

УДК 621.65
doi:10.18720/SPBPU/2/id20-341

Жарковский Александр Аркадьевич¹, проф., д.н.н.
azharkovsky@gmail.com

Борщев Игорь Олегович¹, доц., к.т.н.
borshchevspbpu@mail.ru

Свобода Дмитрий Геннадьевич¹, доц., к.т.н.
svoboda.dmitry@gmail.com

Иванов Евгений Александрович¹, ассистент
20evgeniy08@mail.ru

Клюев Арсентий Сергеевич¹, инженер
arsentiyklyuyev@gmail.com

¹*ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет
Петра Великого», Россия, г. Санкт-Петербург*

НАУЧНЫЕ РАЗРАБОТКИ СПБПУ В СФЕРЕ НАСОСОСТРОЕНИЯ В 2010–2020 ГОДАХ

Аннотация. В статье представлен обзор научной деятельности СПБПУ в области насосостроения за последнее десятилетие с 2010 по 2020 год.

Ключевые слова: САПР, центробежный, насос, подшипник, ANSYS.

Zharkovskii Aleksandr¹, Professor, Doctor of Engineering Sciences
azharkovsky@gmail.com

Borshchev Igor¹, Docent, Candidate of Technical Science
borshchevspbpu@mail.ru

Svoboda Dmitry¹, Docent, Candidate of Technical Sciences
svoboda.dmitry@gmail.com

Ivanov Evgeniy¹, research assistant
20evgeniy08@mail.ru

Klyuyev Arseniy¹, engineer
arsentiyklyuyev@gmail.com

¹*Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia, St. Petersburg*

SCIENTIFIC RESEARCH OF SPBPU IN THE FIELD OF PUMP ENGINEERING IN 2010–2020

Abstract. The article presents an overview of the scientific activity of SPbPU in the field of pump production over the last decade from 2010 to 2020.

Keywords: CAD, centrifugal, pump, bearing, axial, jet.

На кафедре Гидромашиностроения с 1970 годов создавались физические и математические модели рабочих процессов и проектирования проточных частей насосов [1–5]. Были получены хорошие результаты расчётной оценки течения в проточной части и прогнозирования энергетических характеристик (рис. 1, 2), созданы комплексы для автоматизированного проектирования проточных частей лопастных гидромашин [6].

С начала 2000-х годов было начато использование методов расчёта и проектирования на основе расчёта трёхмерного вязкого течения в проточных частях [7–10]. Была достигнута хорошая сходимость расчёта и эксперимента при расчёте энергетических и кавитационных показателей. Сначала разрабатывались методы расчёта в стационарной постановке, затем в нестационарной, когда стационарная постановка не давала удовлетворительного

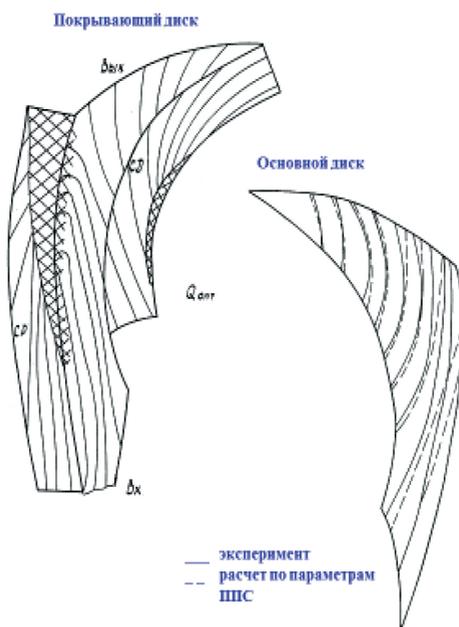


Рис. 1. Донные ЛТ в РК ПН-1135 (расчёт и эксперимент)

$Z_{1cp} = 0.06 \text{ м}$

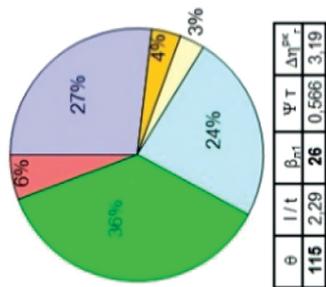
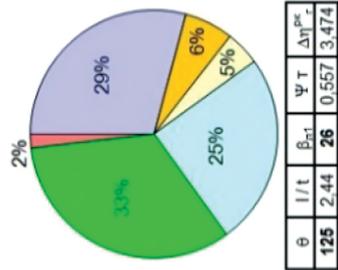
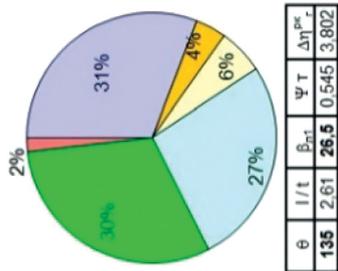
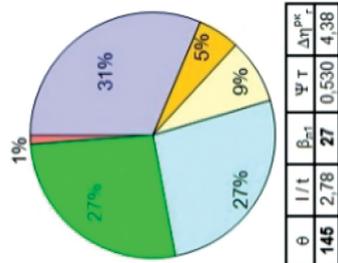


Рис. 2. Распределение потерь в РК питательного насоса ПН-1135

результата. Используются современные ресурсоёмкие модели турбулентности. При расчётах вязкого течения начинали с пакетов TaskFlow, Star CD, затем стали использовать Fluent, ANSYS CFX. В последнее время приобретён опыт расчётов в открытом коде OpenFOAM. На некоторые программные коды получены патенты [11–13].

В начале 2000-х годов была разработана серия насосов типа КМ на параметры: $H = 20, 32, 50$ м, $Q = 25$ и 50 м³/ч. При проектировании использовался комплекс САПР ЦН. Требовалось разработать 6 проточных частей с 3-мя спиральными отводами. Насосы должны были удовлетворять высоким гидравлическим и кавитационным качествам. В таблице 1 и 2 представлены результаты испытаний спроектированных насосов в АО «ЭНА».

Таблица 1

Результаты параметрических испытаний насосов КМ 80-65-160

Наименование показателя	КМ 80-65-160		КМ 80-65-160в	
	по ТЗ	эксперимент	по ТЗ	эксперимент
Q , м ³ /ч	50	50	25	25
H , м	32±10 %	30	32±10 %	32,2
η , %	70	76,9	60	62,5
Δh , м	4	2,6	3	2,2

Таблица 2

Результаты параметрических испытаний насосов КМ 80-50-200

Наименование показателя	КМ 80-50-200/2-5		КМ 80-50-200в/2-С	
	по ТЗ	эксперимент	по ТЗ	эксперимент
Q , м ³ /ч	50	50	25	25
H , м	50±10 %	50,02	50±10 %	49,36
η , %	65	69,16	52	55,6
Δh , м	3,5	2,8	3,8	2,5

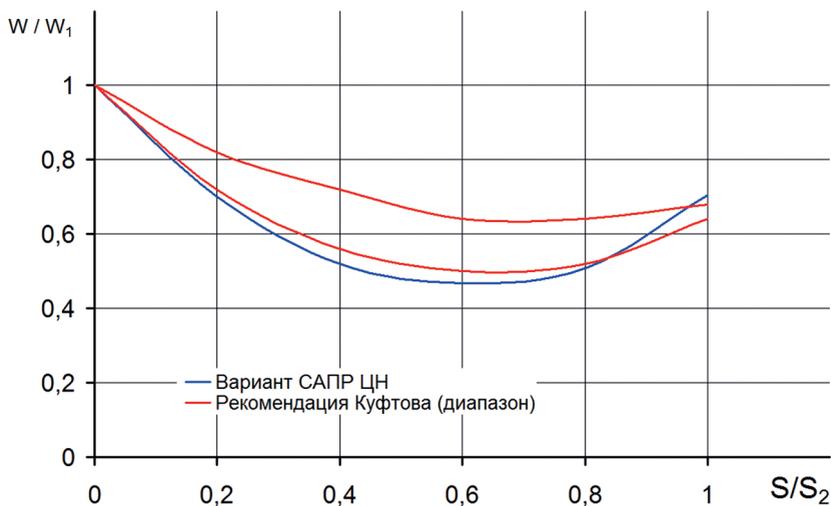


Рис. 3. Распределение относительной скорости вдоль скелетной линии

Кафедра значительное время занималась разработкой многоступенчатых насосов для ТЭС и АЭС. Разработка физических и математических моделей велась во многом на базе результатов исследований этих насосов. В настоящее время в промышленности имеется большая потребность в модернизации многоступенчатых насосов типа ЦНС. С использованием методов 2D проектирования был повышен КПД насоса ЦНС 63–1400 на 4 %, затем на основе анализа течения были найдены пути его дальнейшего повышения. Суммарный прирост КПД составил 5 % по сравнению с исходным вариантом ($n_{s,исх} = 40$; $n_{s,опт}/n_{sТЗ} = 1,35$; $(n_{s,опт}/n_{sТЗ})_{рек} = 1,375$; $\psi = 0,575$, $\varphi_2 = 0,05$; 2D: +3,9 %, 3D: +1,2 %; $\eta = 62,3$ %, $КПД_{Евро} = 62$ %). На рисунке 3 представлено сравнение распределения скорости вдоль скелетной линии лопасти спроектированного рабочего колеса [6, 14] и рекомендаций А. Ф. Куфтова [15], полученных путём обобщения данных.

Также был выполнен проект по модернизации насоса ЦНС 240–2100 с $n_s = 72$. Исходный КПД насоса 78 %. Требовалось получить КПД 80–81 % при соблюдении существенных

ограничений – остаться в рамках старого корпуса с $D_4/D_2 = 1,2$, иметь возможность установки рабочего колеса с повышенным напором, т. е. увеличенным диаметром, снизить уровень вибраций насоса. Была разработана проточная часть с $D_3/D_2 = 1,03$, $D_4/D_2 = 1,24$, $\eta = 0,817$, аппаратом лопаточного типа. Уровень пульсаций в насосе был снижен с 1000 до 300 Гц. При проектировании был использован пакет ANSYS DesignModeler, для выбора оптимальных углов лопастных систем метод исследования пространства параметров [16].

Для насоса ЦНС 240-2100 с 16 оппозитно расположенными рабочими колёсами был спроектирован упорный гидродинамический подшипник, который требуется для компенсации осевой силы при снятии одного из рабочих колёс при глубоком регулировании характеристики насоса [17]. Подшипник должен был быть реверсивным, работающим при правом и левом вращении. Это не позволяло применить колодки подшипника со смещённой точкой опоры, которые являются более эффективными.

Для расчёта остаточной осевой силы на роторе насоса были использованы упрощённые полуэмпирические методы и методы на основе расчёта вязкого течения в корпусе насоса в ANSYS CFX. Второй подход позволяет получить величину несущей силы подшипника во всем рабочем диапазоне расходов, для произвольной величины зазора, шероховатости поверхностей, прямом и обратном направлении вращения ротора. Осевая сила при проектном зазоре в щелевом уплотнении равном 0,1 мм на номинальном расходе составила $F_z = 14,1$ кН (по методике Ломакина А. А. – 14,4 кН), при сильном износе уплотнения осевая сила возрастает до 20 кН. Упорный подшипник при 2-х кратном запасе по осевой силе проектировался на несущую силу $F_z = 40$ кН. При проектировании подшипника использована полуэмпирическая методика [18]. Оценка несущей силы подшипника проведена по полуэмпирическим методикам и на основе решения уравнений Навье-Стокса в масляном клине между колодкой и упорным диском. Определена требуемая чистота рабочих поверхностей колодки и упорного диска подшипника.

Важными вопросами при создании подшипников скольжения являются изготовление, сборка и установка подшипника в насосе. Требуется выполнить проверку колодок подшипника по высоте, для всех колодок она не должна различаться более чем на 2 мкм. Установочный зазор между упорным диском и колодками слева – 0,3 мм, справа – 0,1 мм. Поверхность колодки залита баббитом. Упорный диск и колодка сегментного подшипника имеют шероховатость 0,4 мкм. Чрезвычайно важным вопросом является организация охлаждения подшипника. В данном случае использовалось масло Т–22, которое подавалось в подшипник принудительно от маслостанции с расходом примерно 1 л/с. Расход масла предварительно оценивается расчётным путём, а затем окончательно подбирается экспериментально. Температура колодок 70 °С при допустимых не более 80 °С. Нагрев масла под колодкой 10 °С при допустимых не более 30 °С, расчётная и экспериментальные величины совпали. При ресурсных испытаниях подшипник (рис. 4) подтвердил свою работоспособность.



Рис. 4. Упорный подшипник скольжения

При проектировании герметичного электронасоса (ГЭН) требовалось обеспечить работу насоса на заданных режимах с обеспечением повышенных виброшумовых (ВШХ) качеств. Ограничения: проточная часть насоса должна вписываться в существующий корпус; потребляемая мощность не более заданной величины; диапазон регулирования числа оборотов задан; высокое значение допустимого кавитационного запаса. Исходная проточная часть имела высокий уровень потерь в направляющем аппарате, большое количество отрывных зон, что негативно влияло на ВШХ насоса. Были спроектированы 1 и 2 ступени с пространственными рабочими колёсами и направляющими аппаратами осерадиального типа, гидравлический КПД ступени повышен на 15 %. Снижение потерь позволило уложиться в заданную по ТЗ мощность и снизить необходимую частоту вращения вала. Проектирование лопастных систем велось с использованием пакета ANSYS DesignModeler. Уменьшение потерь за счёт улучшения формы потока (рис. 5) и снижение необходимой частоты вращения улучшило ВШХ насоса, что было подтверждено экспериментально.

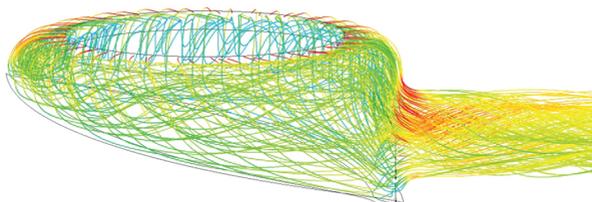


Рис. 5. Линии тока в напорном патрубке насоса

Был разработан подход, позволяющий расчётным путём выявить источники шума в проточной части насоса, количественно и качественно оценить их вклад в акустическую мощность, что даёт возможность проектировщику на стадии проектирования проточной части улучшить шумовые качества насоса. Экспериментальное измерение уровня шума производится интегрально в определенных точках проточной части и не позволяет оценить

вклад отдельных элементов проточной части (лопастей рабочего колеса, лопаток направляющего аппарата, зон поворота потока и др.) в образование шума. Такой анализ можно сделать расчётным путём.

Для оценки величины широкополосного шума по методике [19] достаточно иметь результаты расчёта течения в проточной части в стационарной постановке с применением RANS моделей турбулентности.

С использованием акустической аналогии, предложенной Лайтхиллом, Прудман определяет акустическую мощность генерируемой изотропной турбулентности:

$$P_A = \alpha \rho_0 \left(\frac{u^3}{l} \right) \frac{u^5}{a_0^5}, \quad (1)$$

где u – скорость, l – характерный размер, a_0 – скорость звука, ρ_0 – плотность среды.

Уравнение (1) через кинетическую энергию турбулентности k и скорость её диссипации ε записывается в виде:

$$P_A = \alpha_\varepsilon \rho_0 \varepsilon M_t^5, \quad (2)$$

где $M_t = \frac{\sqrt{2k}}{a_0}$.

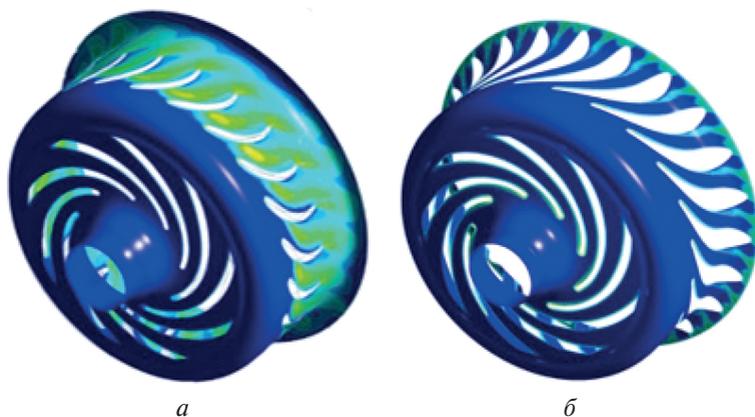
Калибровочная константа α_ε имеет значение 0,1, которое получено Саркармом и Хусаини при отработке данного метода расчёта.

Акустическая мощность источника определяется по формуле:

$$L_p = 10 \lg \left(\frac{P_A}{P_{ref}} \right), \quad (3)$$

где $P_{ref} = 10^{-12}$ (Вт/м³) – значение эталонной акустической мощности.

Формула Прудмана (2) даёт приблизительную оценку акустической мощности, генерируемой изотропной турбулентностью в проточной части насоса.



*Рис. 6. Мощность гидродинамического шума в ядре потока в лопаточном НА:
а – исходный вариант; б – новый вариант*

На рисунке 6 представлено поле мощности гидродинамического шума, генерируемого в ядре потока в каналах исходного отводящего устройства лопаточного типа. Места повышенного уровня шума в ядре потока связаны с местами возникновения вихревых зон. При проектировании нового направляющего аппарата вихревые зоны в каналах отвода были значительно сокращены. Максимальная мощность шума в каналах модифицированного направляющего аппарата была снижена с 35 до 5–10 Дб (рис. 6).

Снижение уровня широкополосного шума удалось достичь за счёт изменения формы лопаток направляющего аппарата. В новом варианте направляющего аппарата снижена диффузорность потока в каналах и устранены отрывы пограничного слоя.

Второй подход к оценке генерируемого шума в проточной части насоса основан на спектральном анализе пульсаций давления в проточной части. После проведения нестационарного расчёта течения в ANSYS CFX исходя из анализа полей давления было установлено, что максимальные амплитуды пульсации давления возникают в гидродинамическом следе за рабочим коле-

сом. Спектральный анализ пульсаций давления в ступени с новым направляющим аппаратом дал результаты, представленные на рисунке 7–8.

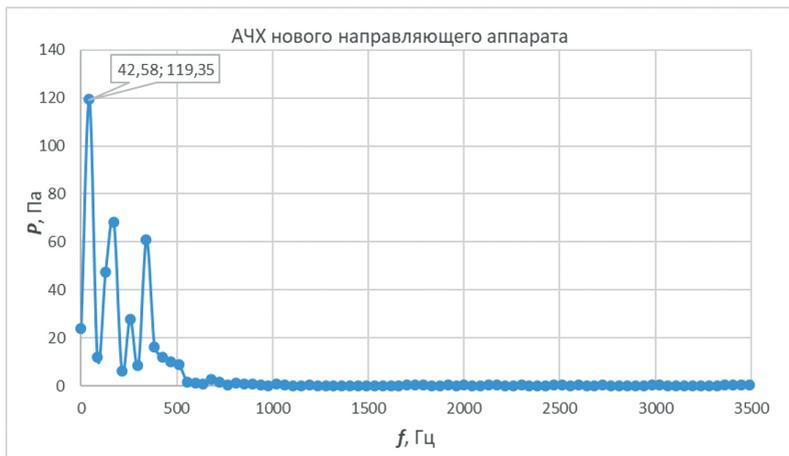


Рис. 7. Амплитудно-частотная характеристика в точке за направляющим аппаратом (новый вариант)

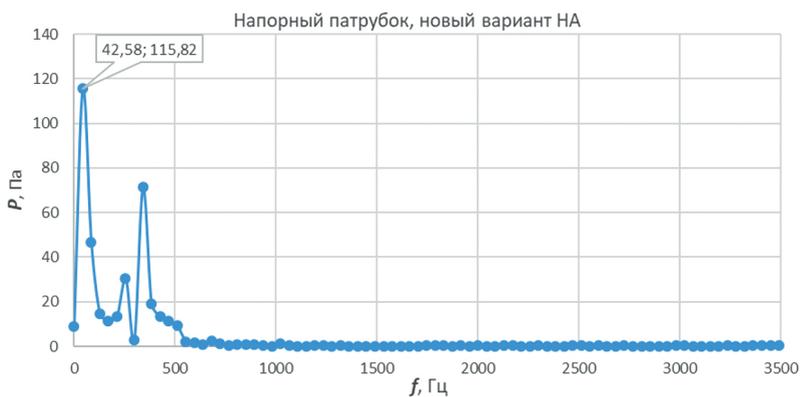


Рис. 8. Амплитудно-частотная характеристика в напорном патрубке (новый вариант)

С применением более совершенной конструкции направляющего аппарата удалось снизить амплитуду пульсаций давления за решёткой лопаток с 1100 Па до 120 Па, а в напорном патрубке с 1250 Па до 116 Па.

В последние годы на кафедре была разработана проточная часть свободновихревого насос с $n_s \approx 55$. Свободновихревые насосы (СВН) нашли широкое применение в очистных сооружениях и канализационных насосных станциях. Это обусловлено тем, что данный тип насосов имеет широкое проходное сечение и поток в основном проходит вне рабочего колеса, а твёрдые частицы примесей практически не соприкасаются с его поверхностями. Однако рабочий процесс СВН сложен и недостаточно изучен. Эффективность СВН уступает традиционным лопастным насосам. Были проведены гидродинамические расчёты [20] течения вязкой жидкости в проточной части данного свободновихревого насоса (рис. 9).

Расчёт проводился в стационарной постановке. Для замыкания уравнений Рейнольдса использовались, как высокорейнольд-



Рис. 9. Модель рабочего колеса СВН

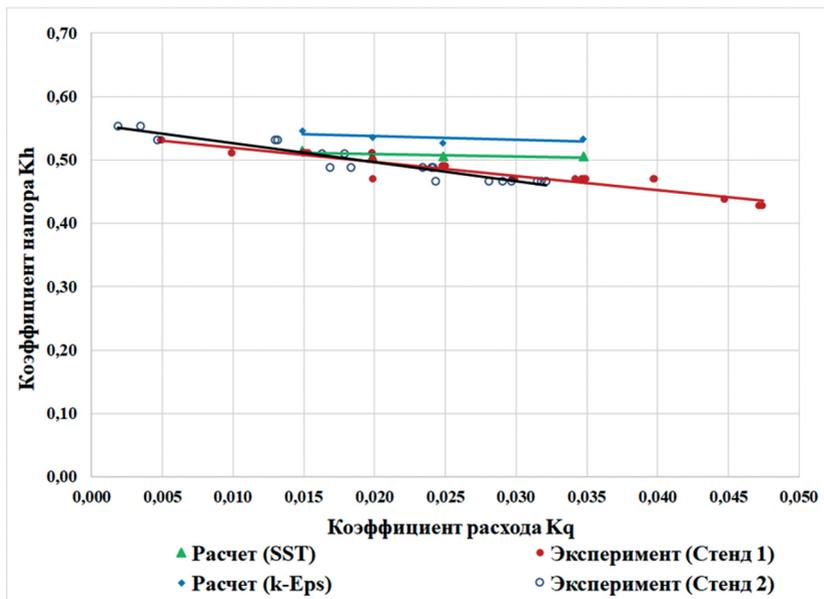


Рис. 10. Напорные характеристики СВН с $n_s = 55$

совая k - ϵ , так и низкорейнольдсовая SST модели турбулентности. Условие сопряжения на поверхности интерфейса между доменами РК и камерой задавалось – «Frozer Rotor». На поверхности интерфейса между доменами корпуса и радиального зазора осреднение параметров потока не осуществлялось. На входе в расчётную область (Inlet) задавалось относительное давление 1 атм, на выходе – массовый расход. Спроектированная проточная часть была изготовлена и испытана на двух разных экспериментальных стендах, что позволило выполнить верификацию результатов численного моделирования. На рисунке 10 представлена безразмерная напорная характеристика СВН. Расхождение по напору между расчётом и экспериментом на номинальном режиме составило 4 %.

Низкое значение расчётного КПД – 40 % является характерным для свободновихревых насосов. С. С. Рудневым на основе

анализа рабочего процесса СВН был сделан вывод, что теоретически достижимый КПД такого процесса не может превышать 50 %. Полученная с использованием 3D-методов CFD величина КПД (40 %) хорошо согласуется со значением максимального КПД (41 %), рассчитанного по формуле для СВН, полученной на основе обработки экспериментальных данных [21]:

$$\eta_{\max} = \frac{1}{-7,01 \cdot 10^{-3} \ln n_s + \frac{1,97}{n_s} + 302,42 \cdot 10^{-6} \cdot n_s}.$$

Одной из значимых работ, которую провела кафедра, была разработка проточной части осевого насоса для АЭС. Требовалось создать насос с высоким КПД и не западающей формой напорной характеристики. Традиционно не западающую характеристику можно получить установкой лопастей осевого колеса на некоторый отрицательный угол. Однако, это приводит к существенному уменьшению КПД насоса. Был проведён численный анализ течения и интегральных характеристик нескольких насосов с быстроходностью, близкой к проектной, чтобы выяснить причины западания характеристик [22]. Напорные характеристики насосов ОП2 и ЦН–44 имели на режимах $Q = (0,3-0,5) Q_n$ западающий участок. Напорная характеристика насоса ОП5 при углах установки $\varphi = 0^\circ$ практически не имела западания. На рисунке 11 представлены расчётные поля скоростей в межлопастных каналах в периферийных сечениях рабочих колёс исследованных насосов на режимах малых подач.

Из анализа полей скоростей следовало, что на номинальном режиме во всех насосах большая часть потока протекает через периферийные сечения межлопастных каналов безотрывно. На режиме $Q = 0,5Q_n$ в насосах ОП2 и ЦН–44 происходит «запирание» течения в периферийном сечении межлопастного канала рабочего колеса, поэтому поток в этих насосах в основном протекает через втулочное и среднее сечения проточной части.

В насосе ОП5 отрывное течение имеет место во втулочном сечении насоса, что, однако не приводит к ухудшению формы на-

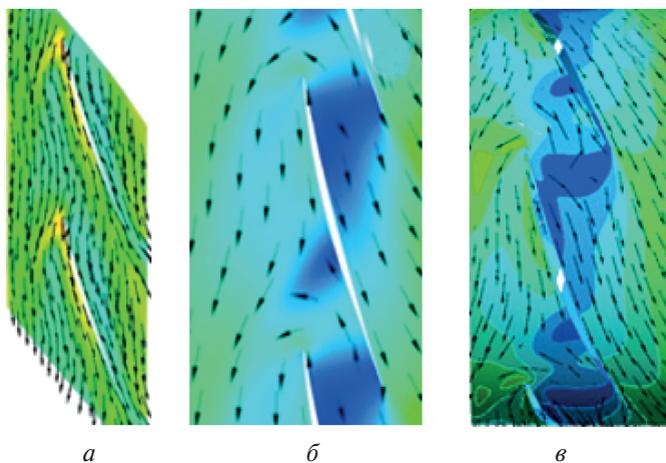


Рис. 11. Поля скоростей в периферийных сечениях рабочих колёс осевых насосов ОП5 (а), ОП2 (б), ЦН–44 (в) на режиме $Q = 0,5Q_H$

порной характеристики при малых подачах. Был сделан вывод, что причиной западания напорных характеристик насосов на режимах малых подач является нарушение обтекания лопастей в периферийных сечениях и выключении этих сечений по созданию приращения энергии на этих режимах. Таким образом при проектировании осевого насоса с не западающей формой напорной характеристики было необходимо обеспечить безотрывное обтекание лопастей рабочего колеса в периферийных сечениях путём их разгрузки и увеличения роли средних сечений в создании приращения энергии рабочего колеса. Это было обеспечено путём задания переменного закона изменения теоретического напора вдоль радиуса рабочего колеса, теоретический напор колеса при этом был сохранен. Такой подход позволил создать прочную часть осевого насоса с $n_s \sim 600$ с высоким КПД и не западающей формой напорной характеристики (рис. 12).

В последнее время на кафедре начато использование открытого кода, реализованного в пакете OpenFOAM. Для тетраэдральной расчетной сетки с количеством элементов до 10 млн рекомендуется задействовать до 200 вычислительных ядер, так как

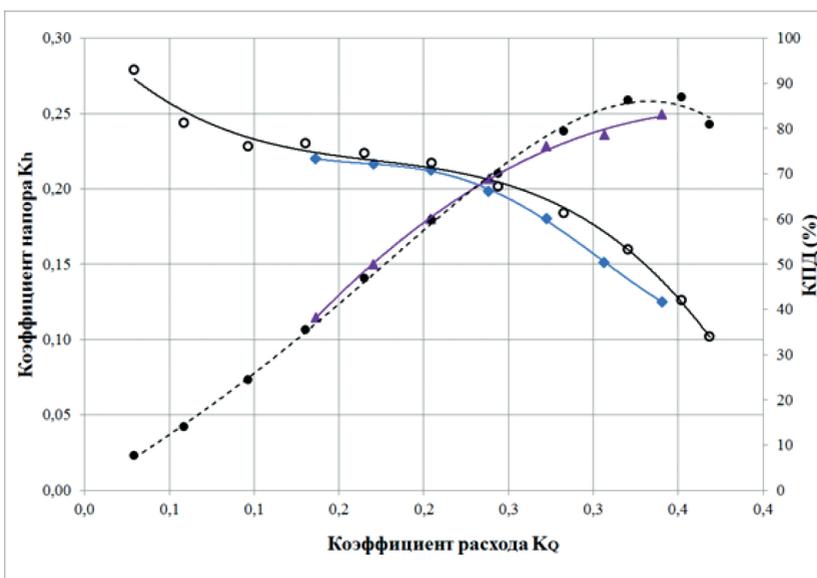


Рис. 12. Характеристики разработанного осевого насоса с $n_s = 580$

дальнейшее повышение количества вычислительной мощности не приводит к значительному росту скорости вычислений. Преимущество использования открытого пакета OpenFOAM это – неограниченность на количество используемых ядер.

Пакет был применён, в частности, для исследования течения на входе в рабочее колесо осевого насоса с $n_s = 55$ [23], описанного выше (рис. 13).

По результатам проведённых численных исследований можно сказать, что для прогнозирования энергетических характеристик осевых насосов открытый программный комплекс OpenFOAM не уступает коммерческому программному продукту ANSYS CFX. В области малых подач пакет OpenFOAM дал лучшую сходимость с кривой напора, полученной экспериментально. Возможности распараллеливания вычислительной задачи у обоих пакетов аналогичны.

С использованием пакета OpenFOAM также создана и апробирована методика предсказания зон кавитационной эрозии и её интенсивности на участках трубопроводов при переходных процессах. Методика основана на снятии показаний пульсации давления в характерных точка трубопровода. Верификация численной методики выполнена для сценария быстрого закрытия задвижки при различном значении давления в системе трубопровода. Показано хорошее согласование расчётных и экспериментальных данных.

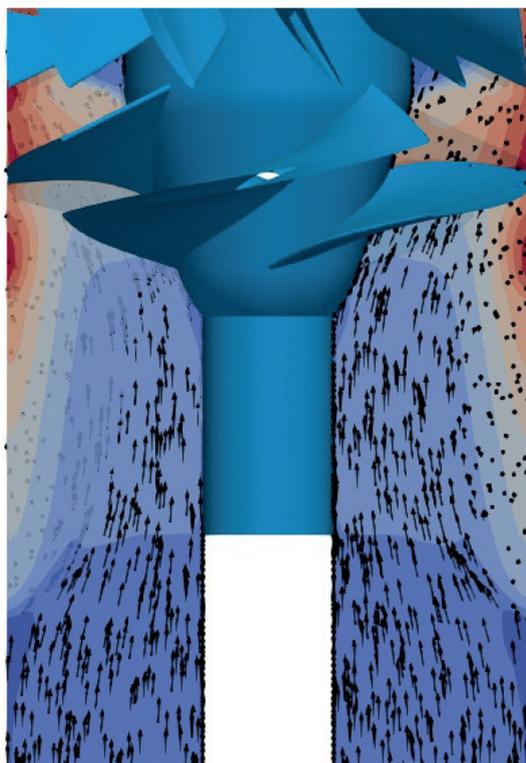


Рис. 13. Поля абсолютной скорости
на режиме работы насоса ($K_Q = 0,5K_{Qном}$)

Начата разработка новых подходов к проектированию и оптимизации проточной части насосов [24]. Построена метамодель рабочего колеса центробежного насоса средней быстроходности на основе машинного обучения с использованием CFD расчётов. Наиболее высокую точность предсказания энергетических характеристик рабочего колеса показала метамодель на основе полиномиальной регрессии второй степени. Определен достижимый гидравлический КПД рабочего колеса многоступенчатого насоса средней быстроходности на основе Паретооптимальности. Описанный подход может быть также использован для анализа и разработки остальных элементов проточной части насоса и для комплексного анализа характеристик всей проточной части насоса.

Разработана методика проектирования, численного расчёта и оптимизации струйных насосов. Данные методики верифицированы с использованием экспериментальных данных, полученных в Лаборатории гидромашиностроения СПбПУ.

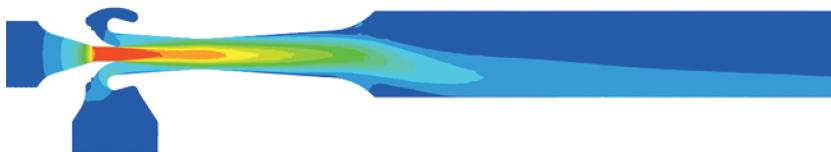


Рис. 14. Распределение скорости в проточной части эжектора

Результаты численных расчётов сходятся с экспериментальными данными с погрешностью до 10 %. Комбинация граничных условий, состоящая из полных давлений на входе и статического давления на выходе из насоса, позволяет получить адекватное значение расхода смешанной среды на выходе из струйного насоса. В результате был спроектирован струйный насос, который работая в паре с центробежным насосом высокого давления образует агрегат «насос-эжектор», устанавливаемый в систему аварийного и планового расхолаживания первого контура реактора и охлаждения бассейна выдержки АЭС. Получен патент на полезную модель [13].

Все расчётные исследования кафедры, особенно в нестационарной постановке, выполнялись с использованием программного комплекса ANSYS CFX в основном на гетерогенном кластере «Политехник – РСК Торнадо» СПбПУ.

Список литературы

1. **Боровик В. А.** Метод оценки гидравлических качеств рабочих колёс центробежных насосов на основе теории пограничного слоя : дисс. ... канд. техн. наук. – Ленинград, 1987. – 288 с.
2. **Борщев И. О.** Разработка метода расчёта и исследование лопаточных отводов центробежных насосов : дис. ... канд. техн. наук. – Ленинград, 1989. – 155 с.
3. **Дундур Е. А.** Решение прямой трёхмерной гидродинамической задачи для лопатных систем гидромашин методом конечных элементов : дис. ... канд. техн. наук. – Ленинград, 1990. – 138 с.
4. **Жарковский А. А.** Математическое моделирование рабочих процессов в центробежных насосах низкой и средней быстроходности для решения задач автоматизированного проектирования : дис. д-ра. техн. наук / СПбГПУ. – СПб., 2003. – 568 с.
5. **Шкарбуль С. Н., Жарковский А. А.** Гидродинамика потока в рабочих колёсах центробежных турбомашин. – СПб. : Изд-во СПбГТУ, 1996. – 356 с.
6. **Голиков В. А., Жарковский А. А., Топаж Г. И.** Программные комплексы для расчёта течения и автоматизированного проектирования лопатных гидромашин // НТВ СПбГПУ. Серия: Наука и образование, 2012. – № 1 (142). – С. 199–206.
7. **Пугачев П. В.** Развитие методов расчёта элементов проточной части шнеко-центробежных насосов на основе двумерных и трехмерных моделей течения : дис. ... канд. техн. наук. – СПб., 2012. – 161 с.
8. **Алексенский В. А.** Способы повышения эффективности и унификация ступеней центробежных насосов низкой и средней быстроходности : дисс. ... канд. техн. наук. – СПб., 2012. – 160 с.
9. **Поспелов А. Ю.** Методика прогнозирования энергетических характеристик гидротурбин на основе расчёта трёхмерного вязкого течения несжимаемой жидкости : дисс. ... канд. техн. наук / С.-Петербург. гос. политехн. ун-т. – СПб., 2013. – 158 с.
10. **Свобода Д. Г.** Методика расчёта проточной части осевых насосов, работающих на жидкометаллическом теплоносителе : дисс. ... канд. техн. наук. – СПб., 2016. – 185 с.

11. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ 2019665355 Российская Федерация. Генератор осевых лопастных систем / А. А. Жарковский, И. О. Борщев, Е. А. Иванов, А. С. Клюев.
12. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ 2019665355 Российская Федерация. Генератор радиальных лопастных систем / А. А. Жарковский, И. О. Борщев, Е. А. Иванов, А. С. Клюев.
13. Пат. 194134 Российская Федерация, МПК F04F 5/02. Струйный насос / Жарковский А. А., Борщев И. О., Свобода Д. Г., Иванов Е. А., Клюев А. С.
14. **Ломакин А. А.** Центробежные и осевые насосы. — Л. : Машиностроение, 1966.
15. **Куртов А. Ф.** Обобщённый метод расчёта и профилирования центробежных компрессоров и насосов на основе коэффициентов аэродинамических нагрузок : автореф. дис. ... докт. техн. наук / МВТУ. — М., 1995. — 32 с.
16. **Соболь И. М.** Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями / И. М. Соболь, Р. Б. Статников. — М. : Дрофа, 2006. — 175 с.
17. **Жарковский А. А., Борщев И. О., Свобода Д. Г., Иванов Е. А.** К вопросу расчёта упорных подшипников для насосов с самоустанавливающимися колодками без эксцентриситета // Насосы. Турбины. Системы. — 2019. — № 2(31). — С. 44–52.
18. **Воскресенский В. А., Дьяков В. И.** Расчёт и проектирование опор скольжения. — М. : Машиностроение, 1980. — 224 с.
19. **Zharkovskiy A., Borshev I., Ivanov E., Donskoy A., & Klyuyev A.** (2019). Assessment of acoustic and pulsation characteristics of centrifugal pumps. E3S Web of Conferences, 91. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/20199107006>
20. **Свобода Д. Г., Жарковский А. А., Иванов Е. А.** Влияние геометрических параметров рабочего колеса свободно-вихревого насоса на его энергетические и кавитационные характеристики // Химическое и нефтегазовое машиностроение. — 2018. — № 9. — С. 33–36.
21. **Соляник В. О.** Рабочий процес і енергетичні якості вільновихрових насосів типу “Туго” : дис. ... канд. техн. наук: 05.05.17 / Соляник Валерій Олександрович. — Суми, 1999. — 217 с.
22. **Свобода Д. Г., Жарковский А. А., Иванов Е. А., Шуцкий С. Ю., Дягилев П. Ю.** Создание осевых насосов с высоким КПД и незападающей формой напорной характеристики // Вестник машиностроения. — 2019. — № 4. — С. 37–41.
23. **Ivanov E. A., Zharkovskiy A. A., Borshchev I. O., & Svoboda D. G.** (2019). Technique for axial pump characteristics predicting in CFD package openfoam. AIP Conference Proceedings, 2141.

24. **Иванов Е. А., Жарковский А. А., Боршев И. О.** Разработка мета-модели рабочего колеса центробежного насоса / ECOMPUMP-RUS'2019. Энергоэффективность и инновации в насосостроении : докл. Межд. научн.-техн. конф. (Москва, 24 окт. 2019 г.) / Москва, МВЦ «Крокус-Экспо». – М. : Типография ООО «Цифра 101», 2019. – С. 46.