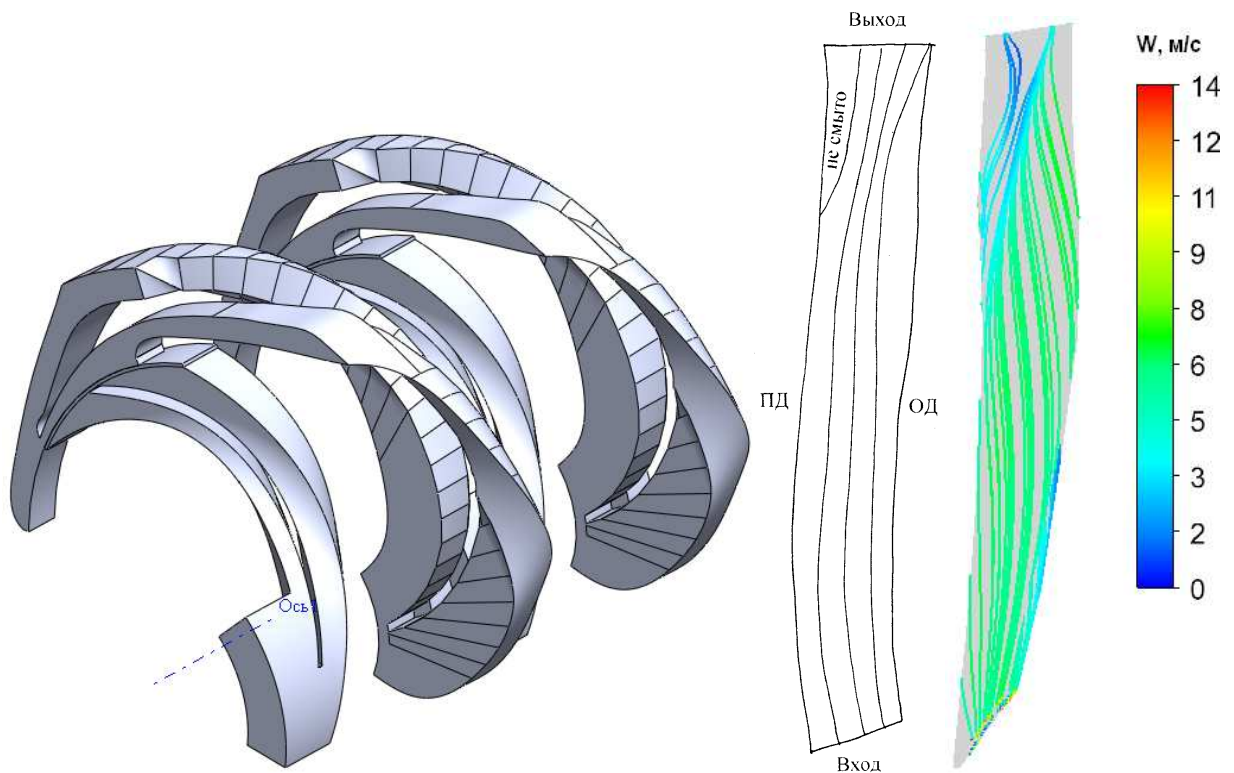


Рис. 2. Модель проточной части и ДДТ на стороне разреза лопасти РК ПН, $Q=Q_{НОМ}$

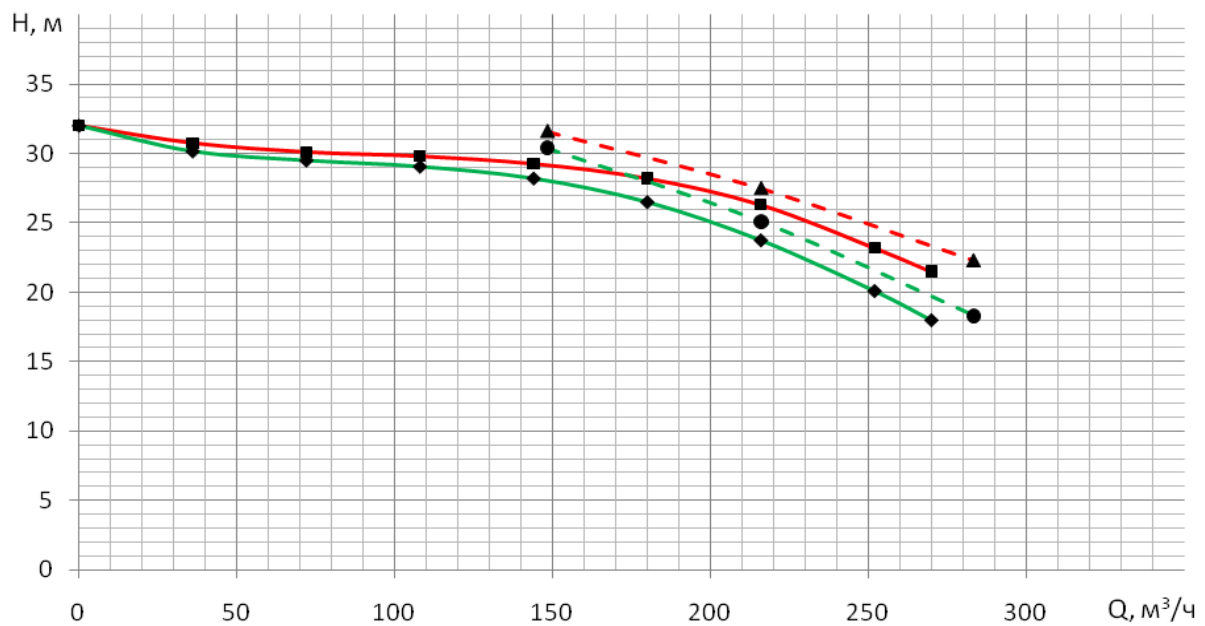


Рис. 3. Напорные характеристики ступени

- физический эксперимент 1ая ступень
- ◆— физический эксперимент промежуточная ступень
- -▲- - численный эксперимент 1ая ступень
- -●- - численный эксперимент промежуточная ступень

Из сравнения интегральных расчетных и экспериментальных параметров потока (рис. 3) можно видеть, что на номинальном режиме расхождение по напору не превышает 5%. В целом, имеет место достаточно хорошее согласование качественной картины течения

и интегральных параметров при численном и экспериментальном исследовании проточной части ступени многоступенчатого центробежного насоса.

Предвключенное колесо шнеко-центробежного насоса является осевым, поэтому для апробации методов расчета пространственного вязкого течения в колесах такого типа был проведен численный эксперимент с использованием программного комплекса Ansys CFX 12 для проточной части осевого насоса "ОД-21" с коэффициентом быстроходности $n_s=1280$ ($Q=640 \text{ м}^3/\text{час}$; $H = 1,63 \text{ м}$; $n = 1200 \text{ об/мин}$), по которой имелись экспериментальные данные.

Численный эксперимент выполнялся на режимах работы в диапазоне $(0,9 \dots 1,1) Q_{\text{ном}}$.

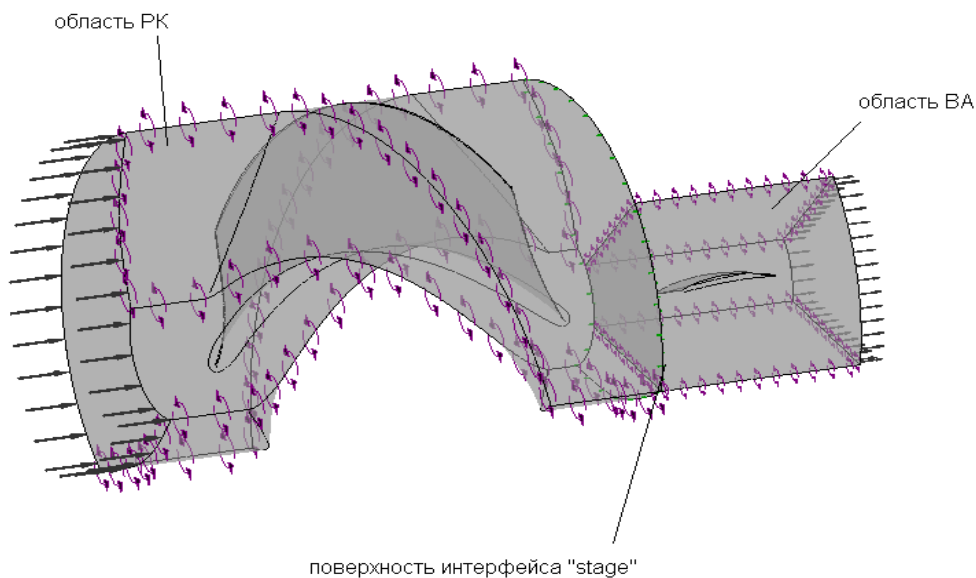


Рис. 4. Расчетная модель проточной части осевого насоса ОД-21

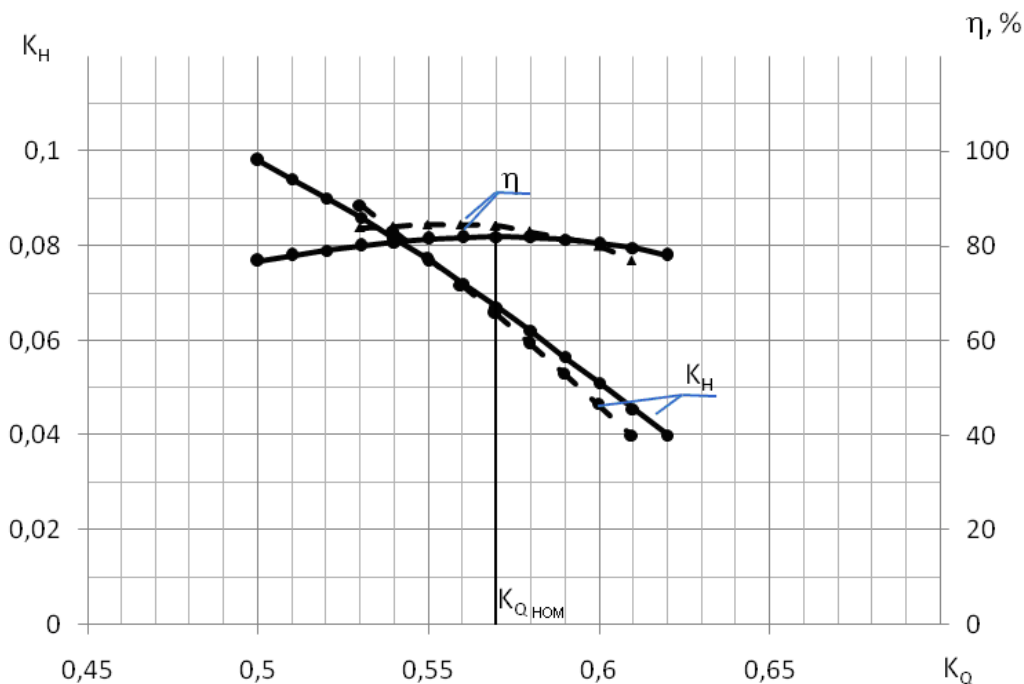


Рис. 5. Зависимости КПД ступени насоса от режима работы

- – физический эксперимент
- - - - - – численный эксперимент

Из сравнения интегральных расчетных и экспериментальных параметров потока можно видеть, что расхождение по напору на номинальном режиме работы составляет 2%, по КПД – 1,5%. Получено достаточно хорошее качественное согласование интегральных параметров при численном и экспериментальном исследовании проточной части осевого насоса.

В главе 3 разработана и апробирована методика прогнозирования частных кавитационных характеристик ПК, основанная на анализе распределения давления в проточной части ПК, полученного по расчету бескавитационного течения. Данный подход позволяет значительно сократить время расчета частных кавитационных характеристик ПК, и выбрать оптимальные параметры ЛС ПК при многовариантном проектировании.

Определенные по разработанной методике срывные характеристики сопоставлялись с результатами расчетов течения с использованием двухфазной модели кавитации Ansys CFX 12, которая дает удовлетворительную сходимость с экспериментальными данными (см. рис. 6).

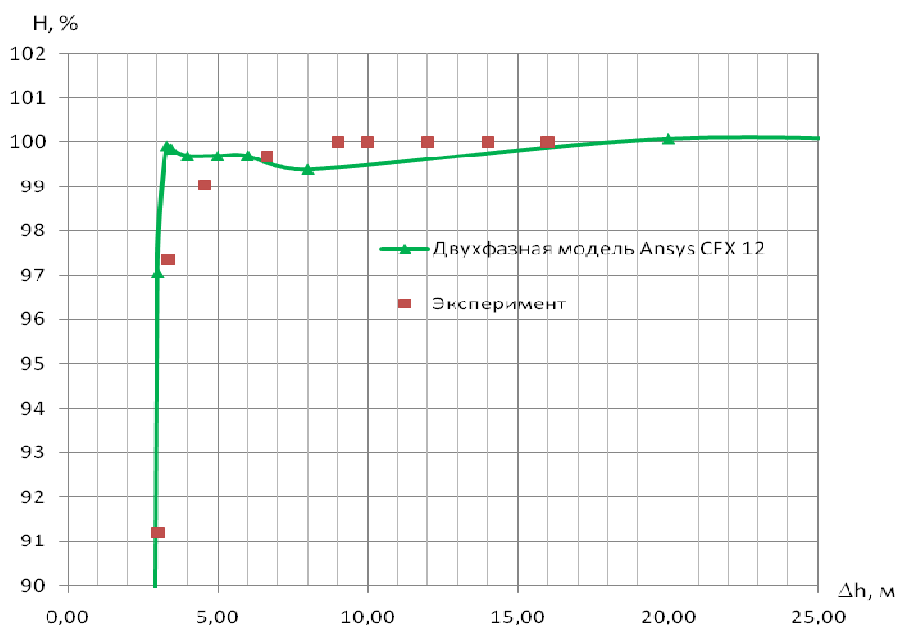


Рис. 6. Сопоставление расчетной и экспериментальной частных кавитационных характеристик НПВ 5000 – 120 при $Q = 0,82Q_M = 5000 \text{ м}^3/\text{ч}$

Расчетный анализ бескавитационных течений в различных ПК на разных режимах работы показывает, что область максимального динамического разрежения образуется непосредственно перед входом в лопастную систему ПК. Однако при работе ПК с кавитационным запасом, не обеспечивающим полное отсутствие кавитации, протяженность кавитационных каверн значительно превышает размеры областей с разрежением, соответствующим данному кавитационному запасу при бескавитационном течении. На рис. 7 представлены эпюры давлений вокруг лопасти ПК в периферийном сечении, полученные расчетом с использованием двухфазной модели кавитации Ansys CFX 12. Явление кавитации в лопастных гидромашинах, возникает не только на поверхностях лопастей, но и в той области проточной части, где местное статическое давление в потоке падает до давления, близкого к давлению насыщенных паров. Развитие кавитации сопровождается образованием кавитационных каверн, размеры которых увеличиваются с уменьшением величины кавитационного запаса, что приводит к

увеличению скоростей в проточной части, а значит к дополнительному снижению давления. Следовательно, необходимо учитывать изменение скоростей вследствие образования кавитационных каверн на входе в лопастную систему ПК.

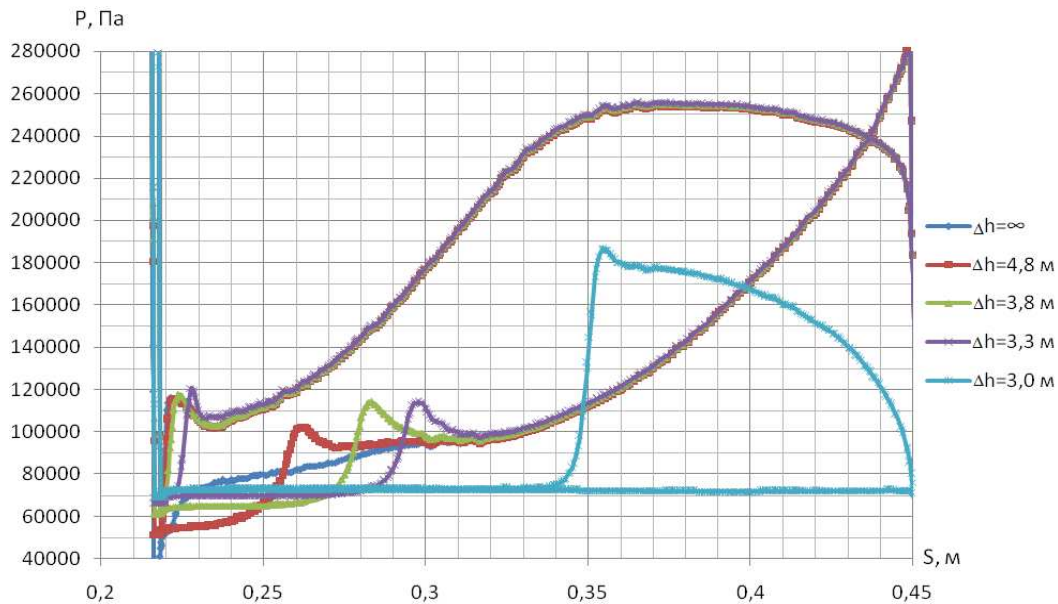


Рис. 7. Эпюры давлений вокруг лопасти ПК в периферийном сечении при различных значениях кавитационного запаса

Так как максимальное разрежение в проточной части ПК возникает на входе в лопастную систему, то логично предположить, что поперечные размеры кавитационных каверн определяются размерами областей с разрежением, соответствующим данному кавитационному запасу при бескавитационном течении. Тогда, если представить, что на входе в ПК образовалась кавитационная каверна, занимающая определенную часть площади (F_{K1}) его канала, то скорость на стороне разрежения ПК в рассматриваемом сечении ($S=\text{const}$) составит

$$W_{K1} = W \cdot \frac{F_1}{F_1 - F_{K1}},$$

где W – относительная скорость на стороне разрежения лопасти ПК при отсутствии кавитации; F_1 – площадь сечения канала ПК на входе; F_{K1} – площадь, занимаемая кавитационной каверной. Величина снижения давления в рассматриваемом сечении на стороне разрежения лопасти ПК составит

$$\frac{\Delta p(S)}{\rho \cdot g} = \frac{W_{K1}^2 - W_K^2}{2 \cdot g}.$$

Наличие кавитации на стороне разрежения лопасти ПК в сечениях $S=\text{const}$ определяется из условия:

$$p(S) \leq p_d + \Delta p(S) \tag{1},$$

где S – осевая координата ПК, $p(S)$ – давление на лопасти ПК при бескавитационном течении. В момент, когда данное условие перестает выполняться, кавитационная каверна пропадает и происходит резкое увеличение давления.

На рис. 8 представлено распределение давления в развернутом цилиндрическом сечении

ПК при бескавитационном течении.

Каждому значению кавитационного запаса ПК будет соответствовать определенная площадь области разрезания, которую можно определить, рассмотрев n сечений ПК.

$$F_{K1} = \sum^n \Delta F_{K1}.$$

Протяженность кавитационной каверны определяется из условия (1).

При достижении каверной сечения канала ПК между рабочей и тыльной сторонами лопасти происходит понижение давления у рабочей стороны, что видно из рис. 7. В момент, когда давление на рабочей стороне лопасти понижается до величины давления парообразования, входная часть рассматриваемого цилиндрического сечения полностью захватывается областью кавитации. Именно в этот момент по результатам расчетов с двухфазной моделью кавитации фиксируется резкое снижение напора и КПД ПК.

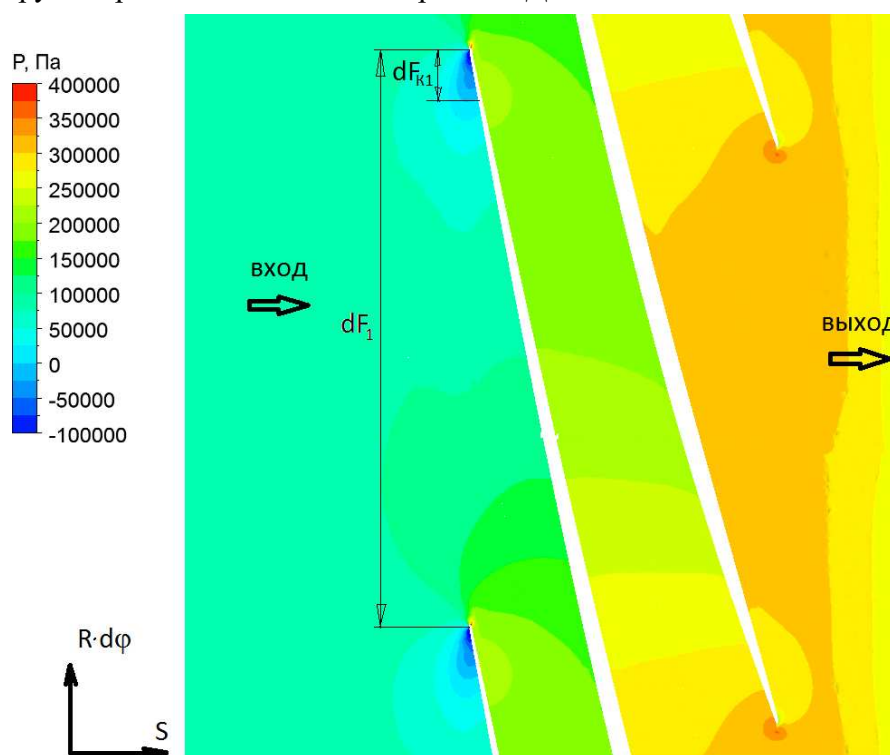


Рис. 8. Поле давления в цилиндрическом сечении ПК при бескавитационном течении

На режимах малых подач в периферийной части на входе в ПК возникает область противотока, обеспечивающая практически безударный вход активного потока. Т.е. средние скорости активного потока на входе ПК практически не меняются при изменении подачи.

Экспериментально установлено, что при развитии кавитации в ПК область противотока уменьшается вследствие загромождения проходного сечения кавитационными кавернами.

Результаты расчетов течения в ПК с использованием двухфазной модели кавитации Ansys CFX 12 подтверждают данный факт. В момент непосредственно перед полным срывом напора ПК область противотока отсутствует.

Обозначим подачу предвключенного осевого колеса Q_M , при которой поток поступает в его лопастную систему безударно.

Для разрабатываемой методики прогнозирования частной кавитационной характеристики ПК принято, что на режимах малых подач увеличение относительных скоростей в каналах и меридианных скоростей на входе в ПК происходит при условии $F_{KI} > F_{II}$, где F_{II} – площадь занятая противотоком, которая принимается равной $F_{II} = F_1 \cdot (1 - \frac{Q}{Q_M})$.

Момент полного срыва напора ПК определяется условиями $F_{KI} > F_{II}$ (2) и $\Delta h = \frac{V_{M_CP}^2}{2 \cdot g}$ (3),

где V_{M_CP} – среднее значение меридианных скоростей на входе в ПК с учетом загромождения проходного сечения кавитационными кавернами.

На режимах работы ПК $Q < 0,5 \cdot Q_M$, как правило, при значении кавитационного запаса, соответствующем средней величине удельной кинетической энергии активного потока при бескавитационном обтекании, т.е. при выполнении условия (3), еще остается запас по наличию противотока, т.е. условие (2) не выполняется. При этом скорости потока на входе в ПК могут незначительно уменьшиться, что дает некоторый запас по моменту полного срыва напора, однако, работа ПК при этом будет неустойчивой.

На режимах работы ПК $Q > 0,5 \cdot Q_M$ область противотока пропадает до момента выполнения условия (2), после чего происходит увеличение меридианных скоростей активного потока до момента выполнения условия (3).

Прогнозирование кавитационных характеристик ПК до момента полного срыва напора ведется на основе методики Гопажа Г.И., разработанной и используемой для определения кавитационных качеств гидравлических турбин. Только вместо исходных эпюр давления при бескавитационном обтекании лопастей будут использоваться модифицированные эпюры давления, определенные с учетом увеличения относительных скоростей в каналах ПК.

Запишем выражение для гидравлического КПД ПК насоса:

$$\eta_{\Gamma} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\omega \cdot M_Z},$$

где M_Z – крутящий момент относительно оси вращения рабочего колеса, ω – угловая частота вращения РК, Q – подача ПК, H – напор ПК, ρ – плотность перекачиваемой жидкости.

Из представленной формулы следует, что при уменьшении величины крутящего момента будет уменьшаться отношение $\frac{H}{\eta_{\Gamma}}$. Значение данного отношения может уменьшаться за счет понижения величины напора или за счет одновременного понижения напора и гидравлического КПД, но при этом интенсивность падения H должна быть больше интенсивности снижения η_{Γ} .

Величина момента M_Z определяется по формуле:

$$M_Z = \int_S \Delta p \cdot r \cdot dS,$$

где Δp – перепад давлений на элементарной меридиональной проекции площадки dS поверхности лопасти.

В рамках указанных допущений можно по изложенной выше методике построить харак-

теристику $M_Z=f(\Delta h)$. Зависимость снижения H при уменьшении Δh будет повторять зависимость $M_Z=f(\Delta h)$ только в случае ($\eta=\text{const}$).

На рис. 9 приведено сопоставление частных кавитационных характеристик ПК на режимах работы $Q=Q_M$ и $Q = 0,5Q_M$, рассчитанных по разработанной методике и двухфазной модели кавитации Ansys CFX 12. Для режима работы $Q = 0,5Q_M$ дополнительно была нанесена срывная характеристика полученная по разработанной методике, но с учетом уменьшения КПД ПК определенного по расчету в Ansys CFX 12.

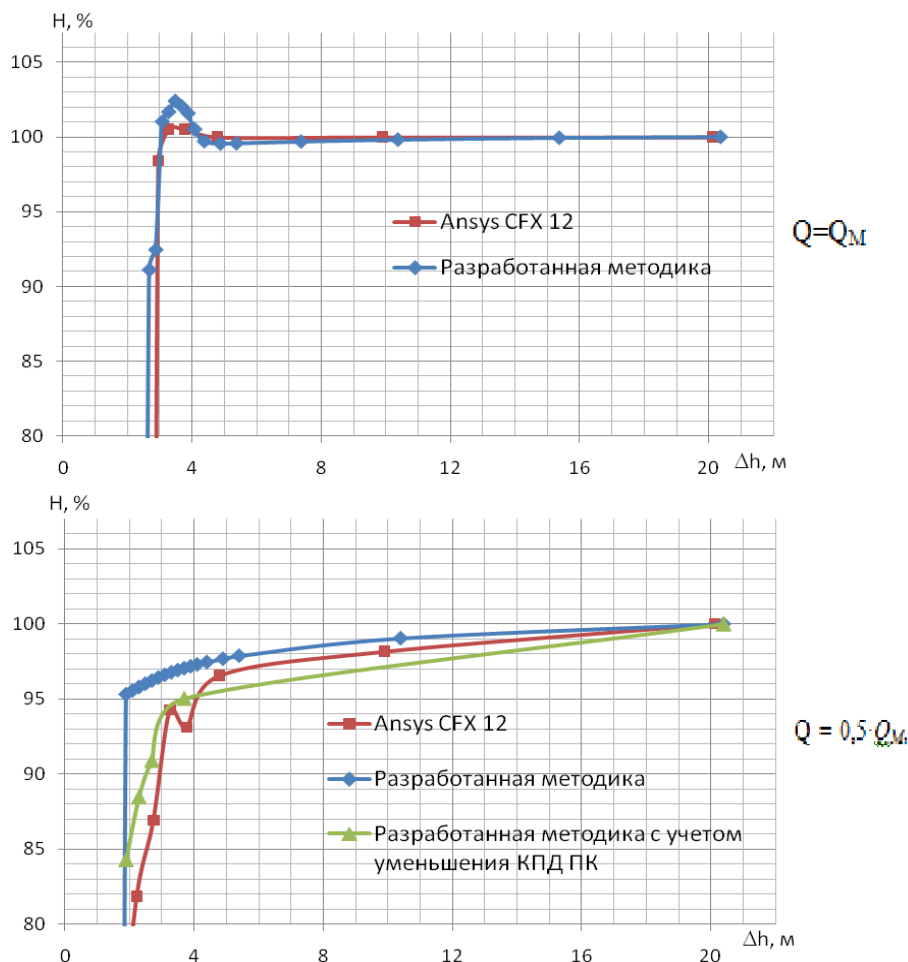


Рис. 9. Сопоставление расчетных частных кавитационных характеристик

Таким образом, разработанная методика прогнозирования частных кавитационных характеристик ПК позволяет спрогнозировать зависимость падения напора от величины кавитационного запаса с большей точностью в диапазоне подач $Q = (0,8 \div 1,0)Q_M$ при условиях отсутствия областей провалов давления на входе рабочей стороны лопасти. На режимах работы $Q < 0,5Q_M$ вследствие уменьшения КПД ПК при значительном снижении кавитационного запаса точность прогнозирования кавитационной характеристики падает, однако, момент полного срыва напора ПК прогнозируется хорошо.

Глава 4 посвящена совершенствованию методов проектирования ПК и ЛНА (рис. 10) с целью обеспечения лучших энергокавитационных качеств шнекоцентробежных насосов.

Исходя из представленных в главе 3 данных, следует, что лучшими антикавитационными качествами будет обладать ПК, в котором обеспечены минимальные пики разрежения на

входе в ПК, а значит и меньшие поперечные размеры кавитационных каверн при различных значениях кавитационного запаса. Помимо этого, для достижения максимальных антикавитационных качеств ПК необходимо обеспечить вид эпюр давлений вокруг его лопастей, исключающий провалы на стороне давления и разрежения. Причем, чем интенсивнее будет рост давления на стороне разрежения лопасти ПК от входа к выходу, тем раньше будет схлопываться кавитационная каверна, и, следовательно, достигать стороны давления следующей лопасти при меньших значениях кавитационного запаса.

С учетом изложенного разработана методика проектирования ПК и рекомендации по выбору его геометрических параметров.

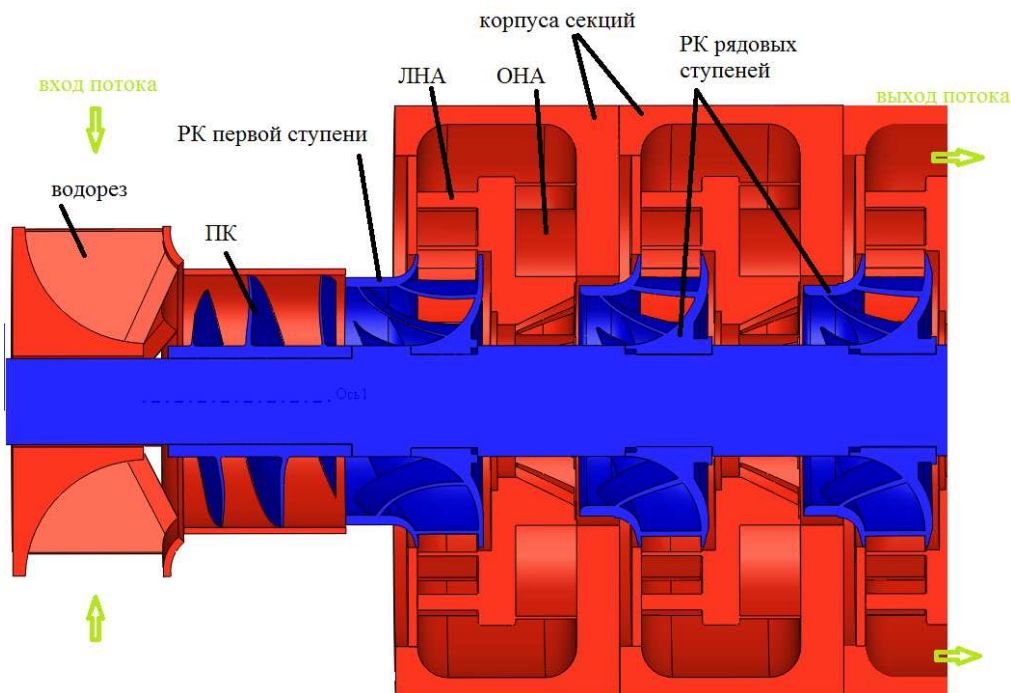


Рис. 10. Фрагмент проточной части многоступенчатого шнеко-центробежного насоса

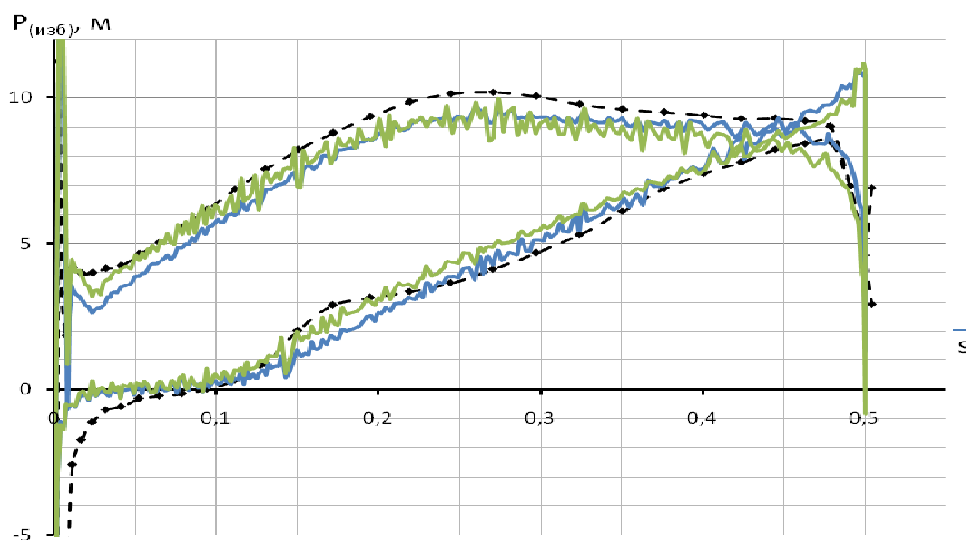


Рис. 11. Распределение давления вокруг лопасти ПК КЭНА 125 – 55 от относительной меридианной координаты в периферийном сечении:
 - - - - САПР ЛС;
 — Ansys CFX 12 гидравлически гладкие стенки;
 — Ansys CFX 12 с условием проскальзывания

С использованием двухмерных и трехмерных методов проведены расчеты эпюр давления (рис. 11) и относительных скоростей вокруг лопасти ПК в различных сечениях.

Проведено сравнение интегральных расчетных параметров ПК по САПР ЛС и Ansys CFX 12. Разница в величине напора составила $\approx 2\%$, гидравлического КПД $\approx 5\%$.

Хорошая сходимость результатов расчетов ПК по САПР ЛС и Ansys CFX 12 подтверждает целесообразность использования разработанной методики проектирования ПК.

С целью определения оптимальных параметров ЛНА насосов с использованием Ansys CFX 11 были проведены расчетные исследования течения в ЛНА с различными геометрическими характеристиками для ступени насоса с коэффициентом быстроходности $n_s=120$.

Рассматривались ЛНА с плоскими диффузорными участками ($b_4=b_3$), т.к. они являются более технологичными. Течение во всех ЛНА было рассчитано для пяти режимов работы: $(0,8 \div 1,2)Q_{\text{НОМ}}$.

Увеличение угла раскрытия канала ЛНА до значений $\alpha_{\text{диф}}=11 \div 12^\circ$ сказалось положительно на величине потерь (рис. 12) и степени преобразования кинетической энергии в энергию давления.

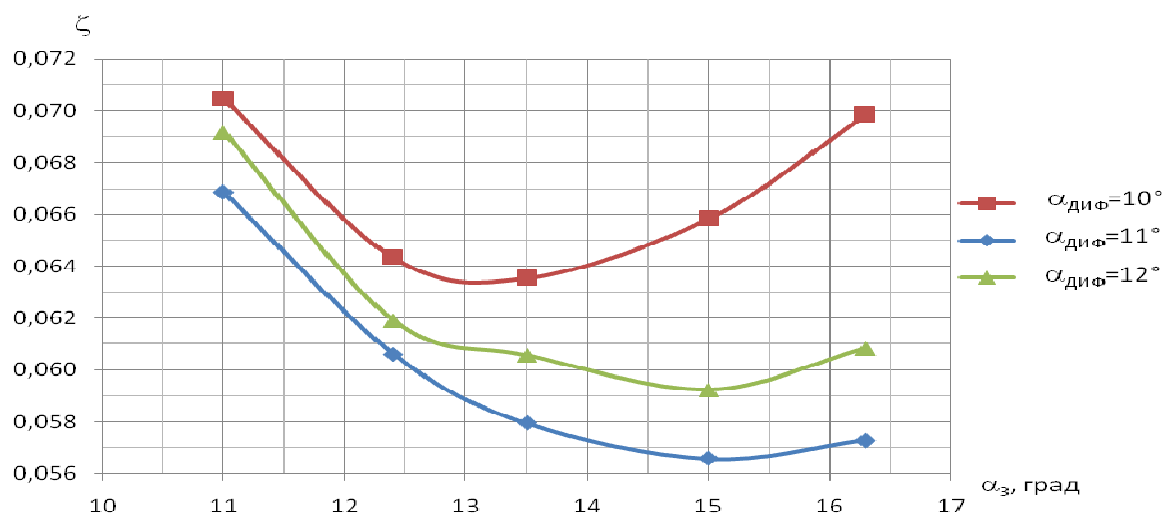


Рис. 12. Зависимость $\zeta=f(\alpha_3)$ при $\alpha_{\text{диф}}=11^\circ$, $Z_0=12$, $Z_0 \cdot a_0=1$

Для проточных частей насосов с коэффициентом быстроходности $n_s=110 \div 130$ с диаметром выхода $D_4=1,4D_2$ можно рекомендовать лопаточный направляющий аппарат с количеством лопаток $Z_0=12$, углом диффузорности $\alpha_{\text{диф}}=11^\circ$ и суммарной площадью проходных сечений, рассчитанных из условия обеспечения скорости, определенной по формулам:

$$a_0 = \frac{Q}{z_{\text{НА}} \cdot b_3 \cdot V_{3r}}; \text{ где } V_{3r} = K_C \cdot \sqrt{2gH}; K_C = 1,69 \cdot n_s^{-0,32}.$$

В главе 5 приведены результаты проектирования проточной части конденсатного электронасосного агрегата КЭНА 2245 – 220 для Нововоронежской АЭС-2. Выполнена расчетная оценка его энергокавитационных качеств с использованием двухмерных и трехмерных методов. Насос – центробежный, вертикальный, двухкорпусной секционного типа, четырехступенчатый с предвключенным колесом осевого типа и разгрузочным барабаном. Коэффици-

ент быстроходности ступени $n_s=212$. ПЧ представлена на рис. 10. Проектирование ПК и оценка кавитационных качеств велись с использованием разработанных методик.

В таблице 1 представлены расчетные и экспериментальные значения напора насоса и КПД. Величины объемного и внутреннего механического КПД определялись по известным эмпирическим зависимостям. Также учитывались потери в системе разгрузки от осевой силы и увеличение КПД за счет работы насоса при температуре $t=87,3$ °.

Таблица 1

Параметры		САПР ЛС	Ansys CFX 12	Эксперимент
Напор насоса, м	H	245,7	238,1	231,0
КПД насоса, %	η	84,8	80,9	82,7

На рис. 13 представлена характеристика КЭНА 2245 – 220, полученная в результате проведения заводских испытаний.

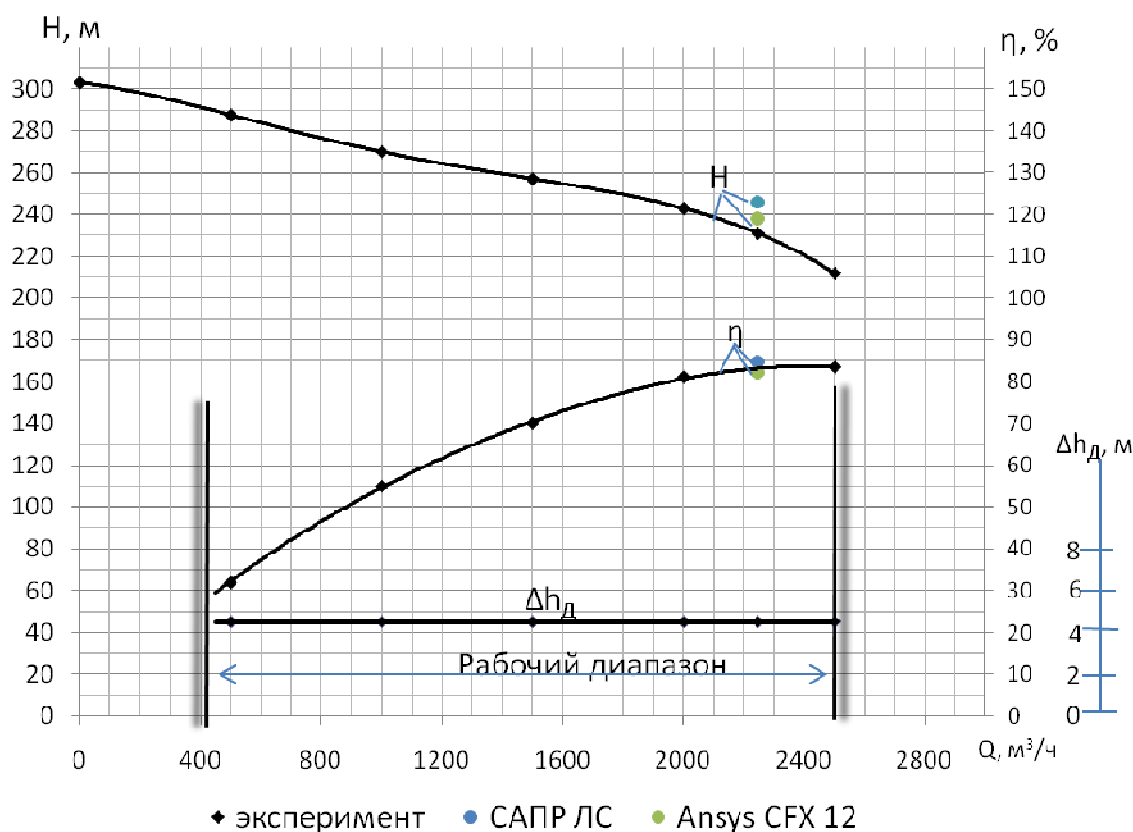


Рис. 13. Характеристики конденсатного электронасосного агрегата КЭНА 2245 – 220 ($n=1485$ об/мин, $t=87,3$ °С)

Расхождение результатов расчета и эксперимента по величине напора составило 6% для САПР ЛС и 3% для Ansys CFX 12, по КПД 2% и 2% соответственно.

Средства измерений испытательного стенда обеспечивали значения предельных относительных погрешностей подачи - не более 2%, напора - не более 1,5% и КПД - не более 3%.

Расчетами была спрогнозирована частная кавитационная характеристика ПК, по которой срыв работы происходил при $\Delta h = 3,0$ м. Расчетная картина течения в проточной части при данном значении кавитационного запаса представлена на рис. 14.

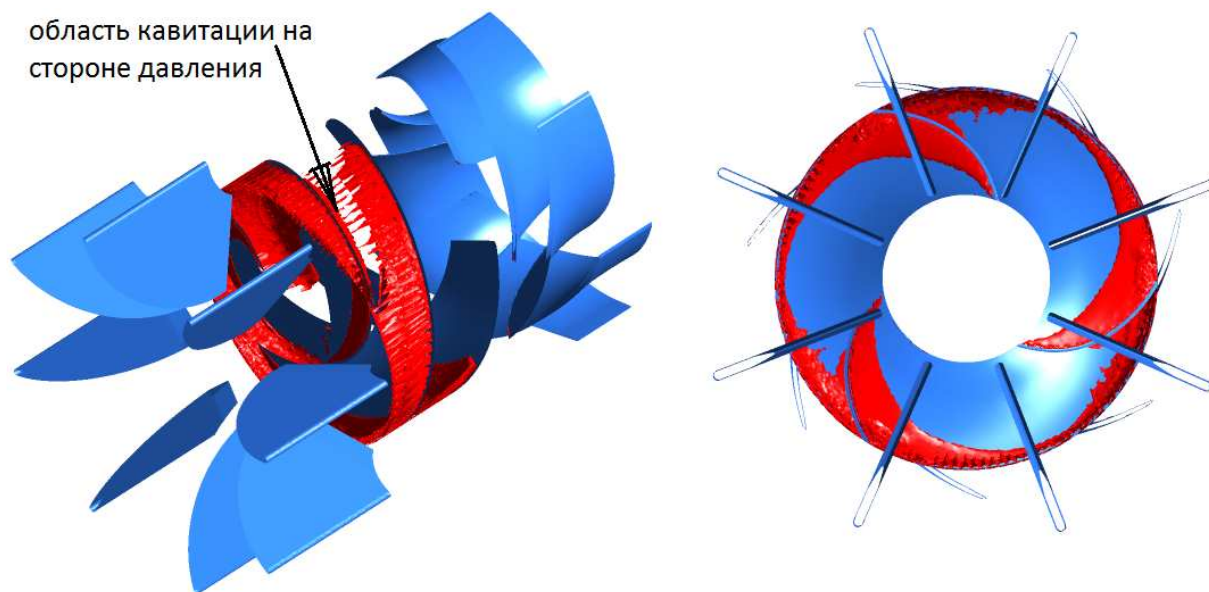


Рис. 14. Области кавитационных каверн при $\Delta h = 3,0$ м

Можно видеть, что срыв напора ПК происходит при образовании зоны разрежения на стороне давления его лопасти. Экспериментальные частные кавитационные характеристики КЭНА 2245 – 220 определялись по падению величины напора насоса. На номинальном режиме и режимах меньших подач при величине кавитационного запаса $\Delta h = 3,4$ м падение напора не наблюдалось и испытания прекращались.

ВЫВОДЫ

1. Разработана и апробирована методика, позволяющая прогнозировать частные кавитационные характеристики ПК на основе анализа бескавитационного течения с точностью до 10% по моменту полного срыва напора.
2. Выявлено, что лучшими антикавитационными качествами будет обладать ПК, в котором обеспечены минимальные пики разрежения на входе, эпюры давлений без провалов на стороне давления и разрежения и интенсивный рост давления на стороне разрежения лопасти ПК от входа к выходу.
3. С учетом результатов расчетных исследований разработана методика проектирования ПК шнеко-центробежных насосов с высокими энергокавитационными качествами с использованием двухмерных и трехмерных методов.
4. Проведены расчетные исследования влияния геометрических параметров ЛНА на гидравлические качества ступени с коэффициентом быстроходности $n_5 = 110 \div 130$. Для ЛНА с наружным диаметром $D_4 = 1,4D_2$ рекомендовано количество лопаток $Z_0 = 12$ и угол диффозорности $\alpha_{диф} = 11^\circ$. Для ЛНА подтверждены рекомендации Степанова А.И. для отводов канального типа по выбору площади проходных сечений на входе в направляющий аппарат.
5. Результаты расчетных исследований нашли хорошее подтверждение в полученных экспериментальных данных.
6. Разработанные методики проектирования предвключенных колес и оценки их энерге-

тических и кавитационных качеств, а также рекомендации по проектированию ЛНА использованы в ОАО «Пролетарский завод» при проектировании проточных частей ряда конденсатных электронасосных агрегатов: КЭНА 2245–220 и КЭНА 2000–100 для Нововоронежской АЭС-2, КЭНА 1250–250, КЭНА 1050 – 100, КЭНА 440 – 200, КЭНА 125 – 55 и КЭНА 50 – 55 для Белоярской АЭС-2.

Агрегаты КЭНА 2245–220, КЭНА 2000–100, КЭНА 125 – 55 и КЭНА 50 – 55 по результатам приемочных испытаний уже подтвердили требуемые технические параметры на уровне конденсатных насосов ведущих мировых производителей.

СПИСОК ОПУБЛИКОВАННЫХ РАБОТ СОИСКАТЕЛЯ

Публикации в изданиях, рекомендованных 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 научн. Центра РАН, 2011. – №1(2). – С. 407–410
2. Богун В.С. Изменение напора центробежного рабочего колеса путём запиловки выходных кромок лопастей / Богун В.С., Жарковский А.А., Пугачёв П.В., Шумилин С.А. // Компрессорная техника и пневматика, 2010. – №3. – С. 36-40
3. Поспелов А.Ю. Расчетное исследование течения и потерь в прямых и круговых решетках / Жарковский А.А., Поспелов А.Ю., Пугачев П.В.// Компрессорная техника и пневматика, 2011. – № 6. – С. 32-35
4. Пугачев П.В. Компьютерное исследование и визуализация течения в центробежных насосах / Жарковский А.А., Куриков Н.Н., Пугачев П.В., Шабров Н.Н.// Научно-технические ведомости СПбГПУ, Информатика. 2010. – №103. – С. 119-123
5. Пугачев П.В. Расчетное определение кавитационных характеристик центробежных насосов / 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. 411–414
6. Пугачев П.В. Улучшение кавитационных показателей циркуляционных насосов производства ОАО "Пролетарский завод" / Богун В.С., Пугачев П.В., Шумилин С.А. // Морской вестник, 2007. – №1 (21). – С. 36–37.
7. Свобода Д.Г. Исследование влияния параметров расчетного трехмерного вязкого течения на прогнозные характеристики осевого насоса / Свобода Д.Г., Жарковский А.А., Пугачев П.В., Донской А.С. // Известия Самарского научного центра российской академии наук. Том 14. – Самара. : Изд-во Самарского науч. центра РАН, 2012. – № 1(2). – С. 685 - 688

Статьи в научных изданиях

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

Подписано в печать 19.10.2012. Формат 60x84/16. Печать цифровая.
Усл. печ. л. 1,0. Тираж 100. Заказ 8911б.

Отпечатано с готового оригинал-макета, предоставленного автором,
в типографии ООО "КОСКО".
198052, Санкт-Петербург, 6-ая Красноармейская ул., 24, офис 21.
Тел.: (812) 712-63-13
Тел./факс: (812) 317-96-00