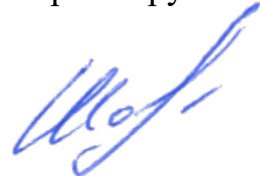


ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«МОСКОВСКИЙ АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)»

На правах рукописи



Шоронов Сергей Валерьевич

**ПРОГНОЗИРОВАНИЕ И УПРАВЛЕНИЕ НАПОРНЫМИ
ХАРАКТЕРИСТИКАМИ ОСЕВЫХ НАСОСОВ ДВИГАТЕЛЕЙ
ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ С ПОМОЩЬЮ ВХОДНЫХ И
НАДРОТОРНЫХ УСТРОЙСТВ**

Специальность 2.5.15. «Тепловые, электроракетные двигатели
и энергоустановки летательных аппаратов»

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук
Тимушев Сергей Федорович

Москва
2025 г.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1. АНАЛИТИЧЕСКИЙ ОБЗОР РАБОТ И ВВЕДЕНИЕ В ПРОБЛЕМАТИКУ	12
1.1. Подобие насосов и классификация насосов по быстроходности	12
1.2. Устройство и принцип действия осевого насоса.....	16
1.3. Форма энергетических характеристик осевых насосов	20
1.4. Кавитационные характеристики и методы их определения.....	22
1.5. Структура течения в осевых насосах.....	27
1.6. Влияние величины радиального зазора.....	32
1.7. Надроторные устройства	36
1.8. Влияние закрутки потока на входе в насос.....	43
1.9. Выводы	48
2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОБЪЕКТА ИССЛЕДОВАНИЯ.....	49
2.1. Описание экспериментальной установки.....	49
2.2. Энергетические характеристики объекта исследования без доработок и методика обработки западания напорной характеристики	52
2.3. Выводы	54
3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НАДРОТОРНЫХ УСТРОЙСТВ.....	55
3.1. Влияние количества проточек (X) надроторного устройства на напорные характеристики при постоянной осевой длине (L)	57
3.2. Влияние количества проточек (X) надроторного устройства на кавитационные характеристики при постоянной осевой длине (L)	60
3.3. Влияние осевой длины проточек (L) на напорные характеристики при оптимальном их количестве (X).....	62
3.4. Влияние осевой длины проточек (L) на кавитационные характеристики насоса при оптимальном их количестве (X)	64

3.5. Влияние угла наклона проточек (S) на напорные характеристики при оптимальном количестве и длине проточек.....	66
3.6. Влияние угла наклона проточек (S) на кавитационные характеристики	69
3.7. Выводы	70
4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВХОДНЫХ ЛОПАТОЧНЫХ УСТРОЙСТВ.....	72
4.1. Влияние входного лопаточного устройства на напорные характеристики осевого насоса	73
4.2. Влияние входного лопаточного и оптимального надроторного устройства на кавитационные характеристики осевого насоса.....	76
4.3. Выводы	80
5. ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ	82
5.1. Постановка задачи	82
5.2. Валидация численной модели насоса на основе экспериментальных данных	86
5.3. Влияние надроторного и входного лопаточного устройства на внутренний КПД и мощность осевого насоса	87
5.4. Влияние надроторного и лопаточного входного устройства на длину распространения и интенсивность обратных токов	89
5.5. Выводы	95
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	97
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	100
СПИСОК ИЛЛЮСТРАТИВНОГО МАТЕРИАЛА	111
ПРИЛОЖЕНИЕ А. АКТЫ О ВНЕДРЕНИИ РЕЗУЛЬТАТОВ ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ	115

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы диссертационной работы.

Осевые высокооборотные насосы часто используются в самолетных гидравлических системах [8, 16] и системах питания жидкостных ракетных двигателей (ЖРД) [29, 19] в качестве бустерных насосов для повышения входного давления и обеспечения бескавитационной работы основного двигательного насоса. Современные ракетные двигатели глубоко дросселируются, они способны регулировать тягу в диапазоне от 30 до 110 % от номинального режима [10], поэтому одним из важных требований к высокооборотным насосам является многорежимность, т. е. их способность в ходе эксплуатации работать в широком диапазоне режимов по расходу и частоте вращения.

Напорные характеристики насосов высокой быстроходности с осевыми колёсами, в подавляющем большинстве случаев, имеют немонотонные (западающие) кривые что осложняет процесс их проектирования и регулирования. Область западания может распространяться вплоть до значений расходов 0,6-0,8 от номинального режима, что может влиять на кавитационную характеристику основного двигательного насоса при изменении подачи. Наличие этой области накладывает определенные усложнения для системы управления двигателя летательного аппарата. Также на режимах дросселирования, при понижении расхода насоса, образуются обратные токи, которые вызывают повышение вибрации и пульсаций давления. Борьба за исправление характеристик может приводить к снижению вибрации и пульсаций давления, и вследствие этого ведет к улучшению надежности и ресурса агрегатов системы питания. Обеспечение монотонно падающей напорной характеристики осевого насоса является одной из важнейших целей проектирования и оптимизации конструкции насоса.

Увеличение напора в зоне западания напорной характеристики играет важную роль при работе насоса при повышенных температурах. В воздушно-реактивных двигателях (ВРД) при дросселировании происходит нагрев рабочего тела, что негативно сказывается на антикавитационных качествах основного

двигательного насоса и приводит к снижению его напора. Нагрев рабочего тела также может происходить и в ракетных двигателях разгонных блоков многократного включения. Компонент может нагреваться на солнце при полете на орбите до 70 °С.

Изучение течения в лопаточных решетках рабочих колес представляет теоретический и практический интерес, так как периферийные сечения межлопаточного канала осевого рабочего колеса играют важную роль в образовании зоны западания напорной характеристики. Установка надроторного устройства или закрутка потока на входе в насос в периферийных сечениях может изменить напор и повысить эффективность насоса в зоне западания (немонотонности) напорной характеристики. Рекомендаций по исправлению формы напорной характеристики для осевых насосов разработано недостаточно, поэтому тема работы является актуальной.

Степень разработанности темы исследования.

Методы улучшения формы напорной характеристики осевых насосов изучены не в полной мере. Прикладные исследования, проводимые отечественными авторами, среди них Жарковский А.А., Свобода Д.Г., Иванов Е.А. и другие, в основном сосредоточены на изменении геометрических параметров рабочего колеса и оптимизации проточной части насоса.

Существует ограниченное количество исследований, посвященных применению различных входных и надроторных устройств, применяемых для исправления формы напорной характеристики осевого насоса. При этом во многих работах авторы не приводят рекомендаций по оптимальной конструкции таких устройств.

Зарубежные исследователи, такие как Tong Mu, Rui Zhang, Hui Xu, Imamura H., Kurokawa J., Matsui J., Kikuchi M., Choi Y. и другие, изучали влияние надроторного устройства на напорные и кавитационные характеристики осевых насосов. Это устройство представляет собой осевые или наклонные проточки, которые располагаются над частью ротора и на периферии входного устройства насоса. Однако, в своих работах они не приводят рекомендаций по количеству и

углу наклона проточек. Кроме того, причины влияния надроторного устройства на напор насоса и его антикавитационные свойства остаются недостаточно изученными.

Изучение влияния закрутки потока на входе в насос в основном проводилось на центробежных и шнекоцентробежных насосах и изучалось авторами Lei Tan, Baoshan Zhu, Hucan Hou, Yongxue Zhang и др. Исследований закрутки потока на входе в осевой насос кратно меньше, их проводили авторы Wei-Min Feng, Jing-Ye Pan, Zhi-Wei Guo, Qian Cheng, Lichao Jia, Haifeng Jiao и др. при помощи пилонов, установленных на входе под различным углом. При этом влияние закрутки периферийных сечений на работу осевого насоса не было изучено.

Целью диссертации является комплексное экспериментальное и расчетно-теоретическое исследование методов улучшения напорной характеристики и разработка практических рекомендаций по управлению формой напорной характеристики насосов с осевыми рабочими колесами при помощи входных и надроторных устройств.

Для достижения поставленной цели сформулированы следующие **задачи**:

- 1) разработать геометрию входных и надроторных устройств, таких как осевые и наклонные надроторные проточки, входное лопаточное устройство;
- 2) экспериментальным методом и при помощи численного моделирования определить влияние установки входных и надроторных устройств на напорную характеристику с учетом их влияния на антикавитационные качества насоса;
- 3) исправление формы напорной характеристики осевого насоса на монотонно падающую;
- 4) выработать рекомендации по проектированию и использованию входных и надроторных устройств, заложить основы для разработки методики прогнозирования и управления напорными характеристиками осевых насосов с западающим участком путем формирования и наполнения экспериментальной базы данных.

В качестве **объекта исследования** использован экспериментальный гидротурбонасос, представляющий собой осевое рабочее колесо насоса с лопаточным осевым отводом, рабочей жидкостью которого является керосин. На рисунке 1 показан эскиз агрегата. Основные параметры осевого рабочего колеса, спрямляющего аппарата насоса и другие параметры агрегата приведены в таблице 1 для режима максимума КПД.

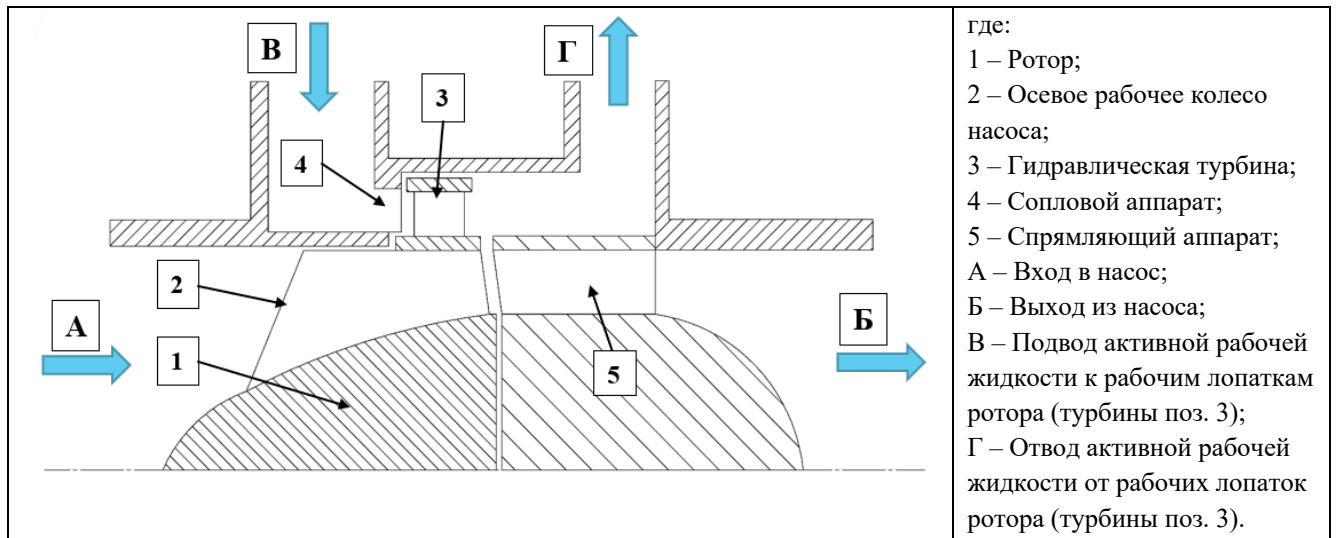


Рисунок 1 – Эскиз гидротурбонасоса без доработок

Таблица 1 – Ряд геометрических и других параметров агрегата

Наименование параметра	Величина	Ед. изм.
Коэффициент быстроходности насоса, n_s	540	-
Максимальный КПД агрегата	0,35	-
Расход насоса, приведенный к оборотам на номинальном режиме, Q/n	13 ($3,45 \cdot 10^{-5}$)	(л/ч)/(об/мин) ((м³/с)/(рад/с))
Втулочное отношение на входе, $\overline{d_{1вт}}$	0,44	-
Втулочное отношение на выходе, $\overline{d_{2вт}}$	0,65	-
Коэффициент эквивалентного диаметра на входе, $K_{Dэ1}$	4,57	-
Коэффициент эквивалентного диаметра на выходе, $K_{Dэ2}$	3,85	-
Угол атаки на среднем диаметре, i_{cp}	1,71*	град
Число лопаток, z_k	5	шт.
Густота рабочего колеса насоса на среднем диаметре, τ_{cp}	1,27	-
Угол атаки на входе в СА на среднем диаметре, i_{3cp}	4,25	град
Густота СА, $\tau_{СА cp}$	2,08	-
Втулочное отношение СА, $\overline{d_{вт СА}}$	0,65	-
Число лопаток СА, $z_{СА}$	12	шт.
* - углы атаки по высоте рабочей лопатки на других сечениях отличаются примерно на 1 градус.		

Приводом ротора экспериментального насоса является гидравлическая турбина, установленная на бандаже осевого рабочего колеса насоса. Гидротурбонасосы подобного типа используются для подкачки топлива из расходного бака к двигателю насоса самолетов, а также в качестве бустерных турбонасосных агрегатов ЖРД. Относительная величина радиального зазора на входе в насос до густоты лопаточной решетки на периферии $\tau \approx 0,5$ равен $\bar{\Delta} = 0,023$, а далее зазор равен 0 из-за установленного бандажа.

Научная новизна.

Исследовано влияние комплекса геометрических параметров надроторных и входных лопаточных устройств на энергетические и кавитационные характеристики осевого насоса.

Представлены методы и практические рекомендации по проектированию осевых насосов, обеспечивающие увеличение напора в локальной зоне западания напорной характеристики и исправление ее формы на монотонно падающую при помощи установки надроторных и входных лопаточных устройств.

Показано влияние закрутки потока на входе в периферийные сечения на напор осевого насоса в зоне западания энергетических характеристик.

При помощи метода численного моделирования показано влияние установки входных лопаточных и надроторных устройств на величину и интенсивность обратных токов.

Практическая значимость работы заключается в возможности использовать предложенные рекомендации для увеличения напора осевого насоса в зоне западания энергетических характеристик. Это позволяет в ходе эксплуатации насоса работать в более широком диапазоне изменения расхода и оборотов ротора, в частности, в составе ЖРД и топливных систем авиационных двигателей. За счет применения данной методики возможно исправить форму напорной характеристики осевого насоса на монотонно падающую, что является одной из ключевых целей проектирования и оптимизации конструкции насоса и улучшения работы систем управления двигателя летательного аппарата.

Теоретическая значимость работы заключается в определении влияния величины и интенсивности обратных токов на входе на величину напора осевого насоса в зоне западания энергетических характеристик при помощи разработанной методики обработки результатов численного моделирования. Предложенная методика позволяет с достаточной точностью определить начало образования обратных токов на входе в осевое рабочее колесо насоса.

Методы исследования.

Экспериментальные результаты исследования получены с использованием стандартных методик проведения испытаний на стенде осевых насосов с применением аттестованных средств измерений и регистрации параметров. Расчетные исследования проводились с использованием методов численного моделирования процессов гидродинамики, реализованных в программном обеспечении ANSYS CFX.

Положения, выносимые на защиту:

1. Методы увеличения напора осевого насоса в области западания энергетических характеристик и обеспечения монотонно падающей формы напорной характеристики.
2. Методика обработки результатов экспериментальных исследований насосов с западающей напорной характеристикой.
3. Результаты расчетных и экспериментальных исследований.
4. Рекомендации по проектированию входных лопаточных и надроторных устройств для осевых насосов, используемых в составе ЖРД и топливных систем авиационных двигателей.

Степень достоверности.

Достоверность полученных результатов обеспечивается:

1. Применением широко известных методов исследования и научных положений, использованием фундаментальных положений гидродинамики.
2. Проведенными экспериментальными исследованиями на испытательном стенде с использованием аттестованной измерительной

аппаратуры, достаточным объёмом экспериментальных данных и их корректной статистической обработкой.

3. Согласованием результатов расчетов по разработанной численной модели с полученными экспериментальными данными, а также результатами расчетно-экспериментальных исследований, приведенными в научно-технической литературе, опубликованной в открытой печати.

Публикации.

Основные результаты исследований опубликованы в 6 статьях, в журналах, рекомендованных высшей аттестационной комиссией (ВАК) при Министерстве науки и высшего образования Российской Федерации.

Апробация работы.

Основные научные результаты, изложенные в диссертационной работе, обсуждались и докладывались на конференциях и семинарах:

XLVIII Международная молодёжная научная конференция «Гагаринские чтения» – 2022 г. город Москва, МАИ;

Конференция «Гидравлика 2023» – 2023 г. город Москва, МГТУ им. Баумана;
22-я Международная конференция «Авиация и космонавтика» – 2023 г. город Москва, МАИ;

L Международная молодёжная научная конференция «Гагаринские чтения» – 2024 г. город Москва, МАИ;

23-я Международная конференция «Авиация и космонавтика» – 2024 г. город Москва, МАИ.

Структура и объем работы.

Диссертация состоит из введения, пяти глав основного текста, заключения, списка литературы и списка иллюстративного материала. Общий объем диссертационной работы составляет 115 страниц. Работа содержит 56 иллюстраций, 4 таблицы. Список литературы содержит 105 наименований.

Во введении обосновывается актуальность и новизна темы диссертационного исследования, формулируются цель работы и задачи исследования, научная новизна, практическая и теоретическая значимость,

положения, выносимые на защиту, достоверность полученных результатов, сообщаются сведения об апробации работы и публикациях автора, излагаются объем и структура диссертации.

В первой главе рассматриваются области применения осевых насосов и их особенности в авиакосмической отрасли, представлен аналитический обзор литературных источников.

Во второй главе представлено описание экспериментальной установки, методы обработки результатов испытаний и энергетические характеристики объекта исследований.

В третьей главе представлены экспериментальные исследования влияния установки надроторных устройств с осевыми и наклонными проточками на напорные и кавитационные характеристики. Даны рекомендации по их применению и определена оптимальная геометрия.

В четвертой главе представлены экспериментальные исследования влияния предварительной закрутки потока в периферийных сечениях осевого насоса на входе при помощи входных лопаточных устройств различной густоты на напорные и кавитационные характеристики. Даны рекомендации по применению входных лопаточных устройств в сравнении с оптимальным надроторным устройством.

В пятой главе при помощи метода численного моделирования показано влияние входных лопаточных и надроторных устройств на внутренний КПД и мощность насоса, а также на длину распространения обратных токов во входной магистрали насоса и их интенсивность.

В заключении представлены основные результаты работы и выводы.

1. АНАЛИТИЧЕСКИЙ ОБЗОР РАБОТ И ВВЕДЕНИЕ В ПРОБЛЕМАТИКУ

Высокооборотные осевые и центробежные насосы являются преимущественными видами лопастных машинных агрегатов, используемых в системах питания ЖРД [29], а также в самолетных гидравлических системах [8, 16]. Осевые насосы нашли применение в составе бустерных турбонасосных агрегатах (БТНА) отечественных ЖРД [12], а также турбонасосных агрегатов (ТНА), например в зарубежных двигателях Raptor и J-2 [19]. Они просты по конструкции, имеют малые массы и габариты, обладают высокой экономичностью. Благодаря повышенной угловой скорости вращения (от 300 до 6000 рад/с), приводом для этих насосов могут быть как газовые или гидравлические турбины, так и высокооборотные электрические машины [9]. Одним из требований к высокооборотным насосам является многорежимность, т. е. в ходе эксплуатации они должны работать в широком диапазоне режимов по расходам и частоте вращения.

Современный этап развития насосостроения характеризуется значительным технологическим прогрессом. Инновационные методы компьютерного моделирования позволили совершить скачок в проектировании проточных частей центробежных, диагональных и осевых насосных агрегатов. Благодаря применению перспективных конструктивных решений и применению современных методик расчета были существенно улучшены энергетические, кавитационные и виброакустические характеристики.

1.1. Подобие насосов и классификация насосов по быстроходности

Критерии подобия в качестве комплексных параметров оказываются полезными при теоретическом исследовании процессов в насосах, так как они позволяют заменить рассмотрение взаимосвязи между многими параметрами анализом связи между несколькими комплексами параметров. Гидравлические

машины являются подобными, если соблюдаются условия геометрического, кинематического и динамического подобия [9].

Инженерная практика проектирования насосов активно применяет безразмерные коэффициенты, которые сохраняют постоянное значение для всех гидравлически подобных машин данной масштабной серии. В соответствии с принципами теории подобия, из рассмотрения критериев Струхала и Эйлера вытекают следующие ключевые соотношения [17]

$$Q = K_Q \cdot D^3 \cdot n_c \quad (1.1.1)$$

$$H = K_H \cdot D^2 \cdot n_c^2 \quad (1.1.2)$$

$$N = K_N \cdot D^5 \cdot n_c^3 \quad (1.1.3)$$

где коэффициенты пропорциональности K_Q , K_H , K_N называют коэффициентами подачи, напора и мощности, соответственно, а значения каждого из них одинаковы для насосов одной масштабной серии при подобных режимах работы (n_c – частота вращения РК, об/мин).

$$K_Q = \frac{Q}{n_c \cdot D^3}, \quad (1.1.4)$$

$$K_H = \frac{H}{n_c^2 \cdot D^2}, \quad (1.1.5)$$

$$K_N = \frac{N}{n_c^3 \cdot D^5}. \quad (1.1.6)$$

Графическая зависимость между коэффициентами K_H и K_Q (или K_N и K_Q) остается неизменной для всех насосов одной масштабной серии, при этом незначительные расхождения могут быть вызваны различиями в гидравлическом, объемном и механическом КПД.

Для пересчета насоса на другой диаметр рабочего колеса или другую частоту вращения вала, а также для пересчета параметров двух сравниваемых насосов одной масштабной серии используют зависимости, полученные из выражений

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3 \cdot \frac{n_1}{n_2} \cdot \frac{\eta_{об.1}}{\eta_{об.2}}, \quad (1.1.7)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \cdot \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \cdot \frac{\eta_{г.1}}{\eta_{г.2}}, \quad (1.1.8)$$

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^5 \cdot \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \cdot \frac{\eta_{м.1}}{\eta_{м.2}}. \quad (1.1.9)$$

Приведенные зависимости представляют собой фундаментальные уравнения подобия насосных агрегатов. Для большинства практических задач допустимо применять упрощенный подход, полагая что отношения всех видов КПД (объемного, гидравлического и механического) равны единице.

Важным безразмерным параметром, который определяет тип насоса и его рабочего колеса, а также учитывает основные параметры насоса, является «коэффициент быстроходности». Его используют для сравнения между собой насосов различных типов, а также для характеристики формы проточной части насосов в соответствии с заданными параметрами. Он определяется как, в системе МКГСС [9, 17]:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} = \frac{219 \cdot \sqrt{K_Q}}{K_H^{\frac{3}{4}}} \quad (1.1.10)$$

где n – частоте вращения об/мин;

Q – подача насоса, м³/с;

H – напор насоса, м.

В системе СИ:

$$n_s = \frac{193,3 \cdot \omega \cdot \sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad (1.1.11)$$

где ω – угловая скорость ротора, рад/с;

Q – подача насоса, м³/с;

H – напор насоса, Дж/кг.

Формула (1.1.10 и 1.1.11) показывает, что при неизменных параметрах Q и H с ростом n_s увеличивается частота вращения n и, соответственно, уменьшаются размеры и масса насоса. Следовательно, увеличение n_s экономически выгодно. При постоянной частоте вращения коэффициент быстроходности увеличивается с ростом Q и уменьшением H . Таким образом тихоходные насосы, с низким коэффициентом быстроходности, оптимальны для создания большой величины

напора при относительно малых подачах, тогда как быстроходные насосы наоборот.

В теории насосов коэффициент быстроходности нашел широкое применение как комплекс, связывающий основные параметры насоса H , Q и n . Он используется при обобщении опытных данных геометрически неподобных насосов: для систематизации геометрических, кинематических и других расчетных коэффициентов, для обобщения энергетических характеристик и т.д. [39]. В частности, коэффициентом быстроходности характеризуют геометрическую форму меридионального сечения рабочего колеса [28]. Однако между расчетными коэффициентами, энергетическими и другими характеристиками насоса и коэффициентом быстроходности отсутствует однозначная связь ввиду влияния других параметров насоса, выбираемых при проектировании независимо от n_s [9].

Коэффициент быстроходности n_s определяет тип насоса и форму его рабочего колеса. Классификация насосов по коэффициенту быстроходности [13]:

$10 \leq n_s < 40$ – объемные;

$40 \leq n_s < 80$ – тихоходным центробежные;

$80 \leq n_s < 150$ – центробежные средней быстроходности;

$150 \leq n_s < 300$ – быстроходные центробежные насосам;

$300 \leq n_s < 500$ – диагональные;

$500 \leq n_s < 1200$ – осевые;

$1200 \leq n_s < 5000$ – осевые насосы повышенной быстроходности.

Влияние n_s на форму проточной части рабочего колеса насоса представлено на рисунке 2, из которого видно, что с его увеличением уменьшается отношение диаметров входа/выхода и увеличивается ширина лопатки на выходе

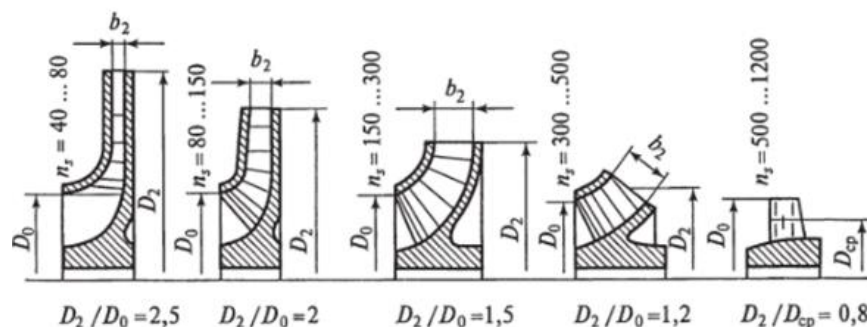


Рисунок 2 – Влияние n_s на форму проточной части рабочего колеса насоса

От критерия n_s зависит форма напорной характеристики насоса и значение максимально достижимого КПД [17], влияние n_s на эффективность насоса показано на рисунке 3.

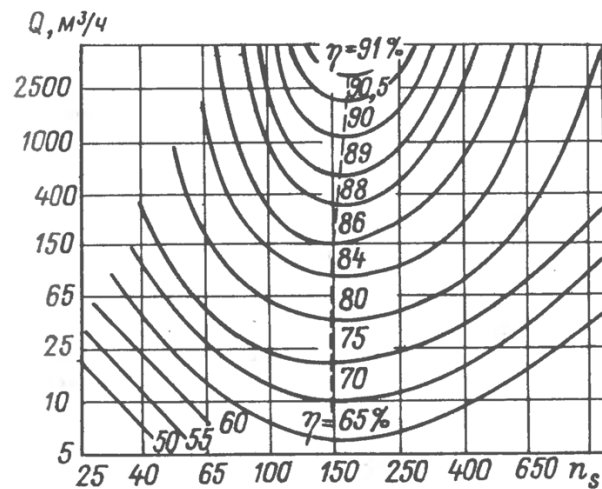


Рисунок 3 – Влияние n_s на КПД насоса [17]

На рисунке 4 приведен график областей использования различных типов насосов в зависимости от их подачи и напора.

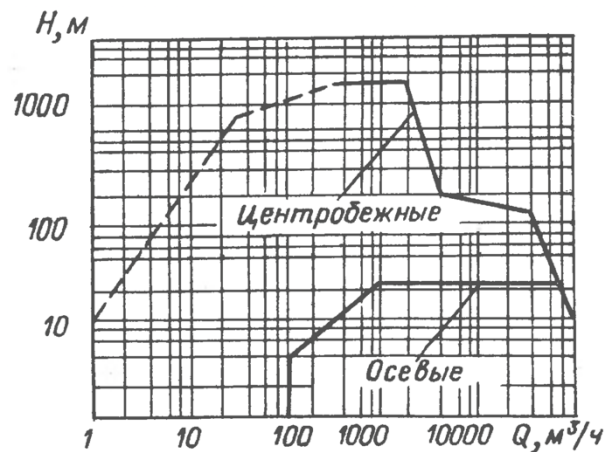


Рисунок 4 – Примерный график области использования различных типов насосов в зависимости от их подачи и напора [17]

1.2. Устройство и принцип действия осевого насоса

Принцип действия осевого насоса заключается в перемещении перекачиваемой жидкости параллельно оси вращения рабочего колеса. Движение рабочего тела возникает в результате преобразования вращательной энергии (механической) рабочего колеса в энергию движущейся жидкости. При вращении

рабочего колеса насоса в потоке жидкости возникает разность давлений по обе стороны каждой лопасти и, следовательно, силовое взаимодействие потока с лопастным колесом. Силы давления лопастей на поток создают вынужденное вращательное и поступательное движение жидкости, увеличивая её давление и скорость, то есть механическую энергию [33]. Отсутствие радиального перемещения потока в целом исключает возможность работы кориолисовых сил инерции, и приращение энергии происходит только за счёт циркуляционного обтекания лопастей рабочего колеса [11].

Характерной особенностью осевых насосов является их способность обеспечивать значительные объемные расходы при относительно низких значениях напора, что соответствует высоким коэффициентам быстроходности в диапазоне 500...5000. Осевой насос может быть использован в качестве преднасоса [49] и, в отдельных случаях, как самостоятельный подкачивающий насос, установленный непосредственно в бак или вблизи бака, с автономным приводом (бустерный насос).

Конструктивное исполнение осевых насосов включает два основных типа:

пропеллерные (с фиксированным положением лопастей, жестко закрепленных на втулке);

поворотно-лопастные (регулируемые, оснащенные механизмом для регулирования угла установки лопастей).

Поворотно-лопастные насосы по сравнению с жестколопастными имеют значительно больший диапазон изменения рабочих характеристик при сохранении высокого КПД, так как при изменении подачи лопасти рабочего колеса можно устанавливать под оптимальным углом атаки [25].

Внешний вид типичной проточной части осевого насоса представлен на рисунке 5, он состоит из входного (всасывающего) патрубка, рабочего колеса, спрямляющего аппарата и отводящего (напорного) патрубка.

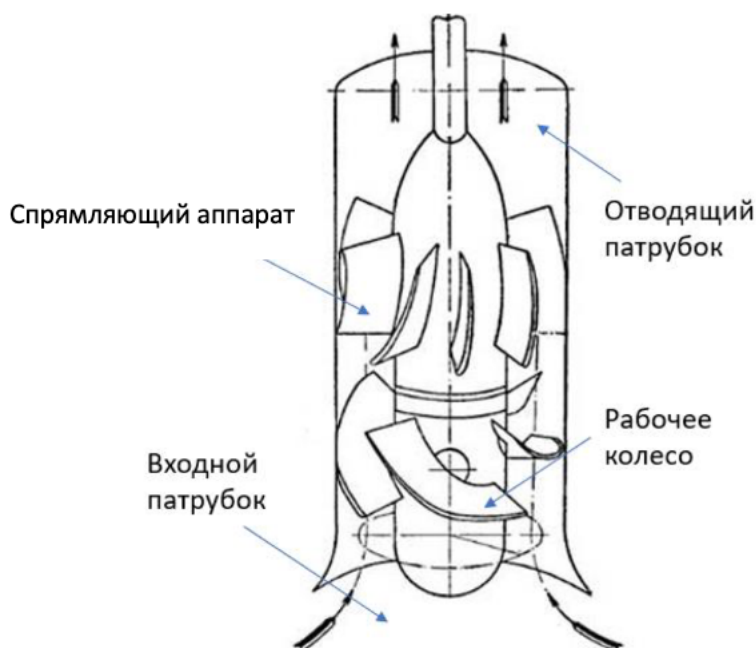


Рисунок 5 – Типичная проточная часть осевого насоса [33, 43]

Лопастная система осевого насоса включает в себя пространственные лопасти рабочего колеса (РК), вращающегося с частотой вращения n , и неподвижные лопатки спрямляющего аппарата (СА).

К основным геометрическим параметрам лопастного осевого насоса относятся:

$D_{рк}$ – наружный диаметр рабочего колеса, м;

$d_{вт}$ – диаметр втулки, м;

$\beta_{л1}, \beta_{л2}$ – угол установки лопатки на входе/выходе, град;

z – число лопаток, шт.;

t_1, t_2 – шаг лопаточной решетки на входе/выходе, м;

L – осевая длина лопатки, м.

Основными эксплуатационными параметрами являются:

Q – расход, объём жидкости, перекачиваемой за единицу времени, м³/с;

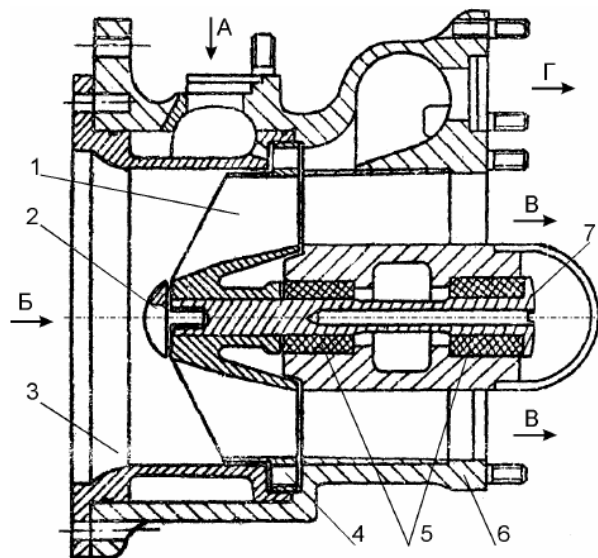
H – напор, превышение удельной энергии жидкости на выходе насоса над входной энергией, м;

n – частота вращения, скорость вращения вала, необходимая для обеспечения требуемых значений энергетических параметров, об/мин;

Δh_{don} – допустимый кавитационный запас, обеспечивающий работу насоса без изменения основных энергетических параметров, м.

Приводом таких насосов, в зависимости от условий эксплуатации, может являться электродвигатель, газовая или гидравлическая турбина. Насос с приводной турбиной конструктивно выполняется в виде автономного агрегата, который называют бустерным, так как он служит для повышения входного давления у основного двигательного насоса летательного аппарата. В пример можно привести осевой гидротурбоприводной насос (ГТН), внешний вид которого показан на рисунке 6, он представляет собой осевое рабочее колесо насоса с лопаточным отводом. Приводом рабочего колеса насоса является гидравлическая турбина, установленная на бандаже ротора. Питание гидротурбопривода осуществляется активным топливом (топливом высокого давления 500...3500 кПа), отбираемым от топливной системы двигателя летательного аппарата [25, 15].

Осевые насосы на сегодняшний день широко применяются в авиационной (топливные подкачивающие насосы), космической (бустерные турбонасосные агрегаты ЖРД), а также в судостроительной (водометные движители) отраслях и нефтегазовой промышленности.



- 1 — рабочее колесо; 2 — фиксирующий винт; 3 — спрямляющий аппарат;
 4 — турбина; 5 — подшипники; 6 — корпус; 7 — ось;
 А — вход активного топлива; Б — вход топлива из бака;
 В — выход подаваемого топлива; Г — выход активного топлива

Рисунок 6 – Осевой гидротурбоприводной насос [16]

1.3. Форма энергетических характеристик осевых насосов

Форма напорной характеристики осевых насосов отличается от формы напорной характеристики центробежных насосов и имеет свои особенности. Насосы с высокой быстроходностью в большинстве случаев имеют западающие (немонотонные) энергетические характеристики [17, 28, 24, 35, 34, 14], что осложняет процесс их проектирования и регулирования. Область западания может распространяться вплоть до значений расходов $0,6\text{--}0,8 Q_n$ (где Q_n – номинальный расход насоса, $\text{м}^3/\text{с}$). Наличие этой зоны обусловлено геометрией проточной части, когда из-за различной длины линий тока у втулки и периферии разные элементы лопасти совершают разное приращение энергии [37].

Формы характеристик осевых насосов с западающими энергетическими характеристиками показаны на рисунке 7. На напорной и мощностной характеристике находится “завал” на левой части характеристики (показано красным). Начало “завала” напорной характеристики показано зеленым, а окончание синим. Начало “завала” – уменьшение величины перепада давления (напора) при уменьшении расхода насоса. Окончание “завала” – увеличение величины перепада давления (напора) при увеличении расхода насоса.

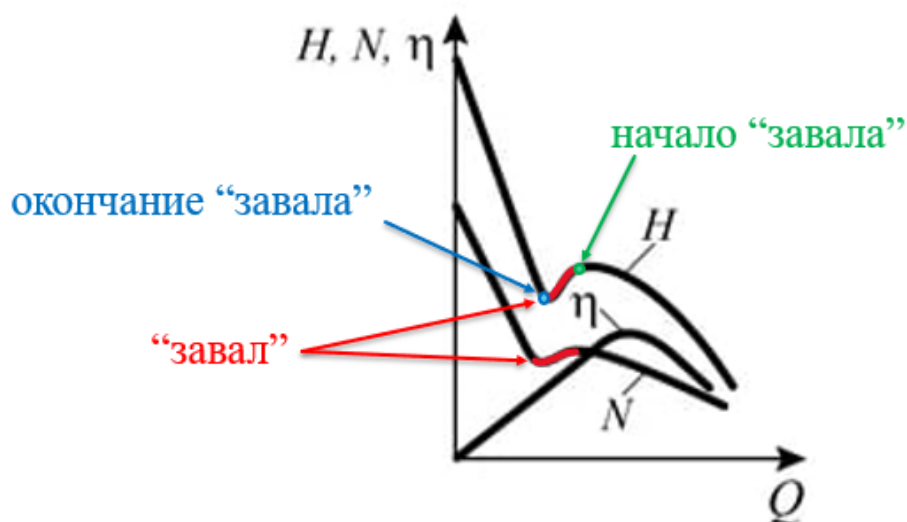


Рисунок 7 – Форма характеристик насоса с высокой быстроходностью [24, 13]

В исследованиях [36, 38] проведен комплексный анализ влияния геометрических параметров рабочего колеса (втулочного отношения, углов

установки лопастей, густоты решетки, количества лопаток и др.) на форму напорной характеристики осевого насоса с коэффициентом быстроходности $n_s = 570$. Анализ полученных в работах данных демонстрирует, что ни одна из рассматриваемых вариаций исследуемых параметров не обеспечила полного устранения западания напорной характеристики. Проведенные исследования позволили установить, что в диапазоне расходов 30...60 % от номинального режима насоса в периферийных сечениях межлопастных каналов наблюдаются выраженные отрывные течения и образование интенсивных вихревых структур, которые существенно нарушают сплошность потока. В результате происходит полное или частичное закиривание течения в каналах насоса на периферии. Данные зоны теряют способность к энергопередаче из-за отсутствия циркуляционного течения вокруг профиля лопатки, что приводит к уменьшению величины напора насоса и вследствие чего появляется западающий участок на напорной характеристике насоса [37, 36, 38].

В исследовании [37] приведены рекомендации по проектированию проточной части лопастных осевых насосов с низкой густотой рабочего колеса. Для улучшения формы напорной характеристики следует:

1. Оптимизировать распределение энергии по размаху лопасти для снижения вклада в создание напора периферийных сечений осевого насоса. Уменьшение выходных углов и кривизны лопасти в периферийных сечениях позволит увеличить влияние средних сечений на напор насоса и компенсирует падение напора на режимах западания напорной характеристики.

2. Профилировать входную кромку лопатки для более плавного и безударного входа, а именно рекомендуется:

Удлинять лопасть у втулки для более плавного натекания потока;

Уменьшать длину лопасти в периферийных сечениях для снижения отрывных явлений.

3. Увеличивать углы охвата лопасти рабочего колеса, но это может приводить к увеличению потерь и снижению гидравлического КПД.

4. Учитывать влияние величины потерь в спрямляющем аппарате, так как при уменьшении расхода гидравлические потери в СА растут быстрее чем увеличивается напор насоса. Применение заниженных углов установки лопаток спрямляющего аппарата относительно расчетных значений для номинального режима, эффективно для стабилизации и улучшения обтекания лопаток на режимах малых подач, что улучшает форму напорной характеристики. Но это может приводить к некоторому снижению гидравлического КПД на режиме его максимума.

5. Применять предварительно спрофилированную коническую втулку, что позволяет снизить диффузность, а также уменьшить меридиональную скорость потока на входе в осевое рабочее колесо, что положительно сказывается на антикавитационных качествах насоса.

Основное внимание предложенных рекомендаций направлено исключительно на возможность улучшения формы напорной характеристики осевого насоса. Данные рекомендации не в полной мере учитывают влияние на антикавитационные качества насоса и его КПД характеристику. В работе [20] автором выполнен более полный анализ влияния геометрических параметров осевого насоса на форму напорной характеристики, с учетом требований изложенных в работе [37], сделаны выводы, что по совокупности параметров, наибольшее влияние на форму напорной характеристики оказывают 3 параметра: диаметр втулки, величина угла лопасти на середине ее профиля по втулочному и периферийному сечению.

1.4. Кавитационные характеристики и методы их определения

Явление кавитации в движущейся жидкости возникает в тех случаях, когда давление, в какой-либо области потока, падает ниже давления насыщенного пара жидкости [29, 23, 42].

Кавитация – это процесс нарушения сплошности потока жидкости в зоне пониженного давления, заключающийся в образовании полостей, наполненных

паром и выделившимся из жидкости газом. В области пониженных давлений возникают растягивающие напряжения, которые приводят к разрыву жидкости и образованию кавитационных пузырьков и каверн, а также выделению из жидкости растворенных газов [29].

Кавитация приводит к трем основным отрицательным последствиям для гидравлических машин:

- 1) к срыву режима работы машины, при достаточно развитой кавитации, т.е. к резкому снижению основных выходных параметров таких как напор, расход и КПД насоса;
- 2) к эрозионному разрушению рабочего колеса в тех местах, где схлопываются пузырьки (обычно при длительной работе на кавитационном режиме) [9];
- 3) к возможности неустойчивой работы (низкочастотные автоколебания давления) [32].

Для оценки антикавитационных качеств насоса в инженерной практике применяют несколько способов получения кавитационных характеристик: проведение эксперимента (лабораторные испытания), теоретический метод (проведение расчетов с использованием различных аналитических методик) и при помощи численного компьютерного моделирования (CFD).

Методы экспериментального исследования кавитационных процессов классифицируются на две группы: прямые (непосредственное наблюдение явлений) и косвенные (оценка по сопутствующим эффектам) [40]. К числу прямых относятся визуальный и акустический метод. К косвенным методам относятся:

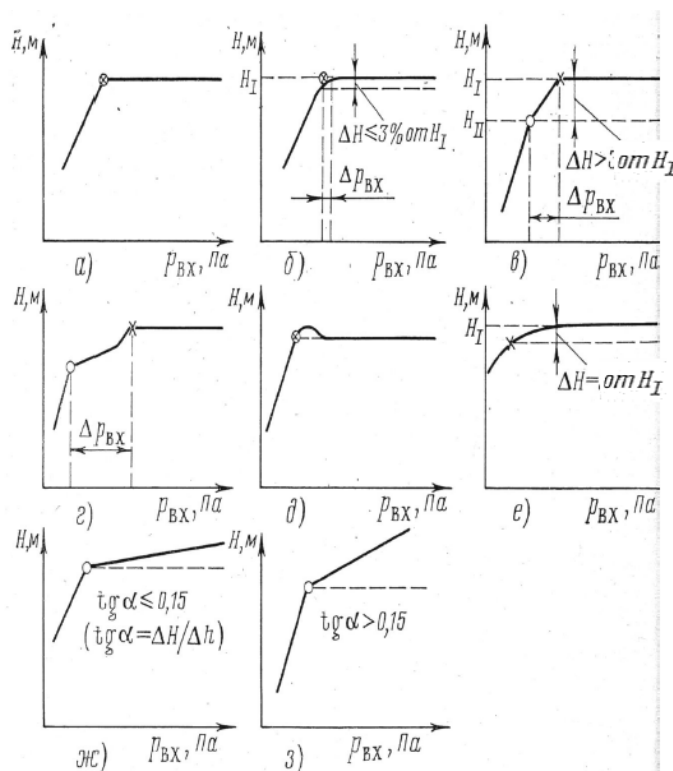
Гидравлический – мониторинг изменений гидродинамических параметров потока жидкости, связанных с интенсивностью кавитации. Оценка степени кавитации по отклонениям от нормальных рабочих характеристик;

Механический – количественная оценка интенсивности эрозионного разрушения;

Фотоэлектрический – регистрация сонолюминесценции (свечения при схлопывании пузырьков);

и другие.

В практических исследованиях критические значения входного давления определяют по срывным кавитационным характеристикам, которые представляются в виде зависимостей $H = f(p_{вх})$ или $H = f(\Delta h)$. Стоит отметить, что при получении этих характеристик важно выдерживать постоянным расход насоса и частоту вращения вала. На рисунке 8 представлены типичные формы срывных кавитационных характеристик шнеко-центробежных насосов, а также представлено разделение на первый и второй критический режим, где первый критический режим – начало изменения напора, а второй – начало резкого падения напора или срыв режима насоса.



$$\begin{aligned}
 n_s < 80 & - \text{а, б, д, ж;} \\
 120 < n_s < 150 & - \text{в;} \\
 n_s > 150 & - \text{г, е, з.}
 \end{aligned}$$

Рисунок 8 – Виды срывных характеристик насоса [42]

В работе [42] приведены обобщенные данные по формам срывных кавитационных характеристик при различных диапазонах n_s и показаны на рисунке 8. Эти характеристики относятся к шнеко-центробежным насосам. Их классификация условна, как и сами критические режимы на этих характеристиках, так как они определяются путём пересечения отрезков прямых, осредняющих

опытные точки. Характеристики осевых и оседиагональных насосов могут отличаться от тех, что показаны на рисунке 8.

Для определения первого критического режима принимают падение напора на 3 %. Для второго критического режима иногда принимают точку падения напора на 10 или 15 %, а для насосов, используемых в авиакосмической отрасли, требуется полная срывная кавитационная характеристика, так как они используются в широком диапазоне подач [21].

Кроме описанных выше срывных кавитационных характеристик используют также универсальные срывные характеристики $H/n^2 = f(\Delta h/n^2)$. Они позволяют сравнить насосы с различной частотой вращения вала. Если имеются испытания насоса при различных расходах и оборотах, то можно построить обобщенные кавитационные характеристики вида $\Delta h_{кр}/n^2 = f(Q/n)$, (где $\Delta h_{кр}$ это критический кавитационный запас или превышение минимального полного напора жидкости на всасывании над напором насыщенных паров в м, при котором на частной кавитационной характеристике происходит падение напора насоса на 3, 5, 10 % и более).

В настоящее время для оценки антикавитационных свойств насосов в отечественной литературе чаще всего используют кавитационный коэффициент быстроходности $C_{кр}$, впервые предложенный Рудневым С.С. [28, 42].

$$C_{кр} = \frac{5,62 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\Delta h_{кр}^{\frac{3}{4}}} \quad (1.4.1)$$

Антикавитационные свойства насоса для любого режима работы могут быть оценены как

$$C_{кр} = f\left(\frac{Q}{n}\right) = \frac{5,62 \cdot \sqrt{\frac{Q}{n}}}{\left(\frac{\Delta h_{кр}}{n^2}\right)^{\frac{3}{4}}} \quad (1.4.2)$$

Построение обобщённых кавитационных характеристик для насосов определяется эксплуатационными требованиями. В зависимости от поставленных

задач графики могут отражать первый критический режим кавитации, второй либо оба режима в совокупности.

Критический кавитационный запас может быть определен как

$$\Delta h_{\text{кр}} = \frac{(p_{\text{вх.кр}} - p_{\text{п}})}{\rho \cdot g} + \frac{C_{\text{вх}}^2}{2 \cdot g} = \frac{C_1^2}{2} + \lambda_{\text{кр}} \cdot \frac{W_1^2}{2}, \quad (1.4.3)$$

где $p_{\text{вх.кр}}$ – критическое статическое давление на входе в насос, Па;

$p_{\text{п}}$ – давление насыщенных паров, Па;

ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м³;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

$C_{\text{вх}}$ – осевая скорость на входе в насос, м/с;

C_1 – абсолютная скорость на входе в насос, м/с;

W_1 – относительная скорость на входе в насос, м/с;

$\lambda_{\text{кр}}$ – кавитационный коэффициент кавитации.

В зарубежной литературе существует аналогичный коэффициент [55, 68]

$$n_{ss} = \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{NPSH^{0,75}}. \quad (1.4.4)$$

где $NPSH = \frac{(p_{\text{вх}} - p_{\text{п}})}{\rho \cdot g} + \frac{C_{\text{вх}}^2}{2 \cdot g}$, кавитационный запас, м.

Для комплексной оценки кавитационных характеристик насосного агрегата дополнительно вводится параметр, характеризующий относительное снижение напора при переходе между первым и вторым критическими кавитационными режимами:

$$\delta_{\text{н}} = f\left(\frac{Q}{n}\right) = \frac{H_1 - H_2}{H_1} \cdot 100\%. \quad (1.4.5)$$

где H_1 и H_2 – величина напора на первом и втором критических режимах, м.

На рисунке 9 представлена универсальная кавитационная характеристика насоса, охватывающая весь заданный диапазон режимов работы насосов по Q/n . На основании этих данных возможно построение аппроксимированных срывных характеристик для любых рабочих режимов, определяемых конкретными значениями расхода и частоты вращения вала, что существенно сокращает количество необходимых испытаний.

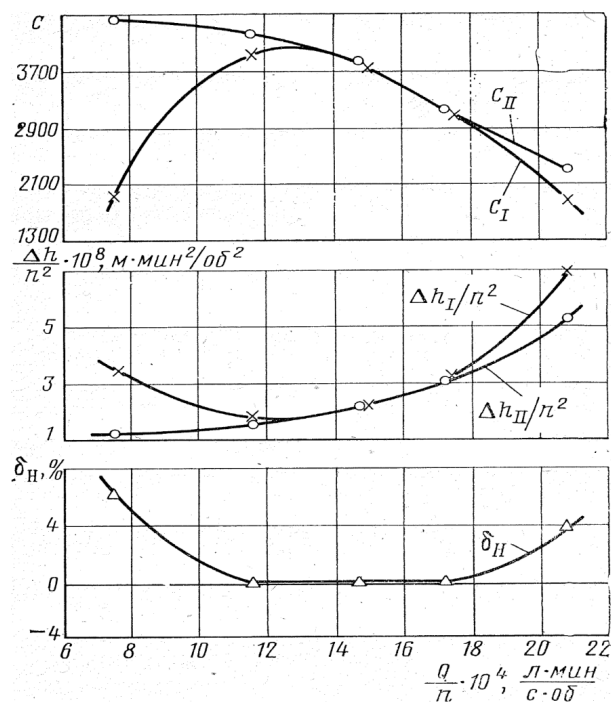


Рисунок 9 – Универсальная кавитационная характеристика насоса [42]

1.5. Структура течения в осевых насосах

При понижении расхода, т. е. при уменьшении комплекса, характеризующего кинематическое подобие режима работы насоса Q/n , появляются обратные токи на входе [9]. При проектировании осевых, шнековых и шнекоцентробежных насосов необходимо знать режим, при котором начинается появление обратных токов и влияние их на энергетические характеристики. Обратные токи, возникают на входе на лопасти колеса и распространяются во входном патрубке навстречу основному потоку, они оттесняют основной поток к оси входного патрубка и закручивают его. Чем больше отличается величина Q/n текущего режима от расчетного $(Q/n)_p$ режима без обратных токов, тем больше интенсивность обратных токов и их воздействие на основной поток [9, 30]. Часто обратные токи наблюдаются и на расчетном режиме насоса.

Обратные токи могут приводить к ряду негативных последствий:

1) Неравномерность поля давления на входе, проявляющаяся в понижении в центре активного потока и в повышении на периферии статического давления вследствие закрутки потока;

- 2) Подогрев перекачиваемой жидкости за счет обратных токов;
- 3) Возможность возникновения автоколебательных режимов;
- 4) Увеличение момента сопротивления на валу насоса;
- 5) Образование на пониженных расходах вихревого шнура во входном патрубке, заполненного газом или паром.

Обратные токи в осевых насосах образуются не только на входе, но и на выходе из рабочего колеса. Визуальное исследование течения, проведенное Б. Лакшминараяна [26], показало, что в первую очередь, на расчетном режиме, появляются обратные токи на выходе, а далее, при уменьшении относительного расхода ϕ зона с обратными токами на выходе увеличивается и начинают образовываться обратные токи на входе, что показано на рисунке 10.

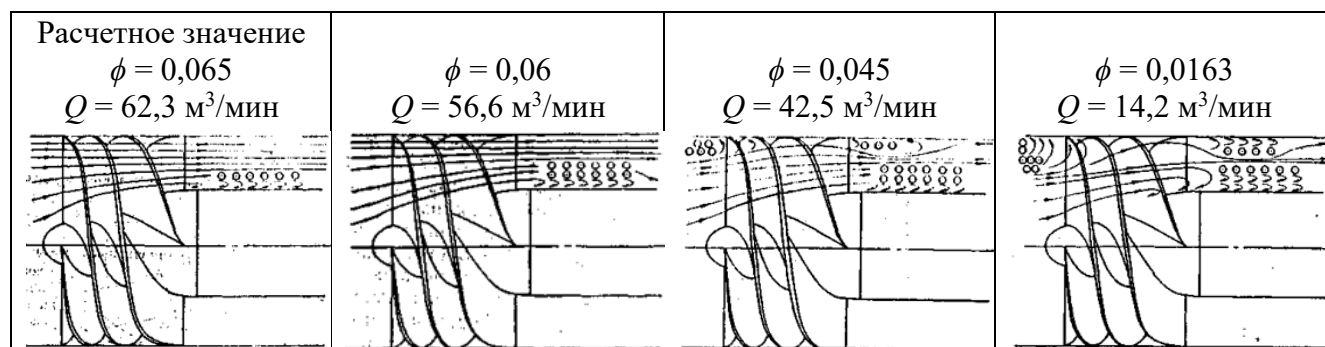


Рисунок 10 – Наблюдаемый характер течения при различных коэффициентах расхода [26]

При работе осевого насоса на режимах с обратными токами удобно рассматривать поток состоящим из зоны обратного течения, зоны возвратного течения и активного потока [9]. Схема потока с обратными токами показана на рисунке 11. Сечение активного потока ограничено радиусом $r_{акт_1}$ на входе ($r_{акт_2}$ на выходе) и определяется расходом через сечение, равным расходу через всасывающий патрубок в зоне невозмущенного потока. Зоны обратного и возвратного течений разграничиваются поверхностью вращения радиусом r_{0_1} на входе и r_{0_2} на выходе, на которой осевая составляющая скорости равна 0.

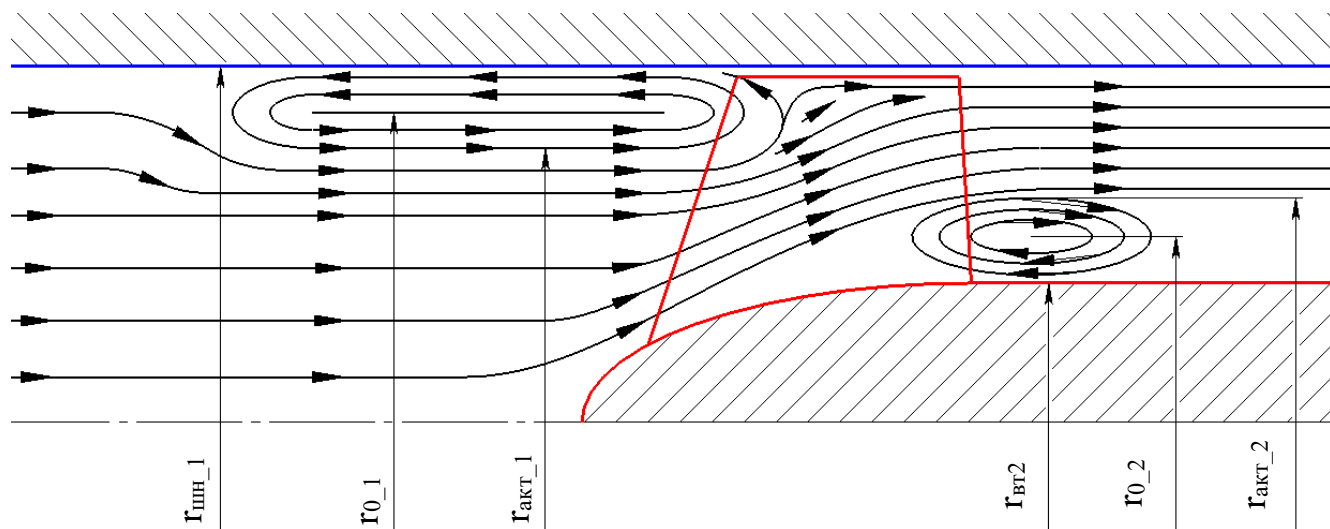


Рисунок 11 – Схема течения потока в меридиональном сечении осевого насоса с обратными токами на входе и выходе

Обратные токи в осевых колёсах, при равномерной эпюре осевых скоростей, образуются ввиду нарушения радиального равновесия потока в большей степени в пограничном слое на всасывающей стороне, а также в пограничном слое на напорной стороне лопатки [9, 42, 26, 53, 103, 22]. У втулки, при определенных углах атаки, образуется застойная зона, которая под действием больших центробежных сил движется радиально от втулки к периферии и, встретив стенку корпуса, разделяется на 2 потока, первая часть потока движется в сторону входа (образуя обратные токи), а вторая часть движется к выходу из колеса [44].

Исследования, проведенные различными отечественными авторами, показали, что появление обратных токов на входе связано с величиной q_{ex} ($q_{ex} = q_1$), где параметр q_1 представляет собой безразмерную осевую скорость на входе

$$q_1 = \frac{C_{1z}}{\omega \cdot r_{пер} \cdot tg\beta_{1л.пер}}. \quad (1.5.1)$$

где C_{1z} – осевая скорость потока на входе на периферийной части, м/с;

$r_{пер}$ – радиус периферийной части колеса, м;

$\beta_{1л.пер}$ – угол установки лопасти на периферии, рад.

Величину q_1 можно трактовать как расходный параметр

$$q_1 = \frac{Q}{Q_0}. \quad (1.5.2)$$

где Q_0 – расход, при котором поток входит на лопатку с нулевым углом атаки, м³/с.

Многочисленные эксперименты отечественных ученых показывают, что при работе осевого колеса на режимах при $q_l < 0,5$ начинают образовываться обратные токи на расстоянии 1,5 калибра от входа на лопатки рабочего колеса [9, 30] (измерения обратных токов проводились на длине равной 1,5 диаметра, где поток был стационарен [9]). Данное значение было уточнено французскими учеными, в своих исследованиях они показывают, что обратные токи на входе в насос, непосредственно у колеса, образуются гораздо раньше, при $q_l < 0,75$ [77]. Для измерений они использовали высокоскоростную видеокамеру, установленную на небольшом расстоянии от входа в осевой насос, и стробоскопический свет, направленный на всасывающую сторону лопатки рабочего колеса.

На режимах с обратными токами по мере понижения входного давления образуется кавитационная каверна в зоне обратных токов на периферии у самых входных кромок. Это объясняется тем, что поток в этом сечении существенно не осесимметричен и на границах между прямым потоком и обратными течениями, выходящих из межлопаточных каналов в виде отдельных струек, образуются локальные области с пониженным давлением [9].

При развитии кавитации в обратных токах возрастают потери, приводящие к уменьшению их энергии. Вследствие этого уменьшается длина обратных токов, их распределение и воздействие на активный поток. В некоторых случаях на начальной стадии кавитации наблюдается некоторое увеличение длины распространения зоны обратных токов, что объясняется уменьшением потерь на границах между струями обратных течений, вытекающих из межлопаточных каналов шнека и потоком, входящим в шнек. Дальнейшее снижение давления на входе приводит не только к росту кавитационных каверн в обратных токах, но и к появлению кавитационных зон в прямом потоке в межлопаточных каналах. Эта кавитация изменяет характер течения в самом шнеке, вследствие чего исчезают условия, необходимые для возникновения обратного течения из шнека. Поэтому дальнейшее развитие кавитации сопровождается уменьшением интенсивности

обратных токов вплоть до полного их исчезновения, после чего при достаточно незначительном снижении давлении происходит полный срыв работы насоса. При этом исчезает и каверна, существующая в зоне обратных токов, но одновременно увеличивается кавитационная зона в каналах шнека [9].

Обратные токи влияют на потребную мощность и напор осевого колеса. Крутящий момент, приложенный к валу рабочего колеса насоса, равен разности моментов количества движения жидкости, выходящей из колеса и входящей в него [9]. Баланс моментов для шнека, работающего с обратными токами показан на рисунке 12.

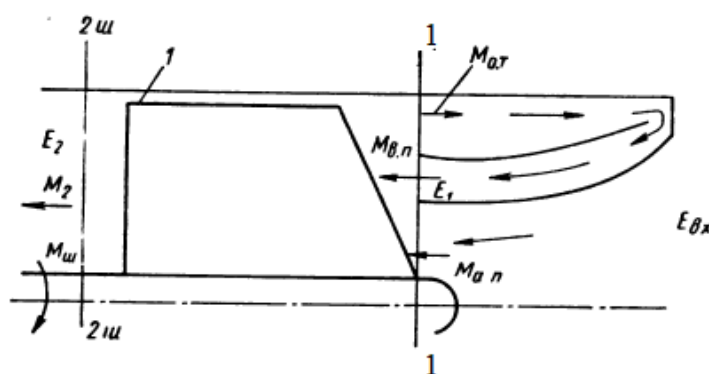


Рисунок 12 – Схема к определению баланса моментов количества движения жидкости при работе осевого колеса с обратными токами [9]

Крутящий момент на валу осевого насоса будет равен:

$$M_{ш} = M_2 + M_{от} - M_{вп} - M_{ап} = M_2 + M_{от} - M_{пп}, \quad (1.5.3)$$

где M_2 – момент количества движения жидкости на выходе из шнека, Н·м;

$M_{от}$ – момент обратных токов, Н·м;

$M_{вп}$ – момент возвратного потока, Н·м;

$M_{ап}$ – момент активного потока, Н·м;

$M_{пп} = M_{вп} + M_{ап}$ – момент прямого потока на входе в шнек, Н·м.

Обратные токи на входе передают энергию вихрю, часть из которой возвращается обратно в колесо и на малых расходах передаётся активному потоку в виде закрутки, остальная часть энергии расходуется на потери, вероятно связанные с поворотом потока и трением [9]. Так как осевая скорость намного меньше, чем окружная, то жидкость проходит намного большее расстояние, чем

осевая длина обратных токов, поэтому потери на трение могут быть существенными. Экспериментально оценить энергию обратных токов, при помощи замеров, крайне тяжело, поэтому в работе [22] авторы показывают методику ее оценки при помощи численного компьютерного моделирования.

Обратные токи могут уменьшать напор осевого колеса не только за счет потерь энергии в активном потоке, но и за счет его закрутки. Возникновение кавитации в обратных токах уменьшает интенсивность обратных токов, следовательно, кавитационные явления в них должны приводить к повышению напора, но, с другой стороны, кавитация в проточной части увеличивает гидравлические потери, что вызывает снижение напора. Изменение напора осевого колеса, по мере развития кавитации во входной части, будет зависеть от соотношения этих противоположных воздействий на напор. Напор может как уменьшаться, увеличиваться или оставаться неизменным при снижении давления на входе [9].

1.6. Влияние величины радиального зазора

Величина радиального зазора между ротором и статором в осевых колёсах может оказывать влияние на обратные токи, энергетические и кавитационные характеристики [95], а также приносить объемные потери, которые для реальных конструкций осевых колёс принято считать гидравлическими потерями, ввиду отсутствия возможности их замера [53, 103, 22].

Различные авторы дают различные рекомендации по оптимальной величине радиального зазора, например, в работе [9] даны рекомендации по величине зазора $\Delta = (0,005 \dots 0,01)D_{ш}$, в работе [42] $\Delta = (0,009 \dots 0,011)D_{ш}$. Согласно исследованию [54], величина относительного зазора (определяемого как отношение зазора к максимальной толщине профиля на периферии) оказывает значительное влияние на начальный кавитационный коэффициент (σ) при различных углах атаки. Результаты демонстрируют наличие оптимального значения относительного зазора при малых углах атаки ($0,1-1,5^\circ$), тогда как при

больших углах для улучшения кавитационных характеристик шнека требуется увеличение зазора. В эксперименте регулировка зазора осуществлялась путем подрезки лопаток рабочего колеса. На рисунке 13 представлена зависимость коэффициента расхода от кавитационного коэффициента для различных относительных зазоров (рассчитываемых как отношение зазора к высоте лопасти), из которой следует, что минимальный зазор не обеспечивает наилучших характеристик.

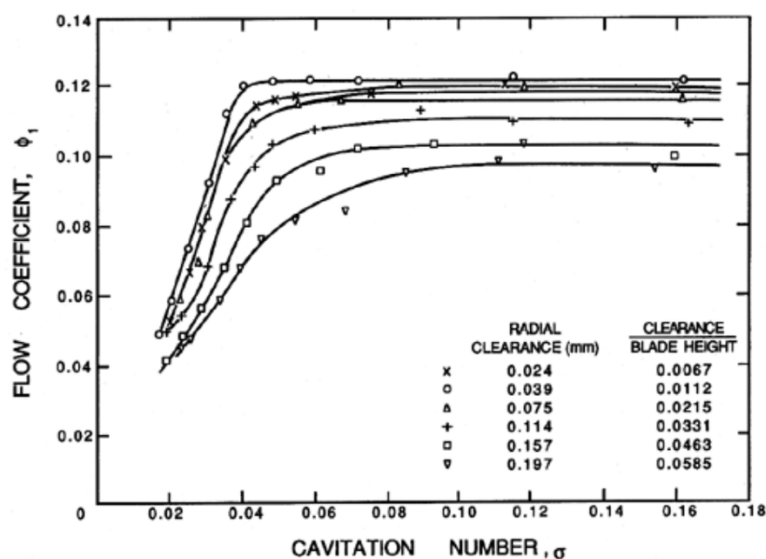


Рисунок 13 – Зависимость коэффициент расхода от кавитационного коэффициента для различных значений величины относительного зазора [54]

Согласно экспериментальному исследованию проведенному в работе [92], где увеличение радиального зазора проводилось путем уменьшения наружного диаметра шнека при сохранении диаметра входной магистрали (корпуса), удалось повысить кавитационный коэффициент быстроходности по второму критическому режиму с 3100 до 3300 (примерно на 6,5 %). Эксперимент так же показал изменение формы кавитационной характеристики с круто падающей на более плавную, а также существенное снижение напорных характеристик в бескавитационном режиме работы.

В большинстве проведенных исследований различными авторами, влияние зазора изучалось методом подрезки рабочего колеса, что имеет определенные недостатки. Подрезка лопаток рабочего колеса изменяет окружную скорость и не позволяет изолированно оценить эффект от изменения зазора.

В исследовании [21] радиальный зазор регулировали путем изменения диаметра корпуса, а анализ проводили с помощью компьютерного CFD-моделирования на шнековом рабочем колесе насоса. Результаты показали, что:

Изменение радиального зазора в определенном диапазоне не оказывает значительного влияния на кавитационные характеристики;

Полное устранение радиального зазора (нулевое значение) приводит к снижению антикавитационных качеств насоса.

В графическом виде результаты исследования представлены на рисунке 14, где $\bar{\Delta}$ – безразмерная величина, рассчитанная как отношение радиального зазора к высоте лопатки шнека на входе. Важно подчеркнуть, что при увеличении зазора более чем на 0,0125 количество расчетных точек на кавитационной характеристике становится недостаточным. Это может повлиять на выводы о том, как зазор влияет на форму характеристики.

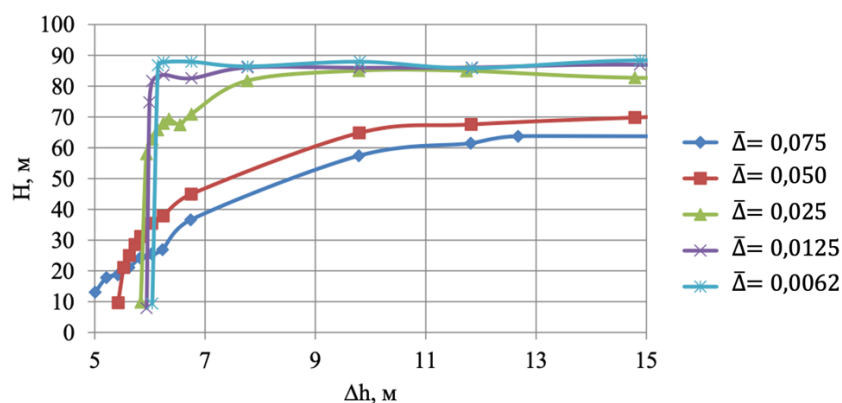


Рисунок 14 – Влияние величины относительного радиального зазора на кавитационную характеристику оседиагонального рабочего колеса [21]

Анализ результатов, представленных на рисунке 14, позволяет сделать следующие выводы:

- 1) С увеличением радиального зазора кривая приобретает более выраженный монотонно снижающийся характер;
- 2) Первый критический режим, с увеличением радиального зазора, возникает при более высоких входных давлениях, а третий критический режим, напротив, проявляется при меньших входных давлениях;

3) Второй критический режим при величине относительного зазора более чем $\bar{\Delta} = 0,0125$ не наблюдается из-за существенного изменения формы характеристики и отсутствия четкой границы падения давления;

4) С ростом величины радиального зазора ухудшаются энергетические характеристики, что показано в работе [21].

В осевом рабочем колесе существует перепад давления между напорной и всасывающей сторонами каждой лопасти. Под действием этого перепада давления жидкость перетекает через радиальный зазор по кромкам лопастей, вследствие чего образуется вихревая структура, которая начинается у входной кромки лопатки и распространяется в межлопаточный канал, что показано на рисунке 15 [86, 94, 60].

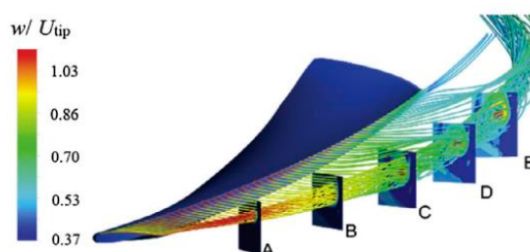
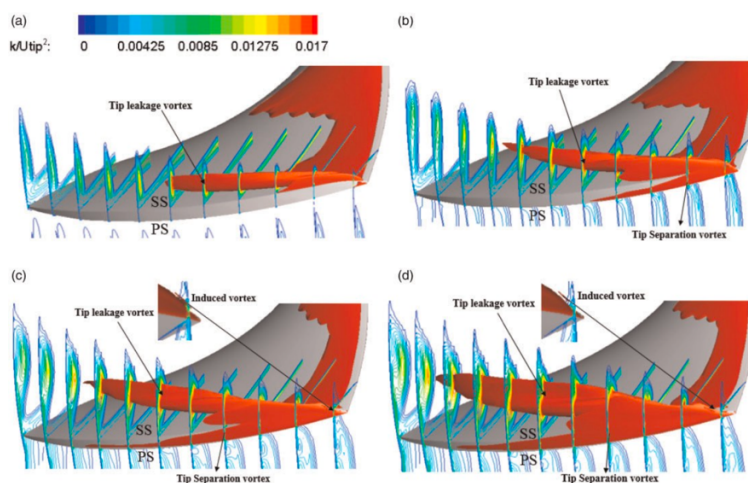


Рисунок 15 – Линии тока и контуры силы закручивания потока [86]

Величина радиального зазора сильно влияет на структуру потока и образование вихря. По мере увеличения зазора вихревая структура усиливается, что показано на рисунке 16, и так же усиливается ее влияние на периферийные сечения колеса, что может привести к большим потерям энергии и снижению производительности насоса [96, 72, 73, 104].



a) $h = 0,15$ мм; b) $h = 0,45$ мм; c) $h = 0,9$ мм; d) $h = 1,2$ мм;

Рисунок 16 – Схема течения при различной величине зазора [96]

Возникновение вихря, связанного с перетечками из зазора в осевом колесе, исследовалось учеными в разных странах в том числе СССР (России), они показали, что величина зазора влияет на энергетические характеристики насоса [44, 86, 18, 84, 66].

Наиболее простой аналогией образующейся при этом структуры потока является свободная затопленная струя, где роль струи играет поток через щель, а пространство неподвижной жидкости - поток в межлопаточном канале. В отличие от свободной затопленной струи, течение жидкости в осевом рабочем колесе характеризуется следующими ключевыми отличиями:

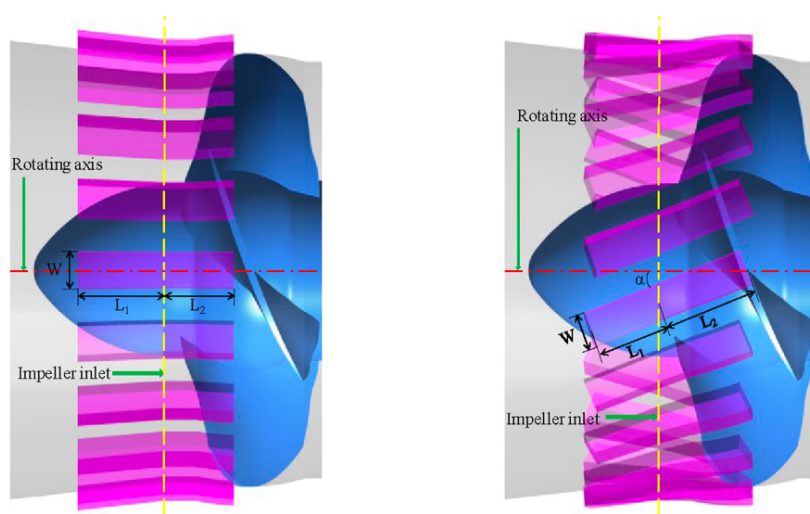
- 1) Основной поток имеет ограниченные размеры как по глубине, так и вдоль направления течения струи;
- 2) Жидкость в пространстве движется поперек струи;
- 3) Скорость струи изменяется по длине щели;
- 4) На структуру струи оказывают существенное влияние пограничные слои на поверхности корпуса насоса и на передней стороне лопасти;
- 5) На взаимодействие щелевой струи с основным потоком оказывает влияние пограничный слой и кавитационные образования на тыльной стороне лопасти.

Перечисленные особенности кардинально меняют условия течения щелевой струи так, что структура потока в зоне щелевой струи насоса принципиально отличается от структуры свободной турбулентной струи [44, 78, 51, 83, 93].

1.7. Надроторные устройства

При эксплуатации насосов на нерасчетных режимах возникают различные неустойчивости, такие как падение напора (западание напорной характеристики), образование обратных токов, кавитация и так далее. Эти неустойчивости часто вызывают вибрацию и шум, а иногда приводят к повреждению турбомашин из-за образования кавитационной эрозии. Чтобы уменьшить влияние этих явлений, к настоящему времени, разработаны различные надроторные и входные устройства, а также осевихревые ступени (ОВС). Для изменения формы и увеличения напора в

области западания напорной характеристики осевого насоса могут быть использованы различные надроторные устройства (НрУ) с осевыми или наклонными проточками (в иностранной литературе – J-Grooves), внешний вид которых показан на рисунке 17 [88, 81]. Функция канавок НрУ заключается в уменьшении вихревой составляющей обратного потока, выходящего из ротора. НрУ могут устанавливаться не только на отдельно стоящих осевых насосах и шнеках, но и над предвключенными ступенями в шнекоцентробежных насосах [41].



Осевые проточки

Наклонные проточки

Рисунок 17 – Внешний вид НрУ с осевыми или наклонными проточками [88]

В работе [67] авторы показали, что НрУ с осевыми проточками влияют на напорные и КПД характеристики, а на рисунке 18 показаны полученные результаты, из которых видно, что благодаря наличию канавок в корпусе можно предотвратить резкое снижение напора насоса. Так же, видно, что длина канавок имеет важное значение и оказывает большое влияние на напорную характеристику. Максимальная длина канавок полностью устраняет снижение напора на низких подачах, что существенно увеличивает рабочий диапазон насоса.

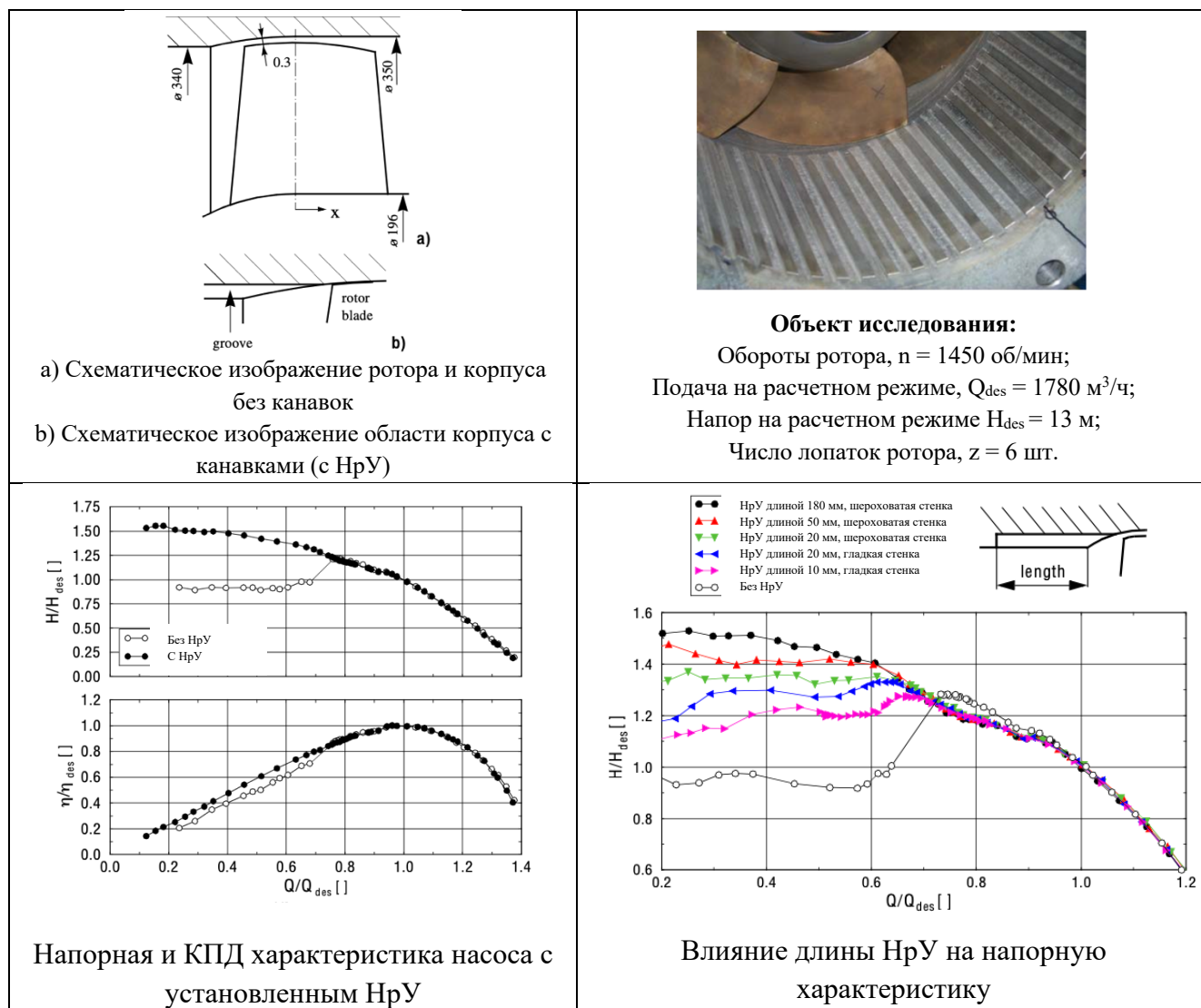


Рисунок 18 – Исследование НрУ с осевыми проточками [67, 80]

В работах [80, 65, 91] проводилось исследование течения потока в НрУ с осевыми проточками. Авторы показывают, что канавки уменьшают завихрение главным образом за счет того, что жидкость попадает в канавки, а также за счет эффектов вязкого трения внутри канавок, что подтверждается в работе [88].

В работе [88] авторы методом численного моделирования провели исследование влияния осевых и наклонных НрУ на энергетические характеристики насоса, а также показали влияние их на обратные токи. Внешний вид исследуемых НрУ показан на рисунке 17, а на рисунке 19 и 20 показаны полученные результаты, из которых видно, что при установке НрУ значительно увеличивается напор насоса на низких подачах, а также уменьшается величина обратных токов.

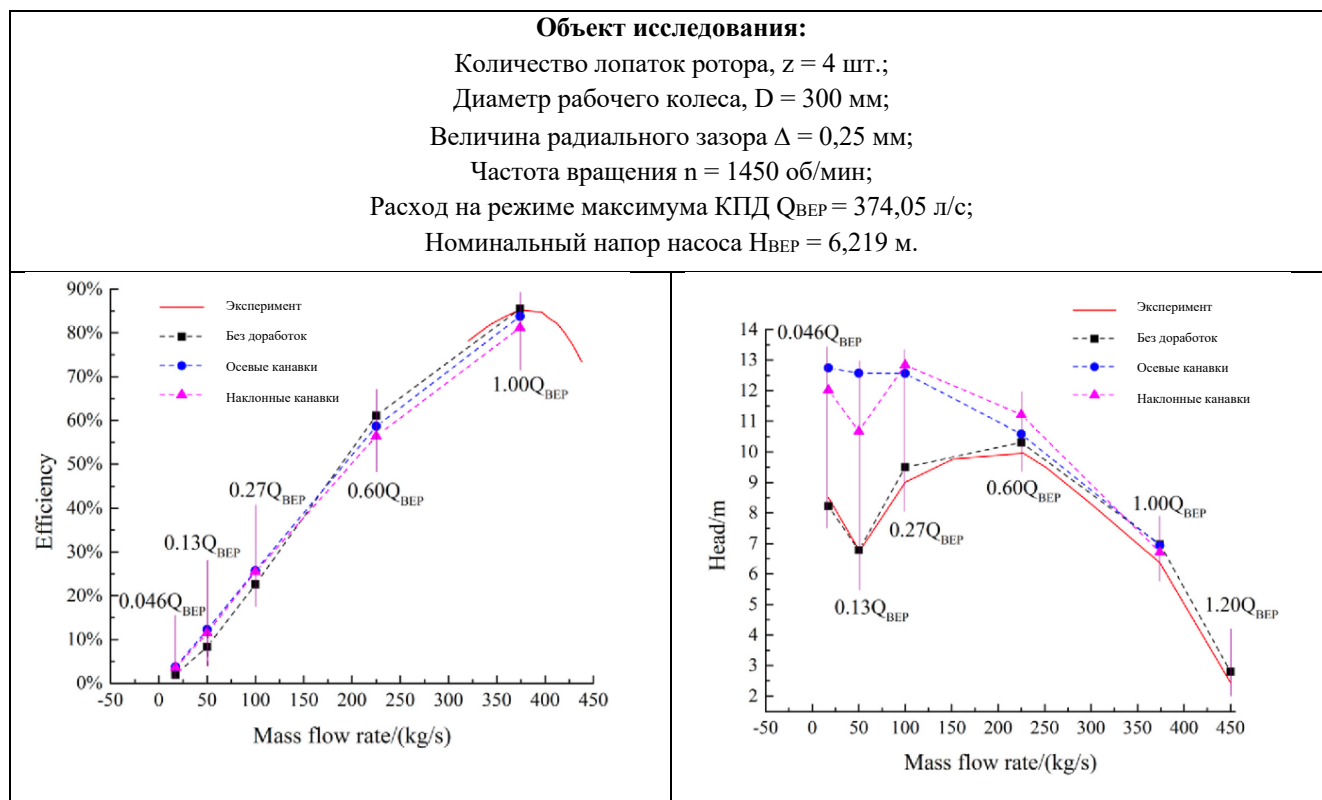
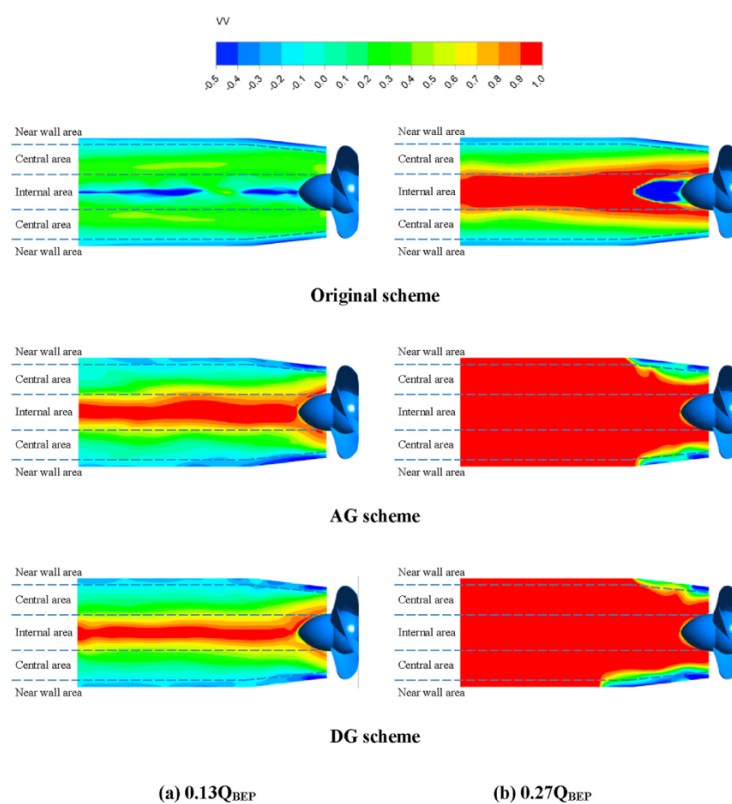


Рисунок 19 – Напорные и КПД характеристики насоса с НрУ с осевыми и наклонными проточками [88]



VV – отношение осевой скорости к абсолютной

Рисунок 20 – Влияние НрУ с осевыми и наклонными проточками на величину обратных токов [88]

Авторы делают вывод, что по сравнению с наклонными канавками, осевые канавки позволяют полностью устранить неравномерности на кривой гидравлических характеристик. Осевые канавки также лучше влияют на подавление вихревого потока (обратных токов) во входной магистрали и улучшают распределение давления на поверхности лопаток рабочего колеса. Таким образом, осевые канавки больше подходят для улучшения гидравлических характеристик и внутреннего потока осевого насоса [88].

Экспериментальное исследование влияние НрУ на кавитационные характеристики проводили на шнеках в работах [82, 57]. Авторы исследовали осевые НрУ, установленные вблизи передней кромки лопасти шнека, аналогично показанному на рисунке 21.

Поведение кавитирующего потока проиллюстрировано и сравнено на рисунке 21 б) для случая $NPSH = 0,72$ м. В точке максимума КПД на передней кромке возникает пузырьковая кавитация в поперечном направлении и наблюдается вихревая кавитация обратного потока. При уменьшении расхода обратный поток возникает вблизи передней кромки лопасти, и вихревая кавитация обратного потока усиливается. У насоса с НрУ кавитация ограничена вблизи входной кромки лопатки. При дальнейшем уменьшении расхода вращающаяся противоточная вихревая кавитация становится интенсивной в случае отсутствия НрУ, и отчетливо видно, что кавитация распространяется вверх по потоку, достигая примерно двух диаметров шнека от входной кромки лопатки. В случае насоса с НрУ видно, что противоточная вихревая кавитация незначительна и находится только вблизи входной кромки лопатки.

Результаты кавитационных испытаний приведены на рисунке 21 в), на котором S – кавитационный коэффициент быстроходности в безразмерной форме, определенный как $S = n \cdot Q^{1/2} / (NPSHR)^{3/4}$, где $NPSHR$ – кавитационный запас насоса на режиме максимума КПД, определяемый при падении напора на 3 %, а $S_{nogroove}$ – кавитационный коэффициент быстроходности для насоса без НрУ. Из результатов кавитационных испытаний отчетливо видно, что благодаря установке НрУ с осевыми канавками величина кавитационного коэффициента

быстроходности значительно улучшается во всем диапазоне расхода, особенно в диапазоне малых расходов. Поскольку улучшение величины S в диапазоне малых расходов для типов НрУ С и D заметно больше, чем для типов А и В, то можно сделать вывод, что длина канавки ниже по потоку от входной кромки лопатки важна для улучшения антикавитационного качества насоса.

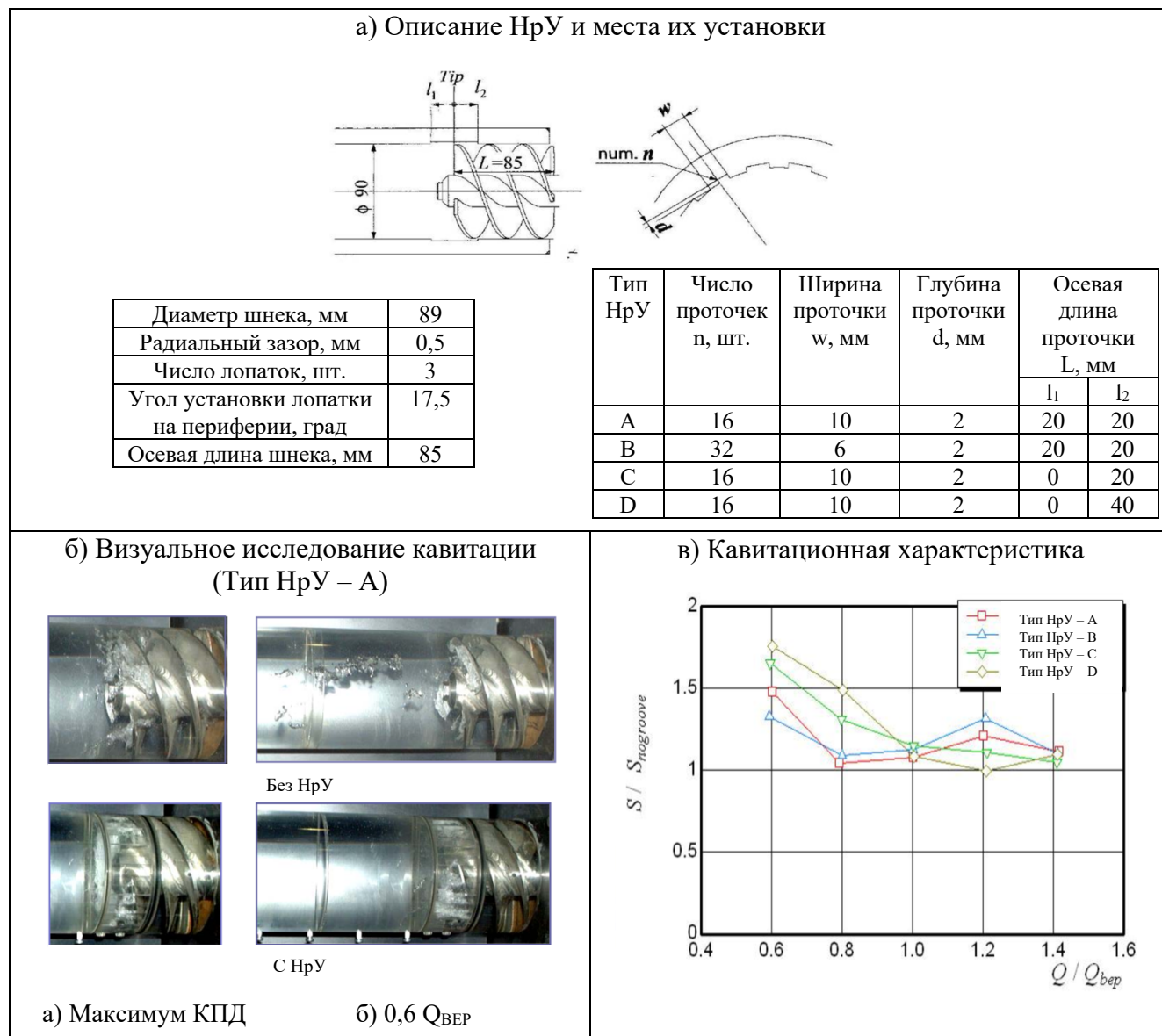
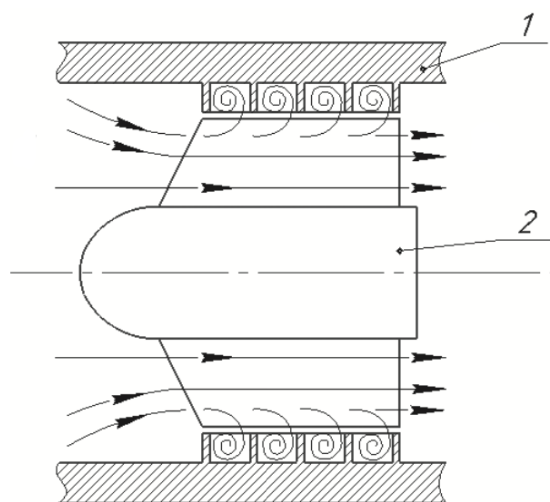


Рисунок 21 – Влияние НрУ с осевыми проточками на кавитацию [82, 57]

Исследования осевых НрУ проводилось также на шнекоцентробежных насосах для ЖРД [98, 79, 81, 71, 97, 56]. Авторами в работах [81, 71, 97, 56] было получено увеличение $S_{кр}$ шнекоцентробежной ступени насоса при подаче, соответствующей максимальному КПД. Достигнуто снижение допустимого кавитационного запаса $NPSHR$ на 20%.

Схожими с надроторными устройствами с наклонными проточками, описанными ранее, являются осевихривые ступени (ОВС). Они размещаются на периферии шнека и представляют собой неподвижную лопастную решетку, осевой ход которой противоположен ходу винтовой линии лопасти шнека [18, 4, 2, 7, 3, 6, 5]. В отличие от НрУ, ОВС располагается непосредственно на всю длину осевого колеса, схема ее установки показана на рисунке 22.



1 – неподвижная решетка; 2 – шнек

Рисунок 22 – Схема ОВС и течение жидкости в каналах [5]

Термин «осевихривая ступень» отражает принцип ее работы: удельная энергия жидкости увеличивается за счет взаимодействия с лопатками шнека и за счет вихревого взаимодействия между каналами ротора и статора. Таким образом, ОВС сочетает в себе принципы работы классического осевого лопастного колеса и вихревого взаимодействия, характерного для вихревого насоса, наследуя от него высокие кавитационные качества [5]. На рисунке 23 приведены напорные характеристики ОВС с различной осевой длиной. Сравнивая кривые напора 2 и 5, можно видеть, что при одинаковой длине шнека и ОВС неподвижная решетка, установленная на периферии, существенно влияет на напорную характеристику на низких расходах. Разработчиками ОВС был найден эффект уменьшения вибрации и шума, показанный в работах [4, 2, 7, 3], а так же применение ОВС исключает кавитационную эрозию корпуса и лопастей шнека [5].

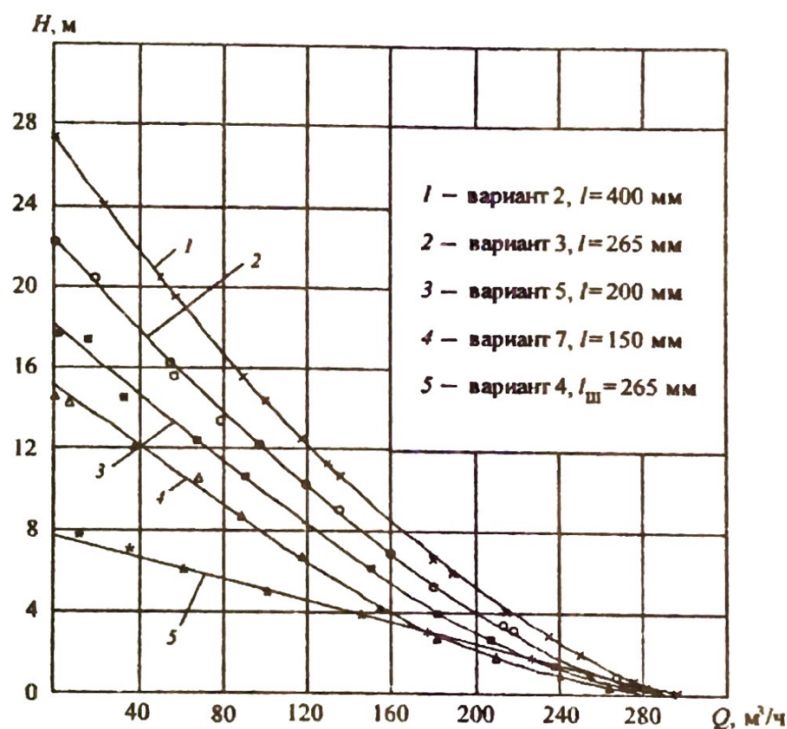


Рисунок 23 – Влияние длины ОВС на напорную характеристику [6]

1.8. Влияние закрутки потока на входе в насос

В промышленных центробежных компрессорах закрутка потока на входе выполняется при помощи входных лопаточных устройств (ВЛУ, в иностранной литературе – IGV) и является широко используемым методом регулирования энергетических характеристик при постоянной частоте вращения ротора. Благодаря удобству установки и практическому эффекту, ВЛУ, используемые в центробежных компрессорах, были достаточно изучены в течение нескольких десятилетий [64, 58, 85, 87, 63, 76, 59, 99, 89, 90, 100, 105].

Однако, по сравнению с центробежными компрессорами, в центробежных насосах ВЛУ используется крайне редко. Основная причина заключается в возможном ухудшении кавитационных характеристик. При установке ВЛУ на входе в насос неизбежна потеря давления из-за потерь трения на поверхностях ВЛУ и падение давления на входных кромках лопаток. Потеря давления на входе в насос является одним из наиболее важных факторов, влияющих на кавитационные характеристики насосов.

Закрутка потока на входе в центробежный насос может влиять на напорные и кавитационные характеристики, что проверили Китайские и Американские ученые в эксперименте и при помощи численного компьютерного моделирования в работах [102, 101, 70]. Исследование проводилось при помощи лопаток, установленных на расстоянии 380 мм от входа в лопатки насоса при различных углах их установки. Внешний вид входного лопаточного устройства (ВЛУ) и основные параметры показаны на рисунке 24.

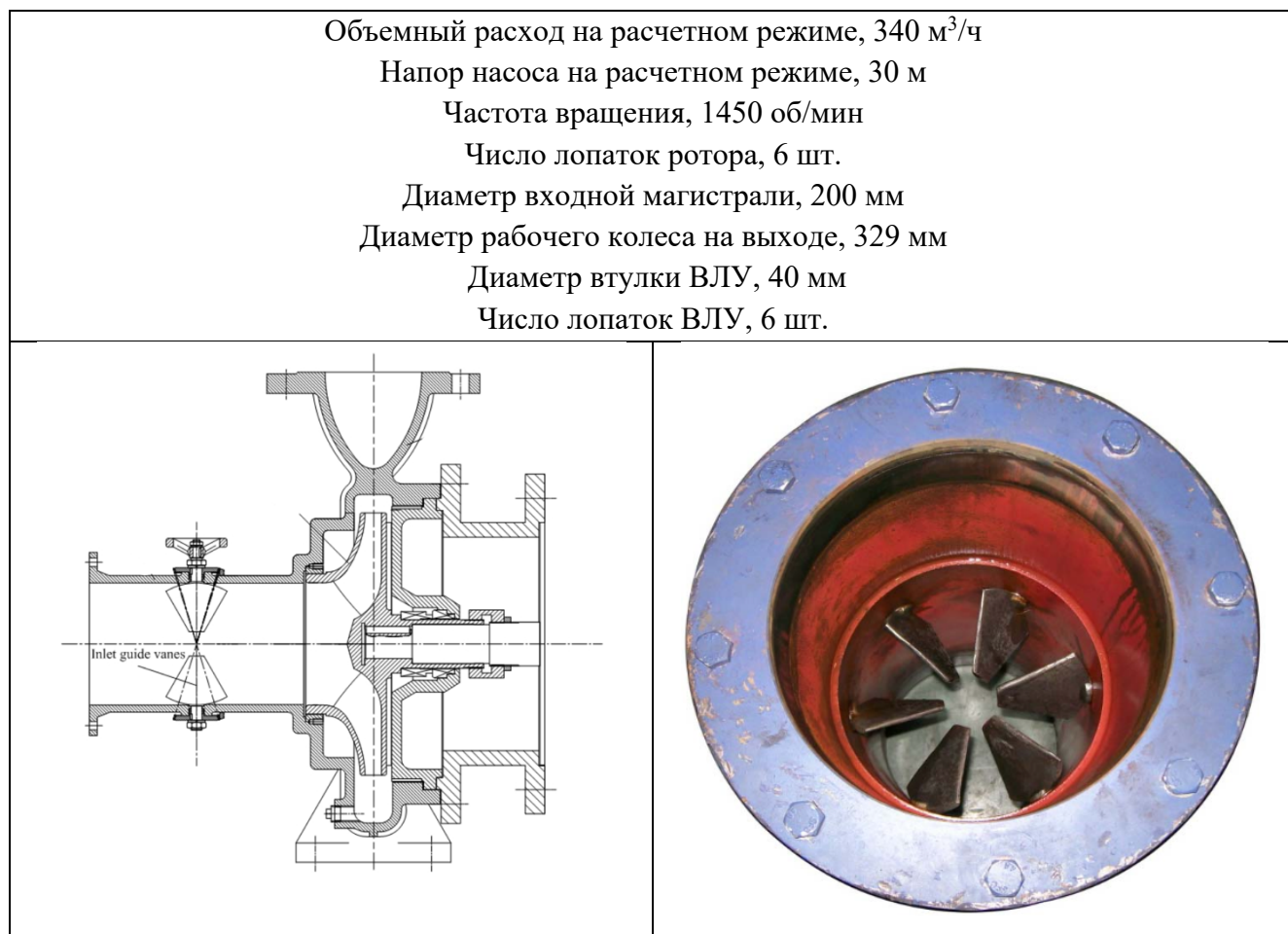


Рисунок 24 – Эскиз центробежного насоса с направляющими лопатками [102]

На рисунке 25 показаны экспериментальные результаты измерения напора и эффективности насоса без и с ВЛУ (где положительный угол установки ВЛУ соответствует направлению вращения ротора), на котором видно, что на напор насоса оказывает существенное влияние предварительная закрутка потока на входе.

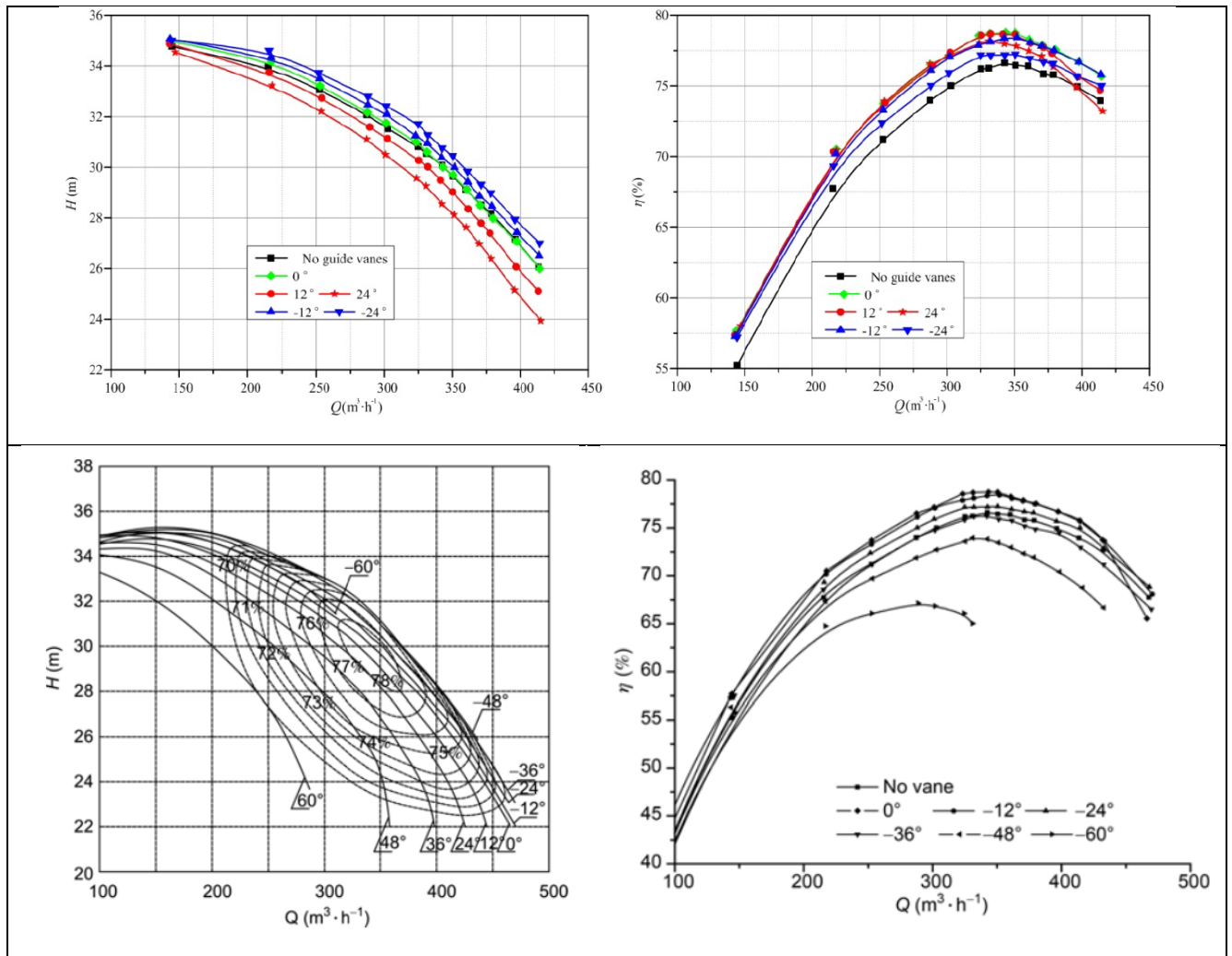


Рисунок 25 – Сравнительные напорные и КПД характеристики центробежного насоса при различных углах установки ВЛУ [102, 45]

Установка ВЛУ может увеличивать КПД насоса во всем диапазоне работы что видно из рисунка 25. Напор насоса увеличивается при уменьшении угла закрутки и уменьшается при увеличении. Это можно легко объяснить с помощью следующего уравнения Эйлера для гидравлических машин:

$$H_T = \frac{\omega}{g} \cdot (C_{u2} \cdot r_2 - C_{u1} \cdot r_1), \quad (1.8.1)$$

где H_T – теоретический напор насоса, м;

ω – угловая скорость вращения рабочего колеса, об/мин;

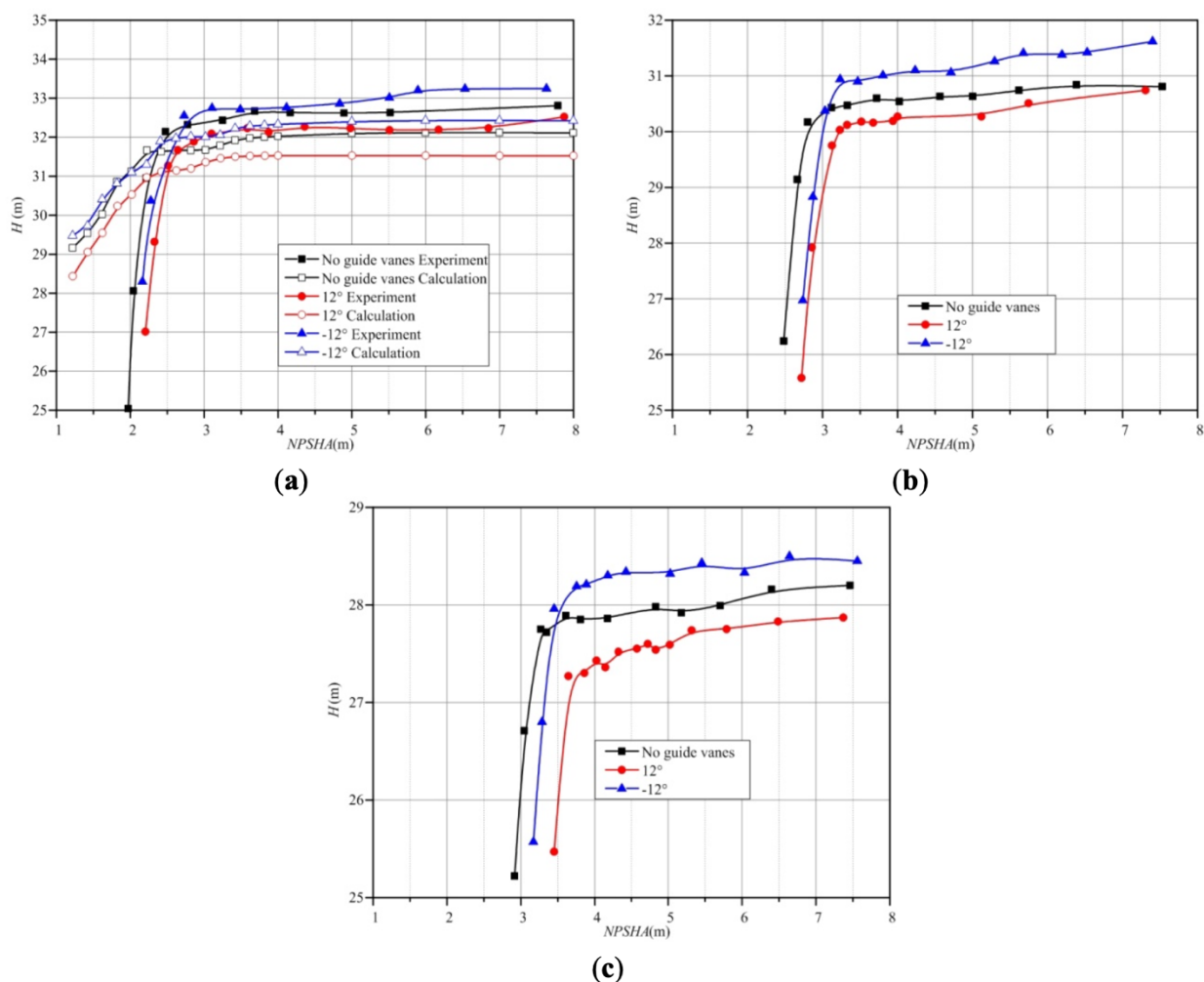
g – ускорение свободного падения, м/с²;

C_{u2} и C_{u1} – окружная скорость (индексы 1 и 2 обозначают вход и выход насоса соответственно), м/с;

r_2 и r_1 – радиусы (индексы 1 и 2 обозначают вход и выход насоса соответственно), м.

Согласно уравнению (1.8.1), когда ВЛУ регулируются на отрицательный угол, они создают отрицательную окружную скорость и увеличивают напор насоса.

На рисунке 26 показаны результаты исследования кавитационных характеристик насоса с установленным ВЛУ. Хотя напорные и КПД характеристики могут улучшаться при установке ВЛУ, кавитационная характеристика центробежного насоса ухудшается [102].



a) $Q = 260 \text{ м}^3/\text{ч}$; b) $Q = 315 \text{ м}^3/\text{ч}$; c) $Q = 370 \text{ м}^3/\text{ч}$

Рисунок 26 – Результаты кавитационных исследований ВЛУ [102]

Исследование влияния ВЛУ на напорные и кавитационные характеристики осевых насосов проводили авторы в работах [62, 61, 69, 75, 74]. ВЛУ для осевых насосов представляло собой пилоны, установленные на входе в насос, при различных углах установки, внешний их вид показан на рисунке 27.

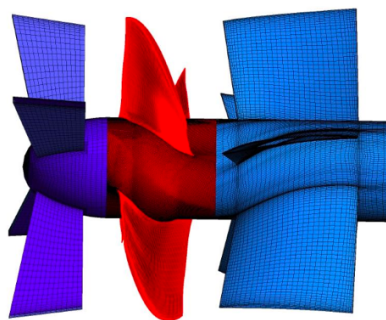


Рисунок 27 – Внешний вид ВЛУ в осевых насосах [69]

Результаты исследований показали, что установка ВЛУ может увеличивать напор насоса на малых расходах [69], что можно увидеть на рисунке 28 (где $\phi = \frac{Q}{n \cdot D^3}$, а $\psi = \frac{H}{n^2 \cdot D^2}$), хотя кавитационные характеристики насоса ухудшаются [61].

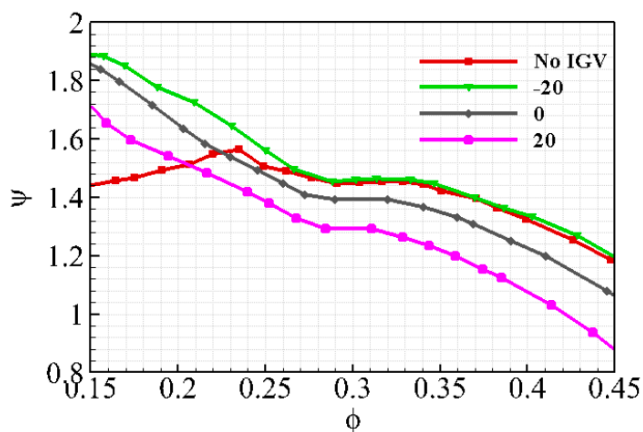


Рисунок 28 – Напорные характеристики осевого насоса с ВЛУ [69]

Исследований предварительной закрутки потока на энергетические и кавитационные характеристики было проведено крайне мало и данный вопрос недостаточно исследован.

1.9. Выводы

Проведенный аналитический обзор литературы показал, что напорные характеристики осевых насосов в подавляющем большинстве имеют немонотонные, западающие напорные характеристики, а методы борьбы с немонотонностью в литературе недостаточно изучены. Одними из перспективных методов может являться установка на входе в насос ВЛУ или НрУ.

В литературе авторы не приводят конструктивных рекомендаций по использованию НрУ, например таких как, количество и угол наклона проточек. Не показан выбор оптимальной конструкции НрУ. Также в литературе плохо изучено влияние надроторных устройств на кавитационные характеристики. Поэтому в диссертационной работе приведены исследования влияния длины, количества и угла наклона проточек НрУ.

Влияние предварительной закрутки всего входного потока было в основном изучено на центробежных насосах и в меньшей степени на осевых. В осевых насосах исследование ВЛУ было направлено на установку пилонов на входе в насос под различными углами, которые закручивают весь входной поток. Однако авторы не приводят рекомендации по их количеству, а также слабо изучено влияние ВЛУ на кавитационные характеристики. Периферийные сечения межлопастного канала осевых рабочих колес насосов являются наиболее напорными и играют важную роль в образовании зоны западания напорной характеристики. Исследование влияния закрутки потока на входе на периферийных сечениях осевого насоса проведено не было. Поэтому в данной работе проведены исследования влияния установки ВЛУ на периферии входной магистрали насоса с различным числом лопаток на напорные и кавитационные характеристики.

2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОБЪЕКТА ИССЛЕДОВАНИЯ

2.1. Описание экспериментальной установки

Принципиальная гидравлическая схема испытательного стенда показана на рисунке 29.

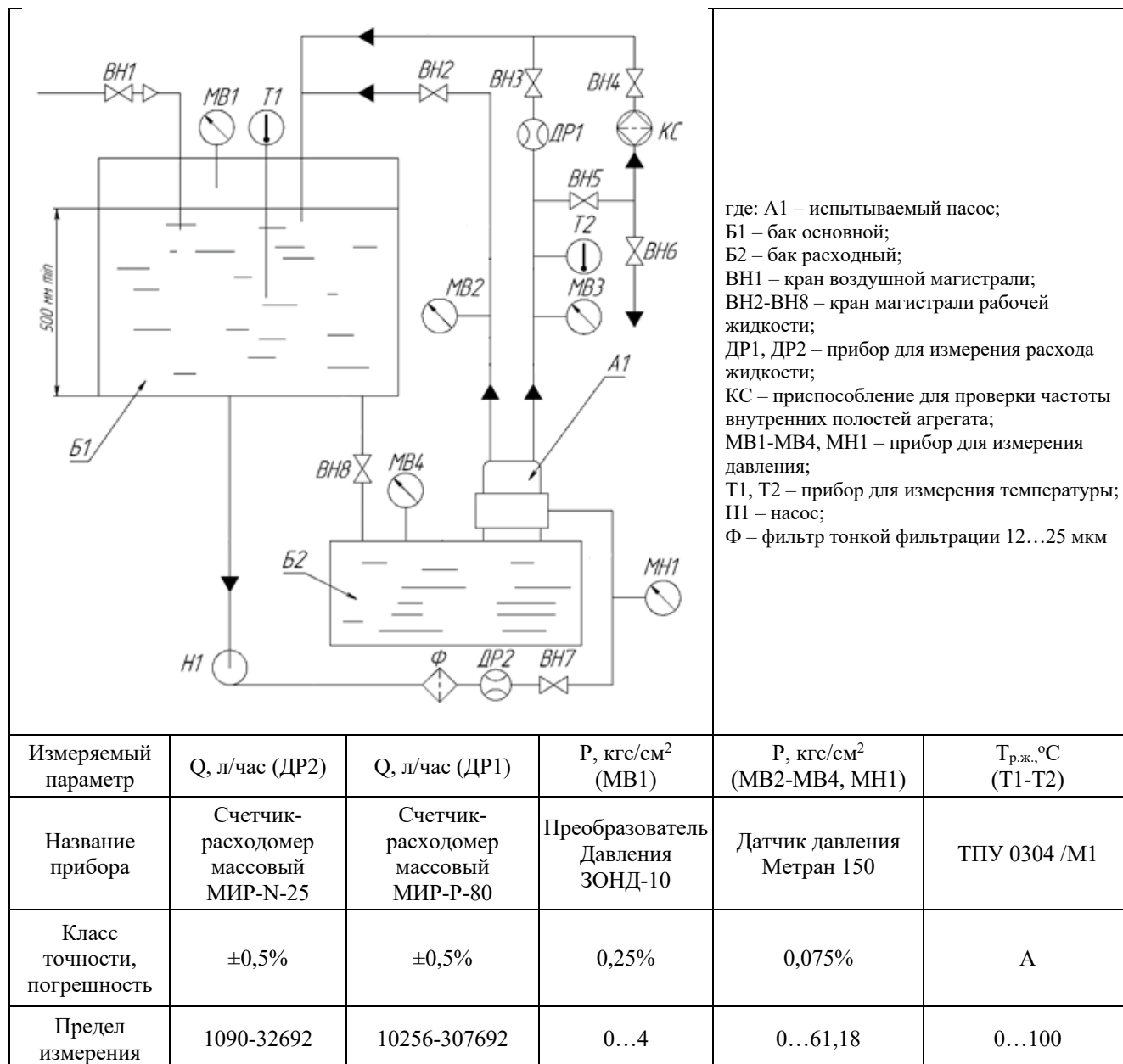


Рисунок 29 – Принципиальная гидравлическая схема стенда [47, 48, 46]

Рабочая жидкость (топливо ТС-1 по ГОСТ 10227-2013) из основного бака Б1 поступает по магистрали в расходный бак Б2, где установлен датчик замера

давления МВ1. Из расходного бака рабочая жидкость поступает на вход в насос А1. На выходе из насоса рабочая жидкость поступает в магистраль, где установлены датчики замера давления МВ3, температуры Т2 и кориолисовый расходомер ДР1 на выходе из насоса, далее по магистрали рабочая жидкость попадает обратно в основной бак Б1, где установлен датчик замера давления МВ1 и температуры Т1.

Отбор рабочей жидкости для привода гидравлической турбины производится из основного бака Б1. Рабочая жидкость по магистрали поступает на вход в электроцентробежный насос Н1 после которого активная жидкость по магистрали, где установлен кориолисовый расходомер ДР2 и датчик замера давления МН1 поступает в сопловой аппарат на вход в турбину. Отвод активной жидкости после турбины производится в отдельную магистраль, (где установлен датчик замера давления МВ2) по которой рабочая жидкость поступает обратно в основной бак Б1.

Измерение числа оборотов ротора проводится с помощью датчика Холла (41F131), установленного внутри агрегата и неодимового магнита на валу. Температура в основном баке Т1 на протяжении всех испытаний поддерживается на уровне $20 \pm 5^\circ\text{C}$.

Перепад давления на насосе ($\Delta p_{\text{н}}$, кгс/см²) и турбине ($\Delta p_{\text{т}}$, кгс/см²) оценивается как

$$\Delta p_{\text{н}} = p_{\text{вых. н. (МВ3)}} - p_{\text{вх. н. (МВ4)}}, \quad (2.1.1)$$

где $p_{\text{вых. н. (МВ3)}}$ – давление на выходе из насоса (с прибора измерения давления МВ3), кгс/см²;

$p_{\text{вх. н. (МВ4)}}$ – давление на входе в насос (с прибора измерения давления МВ4), кгс/см².

$$\Delta p_{\text{т}} = p_{\text{вх. т. (МН1)}} - p_{\text{вых. т. (МВ2)}}, \quad (2.1.2)$$

где $p_{\text{вх. т. (МН1)}}$ – давление на входе в турбину (с прибора измерения давления МН1), кгс/см²;

$p_{\text{вых. т. (МВ2)}}$ – давление на выходе из турбины (с прибора измерения давления МВ2), кгс/см².

Полный КПД агрегата оценивается как

$$\eta = \frac{Q_H \cdot \Delta p_H}{Q_T \cdot \Delta p_T}, \quad (2.1.3)$$

где Q_H – объёмный расход насоса (с расходомера ДР1), л/ч;

Q_T – объёмный расход турбины (с расходомера ДР2), л/ч.

Кавитационная характеристика насоса снимается путем понижения входного давления на разных расходах для всех исследуемых вариантов. Для анализа кавитационных испытаний определяется осевая скорость на входе в насос ($C_{вх}$, м/с), критический кавитационный запас насоса по падению напора на 3, 5 и 10 % ($\Delta h_{кр}$, м) и кавитационный коэффициент быстроходности ($C_{кр}$)

$$C_{вх} = \frac{4 \cdot V}{\pi \cdot D_{ш1}^2 \cdot \left(1 - \left(\frac{d_{вт1}}{D_{ш1}}\right)^2\right)}, \quad (2.1.4)$$

где V – объёмный расход насоса, м³/с;

$D_{ш1}$ – диаметр осевого колеса на входе, м;

$d_{вт1}$ – диаметр втулки на входе, м.

$$\Delta h_{кр} = \frac{(p_{бак} - p_{п}) \cdot 98066,5}{\rho \cdot g} + \frac{C_{вх}^2}{2 \cdot g}, \quad (2.1.5)$$

где $p_{бак} = p_{вх. н. (МВ4)}$ – статическое давление в баке, кгс/см²;

$p_{п}$ – давление насыщенных паров, кгс/см²;

ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м³;

g – ускорение свободного падения, м/с².

$$C_{кр} = \frac{5,62 \cdot n \cdot \sqrt{V}}{\Delta h_{кр}^{3/4}} \quad (2.1.6)$$

Полученные в результате экспериментального исследования кавитационные характеристики аппроксимировались для более точного определения величины перепадов. Для построения универсальных срывных характеристик насоса определен кавитационный запас для падения напора насоса более чем на 3, 5 и 10 % для разных значений приведенного расхода (Q/n).

2.2. Энергетические характеристики объекта исследования без доработок и методика обработки западания напорной характеристики

Энергетические и кавитационные характеристики объекта исследования, приведенные к оборотам ротора (n , об/мин), полученные в результате проведенных гидравлических испытаний показаны на рисунке 30.

Исходя из полученных энергетических характеристик можно сделать вывод, что напорная характеристика агрегата немонотонная. Западание напорной характеристики начинается при $Q/n = 11,5$ (л/ч)/(об/мин), а заканчивается при $Q/n = 7,8$ (л/ч)/(об/мин). Максимальный КПД агрегата составляет 0,35.

Для дальнейшего анализа напорных характеристик агрегата определим величину “завала” напорной характеристики $(\Delta(\Delta p_n / n^2)_{\text{завала}}, (\text{кгс/см}^2)/(\text{об/мин})^2)$, (схема определения представлена на рисунке 30) как

$$\Delta(\Delta p_n / n^2)_{\text{завала}} = (\Delta p_n / n^2)_{\text{завала 1}} - (\Delta p_n / n^2)_{\text{завала 2}}, \quad (2.2.1)$$

где $(\Delta p_n / n^2)_{\text{завала 1}}$ – приведенный перепад начала “завала”, $(\text{кгс/см}^2)/(\text{об/мин})^2$;

$(\Delta p_n / n^2)_{\text{завала 2}}$ – приведенный перепад окончания “завала”, $(\text{кгс/см}^2)/(\text{об/мин})^2$.

Разницу между расходом начала “завала” и началом увеличения перепада $(\Delta(Q/n)_{\text{завала}}, (\text{л/ч})/(\text{об/мин}))$ определим как

$$\Delta(Q/n)_{\text{завала}} = (Q/n)_{\text{завала 1}} - (Q/n)_{\text{завала 2}}, \quad (2.2.2)$$

где $(Q/n)_{\text{завала 1}}$ – приведенный расход в начале “завала”, $(\text{л/ч})/(\text{об/мин})$;

$(Q/n)_{\text{завала 2}}$ – приведенный расход в конце “завала”, $(\text{л/ч})/(\text{об/мин})$.

Этот диапазон работы насоса является нерабочим и составляет $\Delta(Q/n)_{\text{завала}} = 3,7 ((\text{л/ч})/(\text{об/мин}))$.

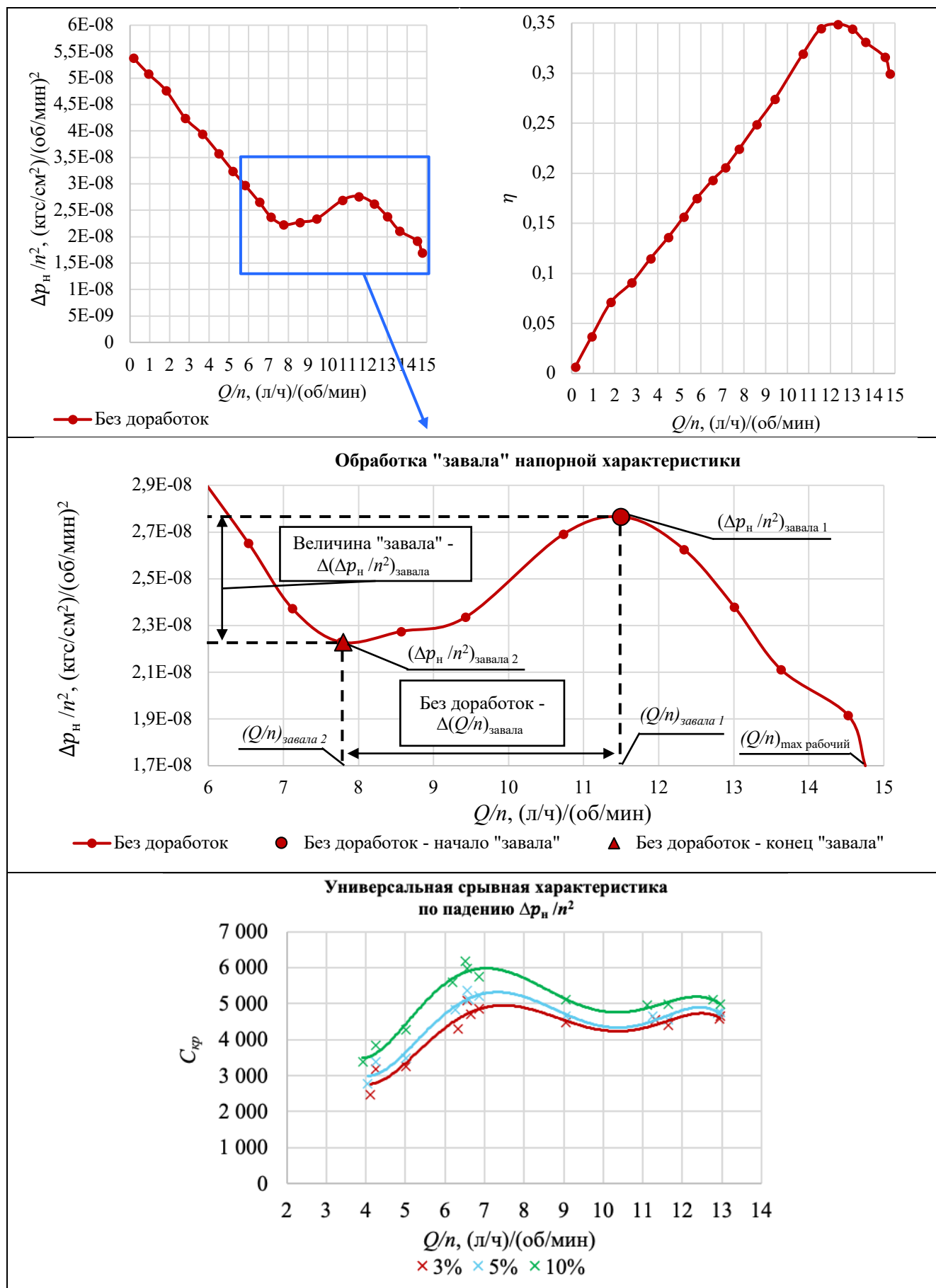


Рисунок 30 – Форма характеристик объекта исследований без доработок и обработка "завала" напорной характеристики

2.3. Выводы

Напорная характеристика объекта исследования не монотонная и имеет западание, которое находится в диапазоне Q/n от 11,5 до 7,8 (л/ч)/(об/мин), а величина кавитационного коэффициента быстроходности во всем диапазоне работы соответствует общепринятым значениям для осевых насосов, используемых в авиационно-космической отрасли.

Для проведения сравнительного анализа результатов исследований разработана методика обработки экспериментальных данных, позволяющая определить величину западания напорной характеристики осевого насоса.

3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НАДРОТОРНЫХ УСТРОЙСТВ

Увеличение радиального зазора ведет не только к улучшению кавитационных характеристик насоса, но и к ухудшению энергетических [9, 42, 55, 54, 1]. В свою очередь, переменный зазор, с достаточной густотой рабочего колеса, незначительно влияет на энергетические характеристики [21]. Исследованные НрУ представляют собой осевые (НрУОП) или наклонные (НрУНП) проточки, расположенные на периферии входной части насоса. Проточки в локальных зонах, расположенных по окружности, увеличивают радиальный зазор рабочего колеса насоса на величину ее глубины. На рисунке 31 показан эскиз исследуемого надроторного устройства, где L – это длина проточки, а X – количество проточек. Глубина проточки составляла 0,6 мм. Глубина проточки была выбрана исходя из конструктивных соображений. Максимальная длина проточки обусловлена конструктивными особенностями корпуса насоса и невозможностью при данной конструкции выполнить проточку на большую длину.

Для изготовления НрУ использовалась технология аддитивного производства моделей из жидких фотополимерных смол методом стереолитографии, где отвердевание материала (смолы) происходит за счет облучения ультрафиолетовым лазером. Изготовленное НрУ клеивалось в корпус насоса и зажималось стопорным кольцом. Данный метод изготовления существенно ускорил процесс проведения исследования.

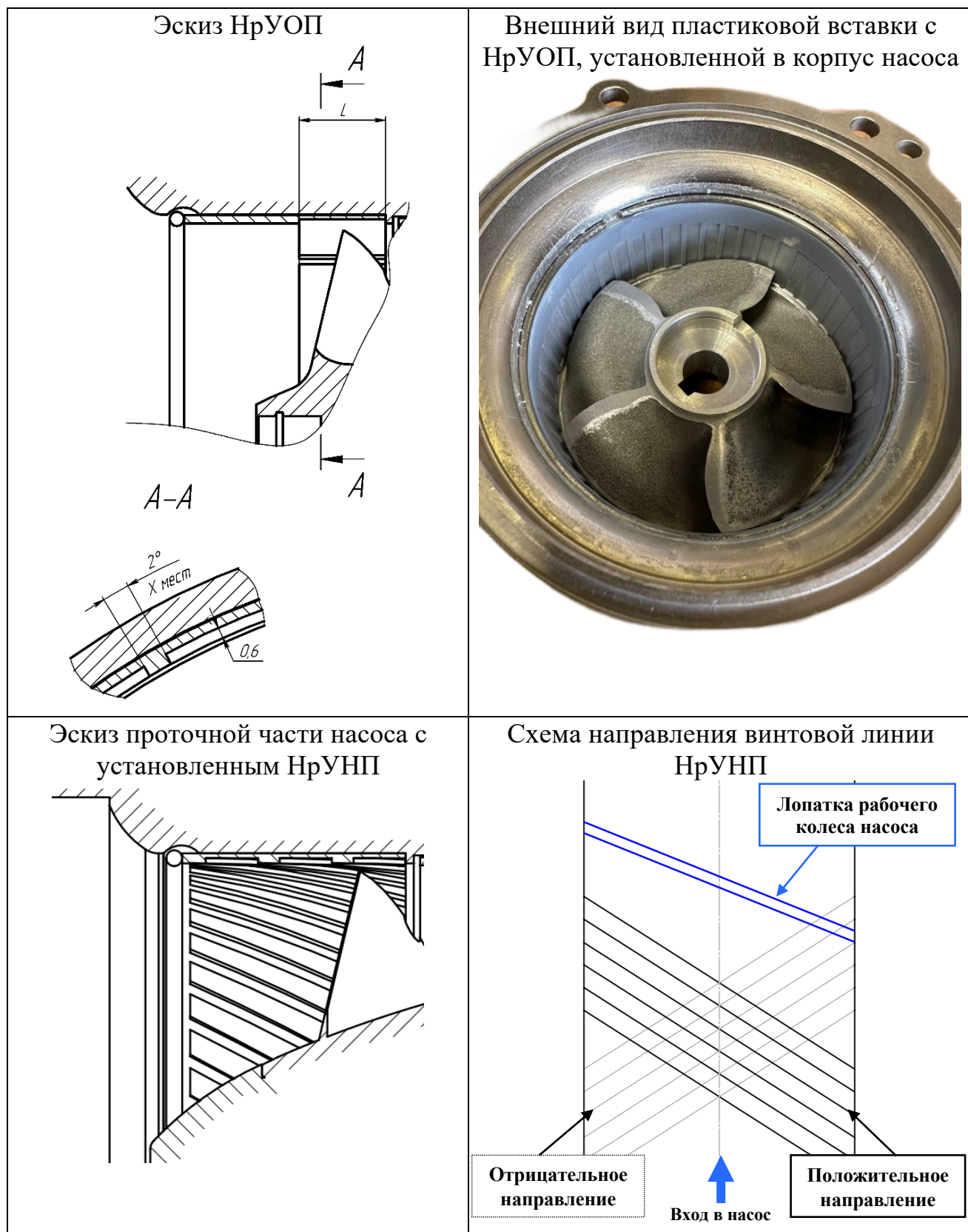


Рисунок 31 – Эскиз и схема расположения проточки над ротором

3.1. Влияние количества проточек (X) надроторного устройства на напорные характеристики при постоянной осевой длине (L)

Для определения оптимального количества осевых проточек было исследовано три варианта НрУОП при $X = 26, 47, 89$ шт. с постоянной длиной проточки $L = 8$ мм, их наименования показаны в таблице 2.

Таблица 2 – Описание исследованных НрУОП для определения оптимального количества проточек

Наименование	Количество проточек X, шт.	Осевая длина проточки L, мм
X26L8	26	8
X47L8	47	
X89L8	89	

Полученные энергетические характеристики агрегата с исследованными НрУОП в сравнении с объектом исследования без доработок показаны на рисунке 32.

Из рисунка 32 видно, что надроторное устройство не влияет на полный КПД агрегата, но влияет на напорную характеристику. Можно увидеть, что в диапазоне Q/n от 11,5 до 7 (л/ч)/(об/мин) НрУОП увеличивают напор насоса.

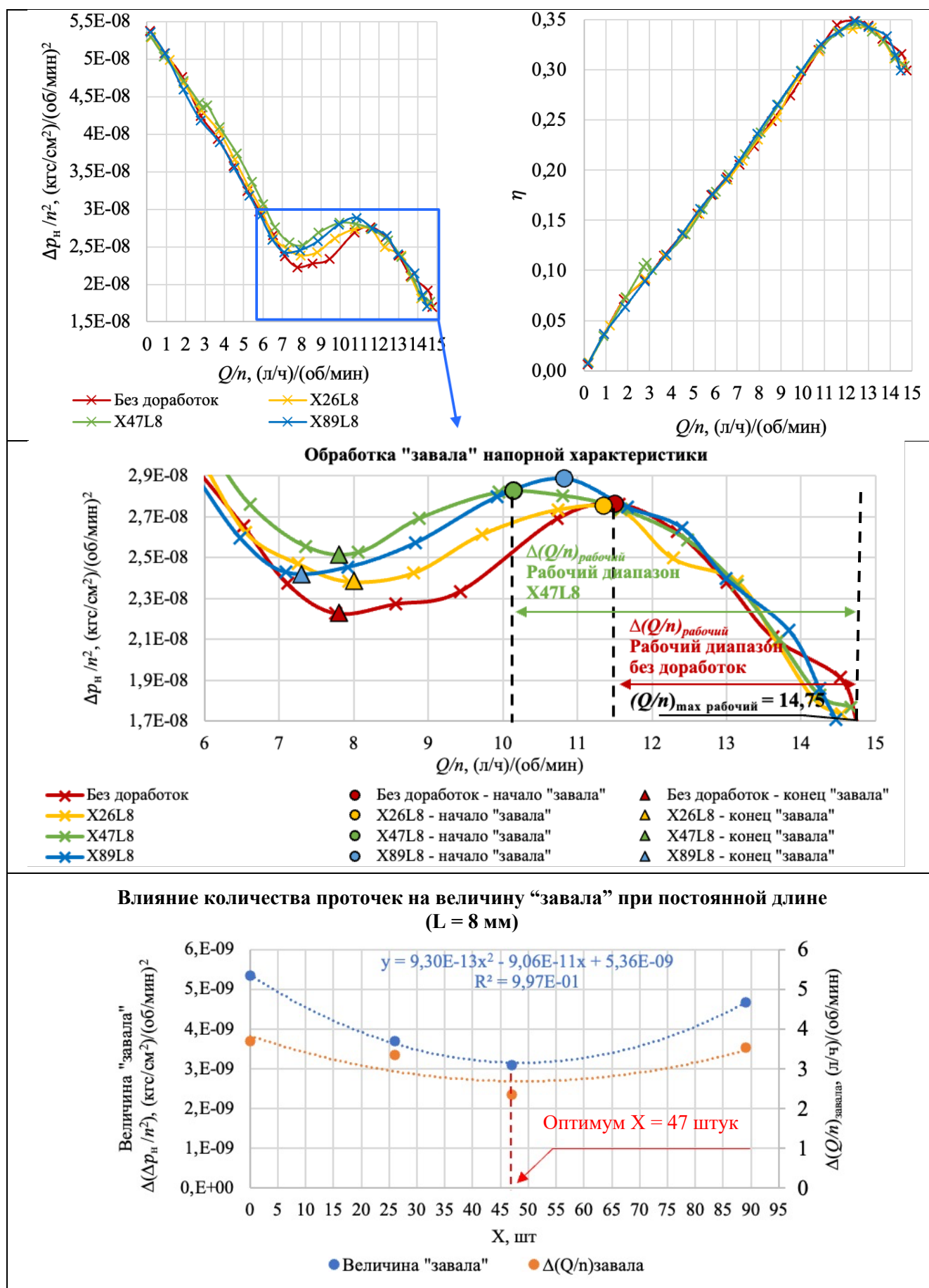


Рисунок 32 – Универсальные энергетические характеристики насоса с НрУОП с различным количеством осевых проточек

Для более полной оценки влияния НрУОП определены точки начала и конца “завала” напора. Из полученных точек видно, что установка НрУОП сдвигает начало “завала” напора на более низкие расходы. Оценка рабочего диапазона насоса от максимального рабочего расхода ($\Delta(Q/n)_{\text{рабочий}}$, (л/ч)/(об/мин)) для всех исследуемых вариантов

$$\Delta(Q/n)_{\text{рабочий}} = (Q/n)_{\text{max рабочий}} - (Q/n)_{\text{завала 1}}, \quad (3.1.1)$$

где $(Q/n)_{\text{max рабочий}}$ – приведенный максимальный рабочий расход насоса, (л/ч)/(об/мин).

Изменение $\Delta(Q/n)_{\text{рабочий}}$ для каждого варианта оценивалось как

$$\frac{[\Delta(Q/n)_{\text{рабочий}}]_{\text{новое}} - [\Delta(Q/n)_{\text{рабочий}}]_{\text{Без доработок}}}{[\Delta(Q/n)_{\text{рабочий}}]_{\text{Без доработок}}} \cdot 100\% \quad (3.1.2)$$

где $[\Delta(Q/n)_{\text{рабочий}}]_{\text{Без доработок}}$ – рабочий диапазон насоса без доработок, (л/ч)/(об/мин);

$[\Delta(Q/n)_{\text{рабочий}}]_{\text{новое}}$ – рабочий диапазон насоса с НрУ, (л/ч)/(об/мин).

Оценив рабочий диапазон по формуле (3.1.1) и изменение рабочего диапазона насоса по формуле (3.1.2) для всех исследуемых вариантов, можно сделать вывод, что рабочий диапазон насоса от максимального расхода увеличивается при установке НрУОП: при $X = 26$ шт. на 4,62 %; при $X = 47$ шт. на 41,54 %; при $X = 89$ шт. на 20,77 %.

По формулам (2.2.1) и (2.2.2) определили величину “завала” и $\Delta(Q/n)_{\text{завала}}$ для всех исследованных вариантов. Полученные результаты в зависимости от количества проточек представлены на рисунке 32.

Исходя из полученных данных можно сделать вывод, что оптимальное число проточек НрУОП X равняется 47 штук для данного насоса. Насос с НрУОП Х47L8 показал наименьшую величину “завала” и наибольший рабочий диапазон. Надроторное устройство с длиной проточек $L = 8$ мм не устраняет западание напорной характеристики, но увеличивает напор в зоне западания, не оказывая влияния на КПД агрегата [48].

3.2. Влияние количества проточек (X) надроторного устройства на кавитационные характеристики при постоянной осевой длине (L)

Для определения влияния количества проточек на кавитационные характеристики исследованы варианты НрУОП показанные в таблице 2. Экспериментальным методом получены универсальные срывные кавитационные характеристики насоса с НрУОП и показаны в сравнении на рисунке 33, где величина $C_{кр}$ приведена к $C_{кр}$ насоса без доработок. Исходные значения величины $C_{кр}$ приведены в работе [47].

Так как проточки в локальных зонах, расположенных по окружности, увеличивают радиальный зазор рабочего колеса насоса на величину ее глубины, дополнительно на рисунке 33 приведены результаты кавитационных испытаний насоса с увеличенным радиальным зазором. Радиальный зазор между ротором и корпусом насоса увеличивался по осевому расстоянию до бандажа, а увеличение зазора достигалось путем увеличения диаметра корпуса. Относительный радиальный зазор (отношение величины радиального зазора к высоте лопатки шнека на входе) увеличен до $\bar{\Delta} = 0,08$, а в штатном исполнении он составляет $\bar{\Delta} = 0,023$.

Исходя из характеристик, полученных в результате испытаний видно, что увеличение радиального зазора улучшает кавитационные характеристики насоса на низких расходах при $Q/n < 8$ (л/ч)/(об/мин), величина $C_{кр}$ увеличивается до 30 % при падении $\Delta p_n/n^2 > 3$ % и не изменяет их при падении $\Delta p_n/n^2 > 10$ %. По второму критическому режиму, при падении $\Delta p_n/n^2 > 10$ %, увеличение радиального зазора ухудшает кавитационные характеристики насоса на больших расходах, величина $C_{кр}$ уменьшается до 10 % при $Q/n > 8$ (л/ч)/(об/мин) в зависимости от расхода, относительно штатного варианта, а на режимах при $Q/n < 8$ (л/ч)/(об/мин) величина $C_{кр}$ соответствует штатной геометрии. При падении $\Delta p_n/n^2 > 5$ %, поведение кавитационной характеристики аналогично с ее поведением на первом критическом режиме.

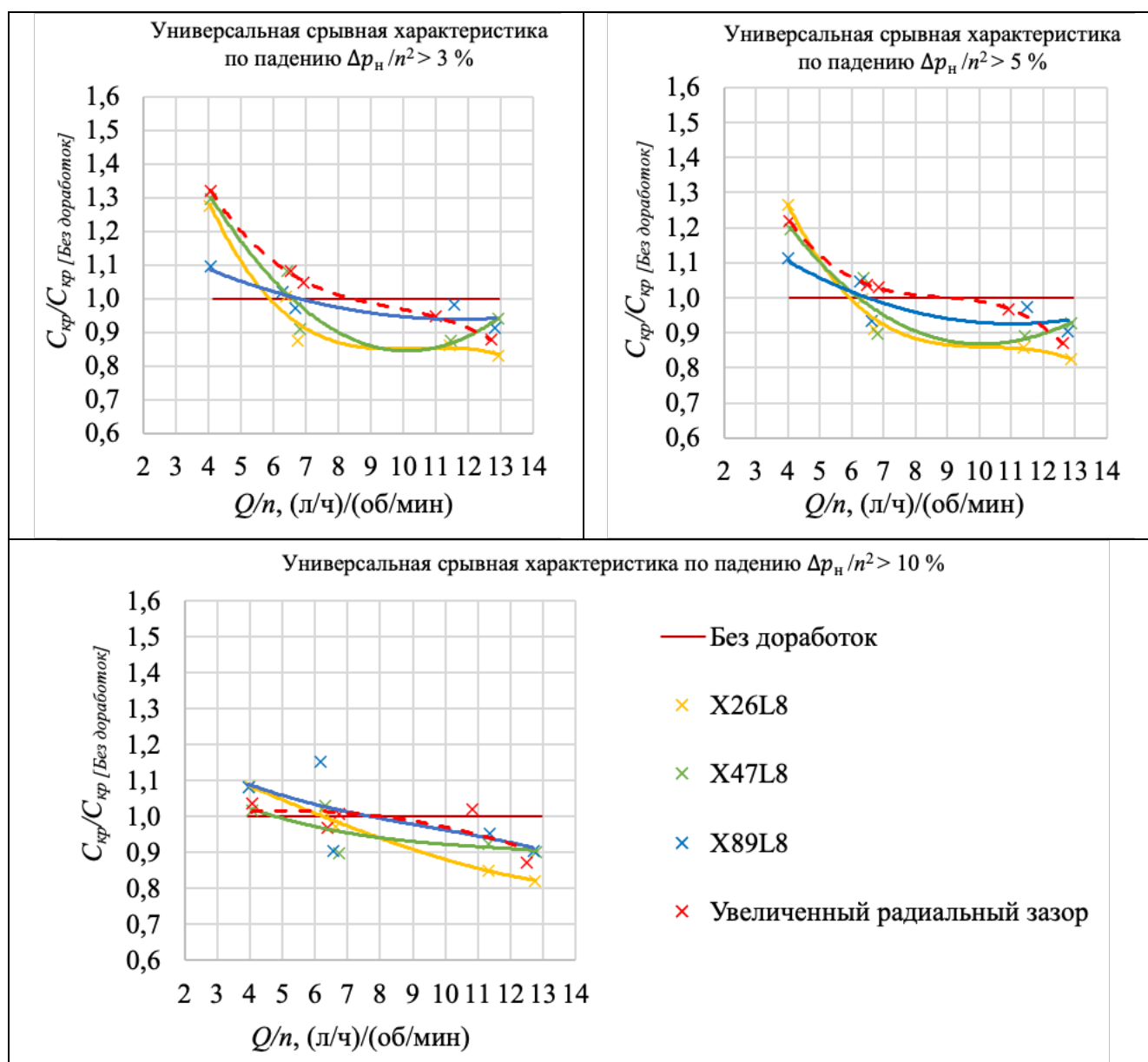


Рисунок 33 – Универсальные срывные характеристики агрегата с НрУОП при различном X и постоянной L

При установке надроторного устройства видно, что:

- 1) по 1 критическому режиму при $Q/n > 7$ (л/ч)/(об/мин) кавитационный коэффициент быстроходности $C_{кр}$ у насоса с НрУОП X89L8 уменьшается на величину до 5 %, с НрУОП X47L8 и НрУОП X26L8 до 15 % в зависимости от режима. При $Q/n < 7$ (л/ч)/(об/мин) антикавитационные качества насоса улучшаются, $C_{кр}$ у насоса с НрУОП X89L8 увеличивается на величину до 10 %, а у насоса с НрУОП X47L8 и X26L8 до 30 %;
- 2) по 2 критическому режиму при $Q/n > 7$ (л/ч)/(об/мин) антикавитационные качества насоса ухудшаются, $C_{кр}$ у насоса с НрУОП X89L8 и

НрУОП Х47L8 уменьшается на величину до 10 %, а с НрУОП Х26L8 до 18 %. При $Q/n < 7$ (л/ч)/(об/мин) антикавитационные качества насоса улучшаются, $C_{кр}$ у насоса с НрУОП увеличивается на величину до 10 % у НрУОП Х89L8 и НрУОП Х26L8.

Из результатов кавитационных испытаний можно сделать вывод, что при уменьшении количества проточек (X) кавитационные характеристики насоса ухудшаются. Кавитационная характеристика насоса с увеличенным радиальным зазором качественно и количественно имеет совпадения с характеристиками насоса с установленными НрУОП Х89L8. Стоит отметить, что НрУОП с наибольшим количеством проточек ($X = 89$ шт.) обладает лучшими антикавитационными качествами по сравнению со всеми исследуемыми вариантами количества проточек. Можно предположить, что улучшение антикавитационных качеств насоса с НрУ на низких расходах (при Q/n ниже 7 (л/ч)/(об/мин)), связано с влиянием проточек на величину и интенсивность обратных токов.

3.3. Влияние осевой длины проточек (L) на напорные характеристики при оптимальном их количестве (X)

Для определения оптимальной длины осевых проточек исследовано четыре вида НрУОП с $L = 8, 12, 20, 27$ мм и оптимальным количеством $X = 47$ шт., их наименования показаны в таблице 3.

Таблица 3 – Описание исследованных НрУОП для определения оптимальной длины проточек

Наименование	Количество проточек X, шт.	Осевая длина проточки L, мм
X47L8	47	8
X47L12		12
X47L20		20
X47L27		27

Полученные энергетические характеристики насоса с установленными НрУОП в сравнении с объектом исследования без доработок показаны на рисунке 34.

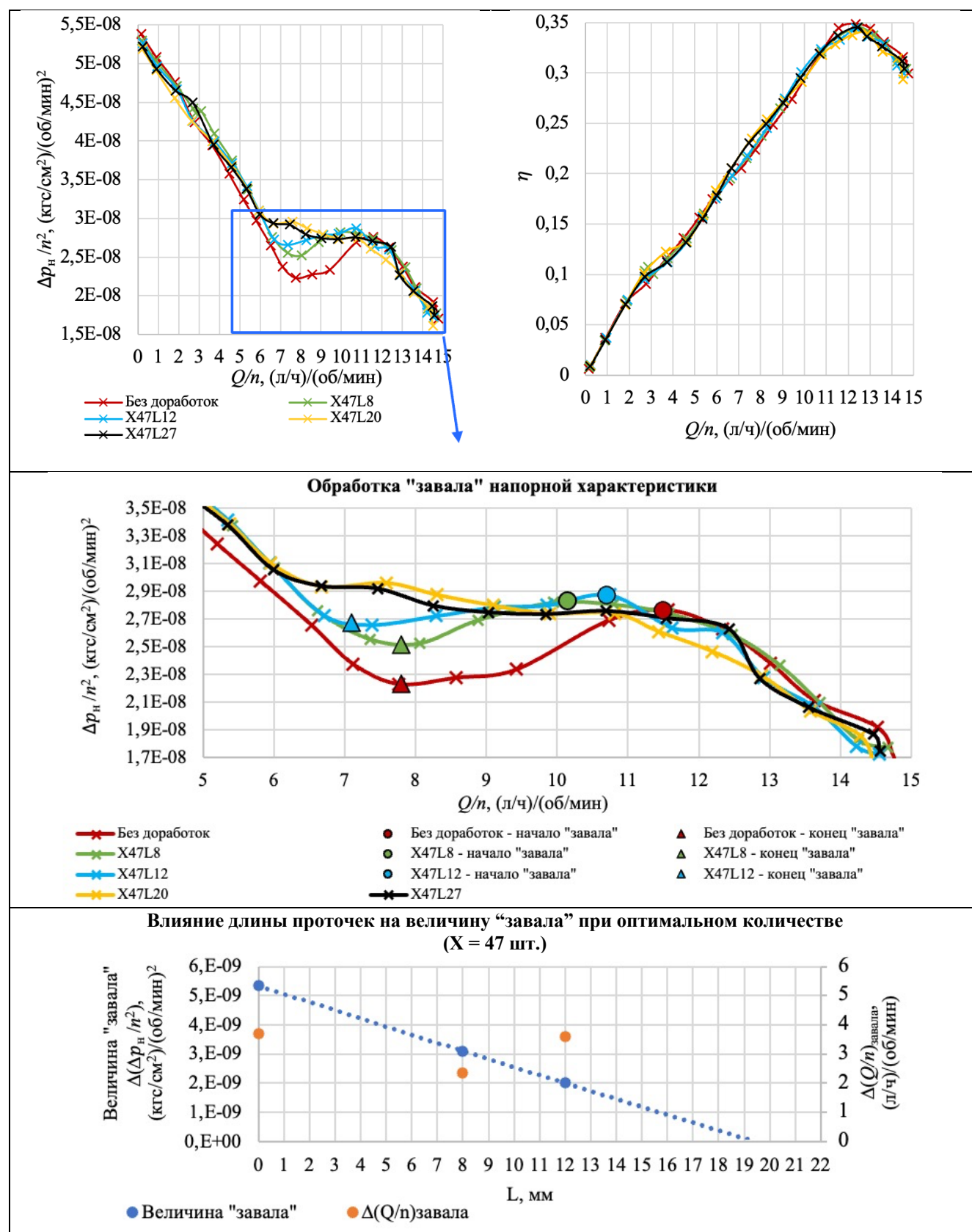


Рисунок 34 – Универсальные энергетические характеристики

По формулам (2.2.1) и (2.2.2) определили величину “завала” и $\Delta(Q/n)_{\text{завала}}$ для всех исследованных вариантов. Из рисунка 34 видно, что длина проточки надроторного устройства не влияет на полный КПД агрегата, но влияет на напорную характеристику. Величина “завала” напорной характеристики с увеличением длины проточки уменьшается, начало “завала” смещается на более низкие расходы. Из представленных результатов зависимости длины проточек от величины “завала” и $\Delta(Q/n)_{\text{завала}}$ видно, что величина “завала” уменьшается линейно до 19 мм, а при дальнейшем увеличении длины “завал” напорной характеристики полностью ликвидируется.

Оценив рабочий диапазон по формуле (3.1.1) и изменение рабочего диапазона насоса по формуле (3.1.2) для вариантов надроторного устройства при $L = 8$ и 12 мм (при $L \geq 20$ мм, “завал” напорной характеристики ликвидирован), можно сделать вывод, что рабочий диапазон насоса от максимального расхода увеличивается при установке надроторного устройства относительно варианта агрегата без доработки:

при $L = 8$ мм на 41,54 %;

при $L = 12$ мм на 24,62 %.

Исходя из проведенного исследования можно сделать вывод, что оптимальная относительная длина проточки ($L/d_{\text{вх}}$, где $d_{\text{вх}}$ – диаметр входа в насос) надроторного устройства при оптимальном количестве проточек составляет $L/d_{\text{вх}} > 0,25$.

3.4. Влияние осевой длины проточек (L) на кавитационные характеристики насоса при оптимальном их количестве (X)

Для определения влияния длины проточек на кавитационные характеристики исследованы варианты НрУОП, показанные в таблице 3. Экспериментальным методом получены универсальные срывные кавитационные характеристики насоса с НрУОП и показаны на рисунке 35, характеристики показаны относительно $C_{\text{кр}}$

объекта исследования без доработок. Исходные значения величины $C_{кр}$ приведены в работе [47].

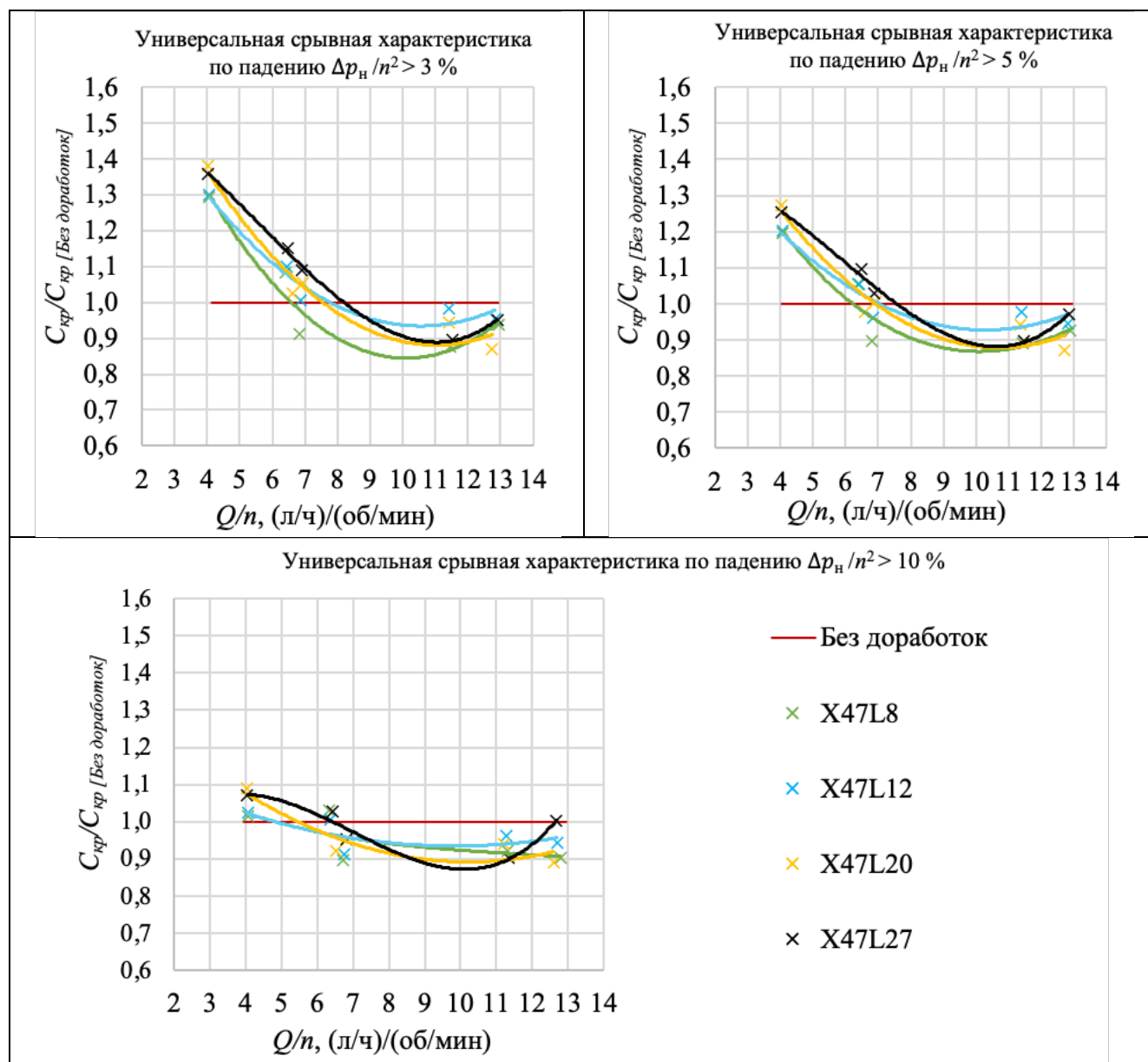


Рисунок 35 – Универсальные срывные характеристики агрегата с НрУОП при постоянном X и различной L

Исходя из полученных характеристик видно, что:

1) по 1 критическому режиму при $Q/n > 7$ (л/ч)/(об/мин) кавитационный коэффициент быстроходности $C_{кр}$ у насоса при установке НрУ уменьшается на величину до 10 %, антикавитационные качества насоса ухудшаются у всех исследованных вариантов. На режимах при $Q/n < 7$ (л/ч)/(об/мин) величина $C_{кр}$ увеличивается на величину до 40 % в зависимости от режима;

2) по 2 критическому режиму при $Q/n > 7$ (л/ч)/(об/мин) антикавитационные качества насоса ухудшаются, $C_{кр}$ у насоса при установке НрУ уменьшается на величину до 10 %. На режимах при $Q/n < 7$ (л/ч)/(об/мин) величина $C_{кр}$ увеличивается на величину до 10 % в зависимости от расхода;

3) форма кавитационной характеристики при падении $\Delta p_n/n^2 > 5$ % имеет качественно схожий вид с формой характеристики на первом критическом режиме.

Изменение длины проточки надроторного устройство не оказывает влияния на форму кавитационной характеристики, она имеет близкий характер при любом количестве проточек.

3.5. Влияние угла наклона проточек (S) на напорные характеристики при оптимальном количестве и длине проточек

Для исследования влияния угла наклона проточек надроторного устройства на напорные характеристики осевого насоса исследовано несколько вариантов надроторных устройств. Угол наклона проточки задавался шагом винтовой линии (S). Варианты исследуемых НрУНП показаны в таблице 4.

Таблица 4 – Описание исследованных НрУНП

Наименование	Количество проточек X, шт.	Осевая длина проточки L, мм	Шаг винтовой линии проточки S, мм
X47L27S145	47	27	145
X47L27S290			290
X47L27S435			435
X47L27S580			580
X47L27S-435			-435*
* – знак минус означает отрицательное направление вращения винтовой линии, схема определения направления показана на рисунке 31			

Полученные энергетические характеристики агрегата с установленными НрУНП в сравнении с объектом исследования без доработок и лучшим вариантом НрУОП X47L27 показаны на рисунке 36.

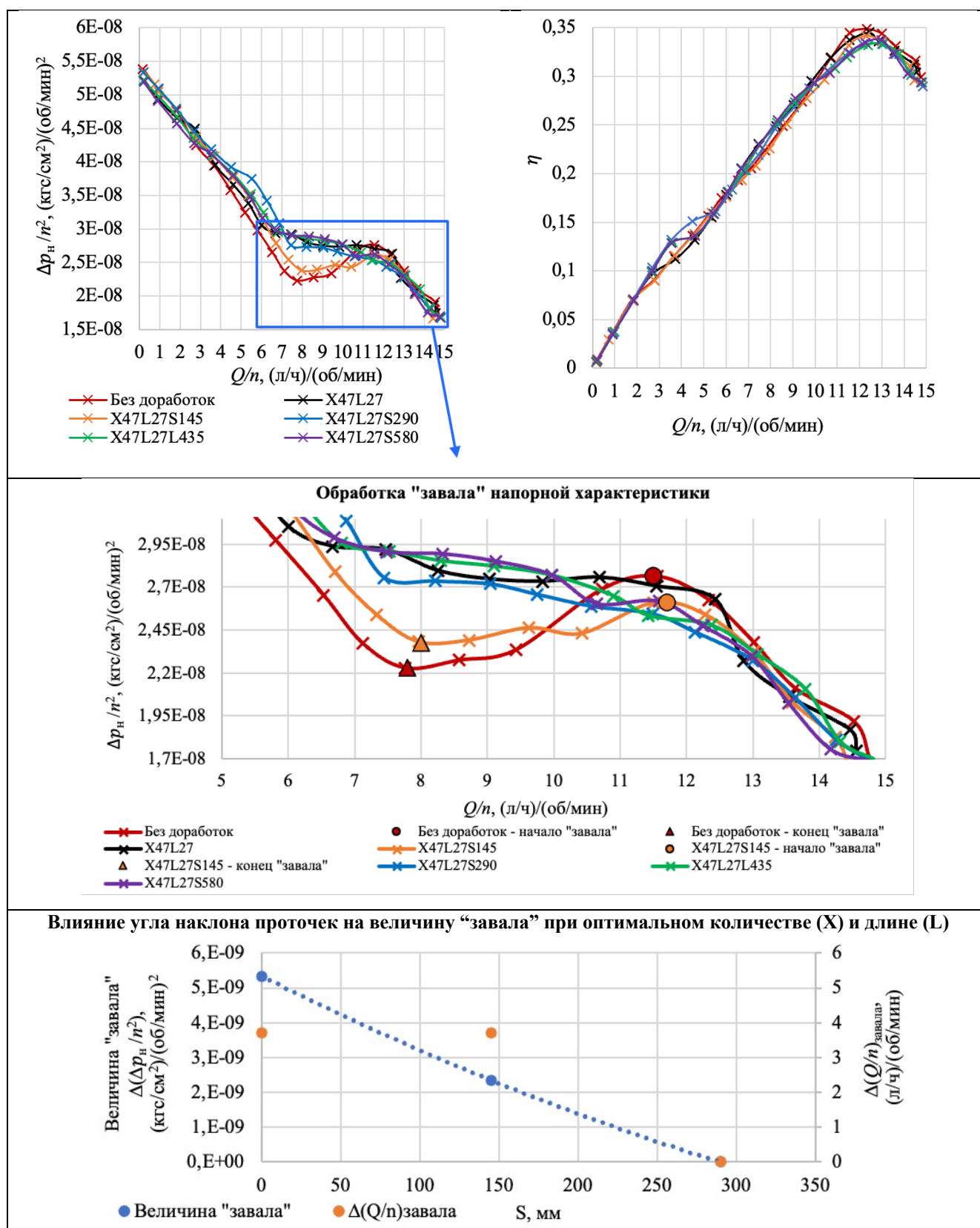


Рисунок 36 – Универсальные энергетические характеристики

Исходя из полученных результатов, видно, что надроторное устройство X47L27S435 показало наиболее монотонную напорную характеристику, но в диапазоне режимов по Q/n выше 10,5 (л/ч)/(об/мин) и ниже 12,5 (л/ч)/(об/мин)

напор насоса ниже, чем у варианта насоса с осевой проточкой X47L27. Также видно, что при стремлении проточек к осевому положению уменьшается величина западания напорной характеристики, при шаге винтовой линии проточек более чем 290 мм завал напорной характеристики ликвидируется.

Для дальнейшего исследования угол наклона проточки винтовой линии задали в противоположную сторону, сравнение напорных характеристик представлено на рисунке 37.

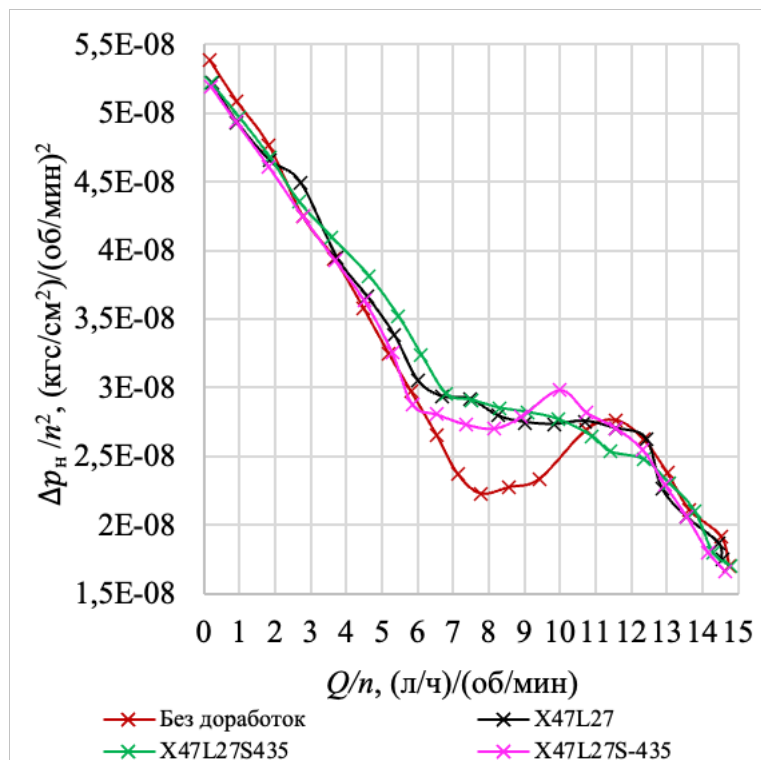


Рисунок 37 – Универсальные напорные характеристики насоса с противоположной закруткой НрУ в сравнении

Из полученных результатов видно, что напорная характеристика при изменении направления вращения винтовой линии теряет монотонность (появляется “завал”). Но, относительно геометрии насоса без доработок, видно, что, надроторное устройство увеличивает напор в зоне западания напорной характеристики и смещает начало “завала” на меньшие расходы.

3.6. Влияние угла наклона проточек (S) на кавитационные характеристики

Для определения влияния угла наклона проточек на кавитационные характеристики исследованы варианты НрУНП, показанные в таблице 4. Экспериментальным методом получены универсальные срывные кавитационные характеристики агрегата с НрУНП и показаны на рисунке 38, характеристики приведены относительно $C_{кр}$ объекта исследования без доработок. Исходные значения величины $C_{кр}$ приведены в работе [47].

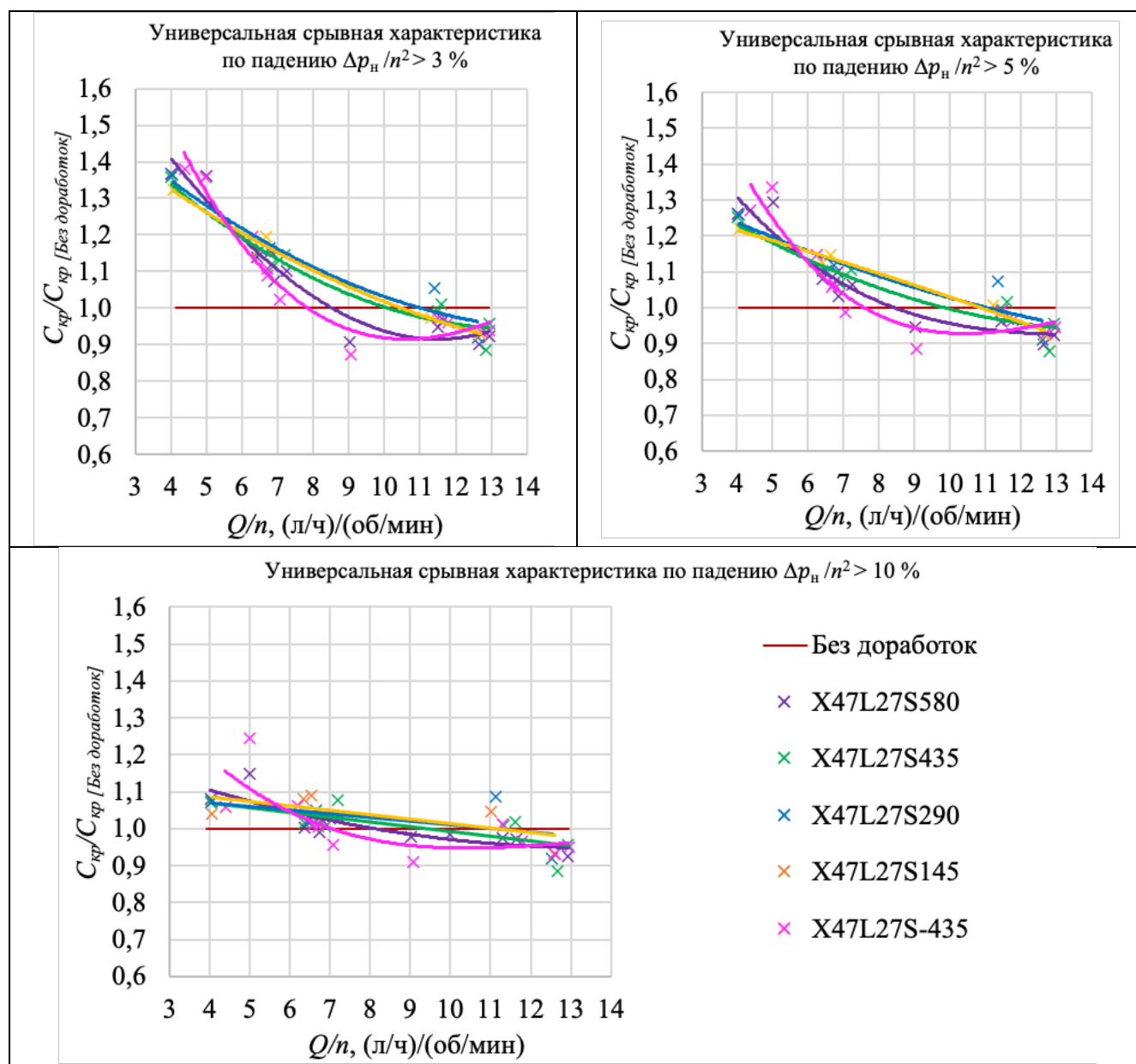


Рисунок 38 – Универсальные срывные характеристики агрегата с НрУНП

Исходя из полученных характеристик видно, что:

1) по 1 критическому режиму при $Q/n > 8$ (л/ч)/(об/мин) кавитационный коэффициент быстроходности $C_{кр}$ у насоса при установке НрУНП Х47L27S580 и НрУНП Х47L27S-435 уменьшается на величину до 9 %, а при $Q/n < 8$ (л/ч)/(об/мин) величина $C_{кр}$ увеличивается до 40 % в зависимости от режима. У остальных исследованных вариантов кавитационные характеристики имеют схожий вид, на режимах при $Q/n < 11$ (л/ч)/(об/мин) величина $C_{кр}$ увеличивается на величину до 50 % в зависимости от расхода, а при $Q/n > 11$ (л/ч)/(об/мин) величина $C_{кр}$ уменьшается до 10 %;

2) по 2 критическому режиму характеристики всех исследованных вариантов имеют схожий вид, при $Q/n > 9$ (л/ч)/(об/мин) антикавитационные качества насоса ухудшаются, $C_{кр}$ у насоса при установке НрУ уменьшается на величину до 5 %. На режимах при $Q/n < 9$ (л/ч)/(об/мин) величина $C_{кр}$ увеличивается на величину до 10 % в зависимости от расхода;

3) форма кавитационной характеристики при падении $\Delta p_n/n^2 > 5$ % имеет качественно схожий вид с формой характеристики на первом критическом режиме.

Изменение шага винтовой линии проточки надроторного устройство не оказывает существенного влияния на форму кавитационной характеристики, она имеет почти одинаковый характер при любом угле наклона. Стоит отметить, что наклонные проточки не оказывают отрицательного влияния на антикавитационные качества насоса в большем диапазоне по сравнению с осевыми.

3.7. Выводы

Исходя из проведенных экспериментальных исследований в главе 3, можно сделать следующие выводы:

1. Установка НрУ с осевыми или наклонными проточками может полностью устранять “завал” или сдвигать начало “завала” напорной характеристики на более низкие расходы, а также незначительно ухудшать КПД

агрегата (не более 2% на режиме максимума КПД), а установка оптимального надроторного устройства не оказывает отрицательного влияния на КПД;

2. Осевые проточки при $Q/n < 7$ (л/ч)/(об/мин) проточки улучшают кавитационные характеристики, а при $Q/n > 7$ (л/ч)/(об/мин) ухудшают. В свою очередь наклонные проточки в большем диапазоне расходов не оказывают отрицательного влияния на кавитационные характеристики. При $Q/n < 9$ (л/ч)/(об/мин) наклонные проточки улучшают кавитационные характеристики, а при $Q/n > 9$ (л/ч)/(об/мин) ухудшают;

3. При увеличении шага винтовой линии проточек и стремлении их к осевому положению уменьшается величина западания напорной характеристики, при шаге винтовой линии проточек более чем 290 мм завал напорной характеристики ликвидируется;

4. Для исправления формы напорной характеристики осевых насосов на монотонно падающую необходимо применять надроторное устройство с осевой длиной проточки равной $L/d_{ex} > 0,25$ и густотой для осевых проточек $\tau > 3,74$, а для наклонных проточек $\tau = 5,5 \dots 5,8$;

5. Оптимальным НрУ для исправления напорной характеристики исследуемого осевого насоса является Х47Л27, так как приведенный перепад, на всех режимах по Q/n , не ниже исходной геометрии, напорная характеристика приобретает монотонно падающий вид, а также осевые проточки проще в изготовлении по сравнению с наклонными;

Несмотря на некоторое ухудшение кавитационных характеристик, установка оптимального надроторного устройства делает насос более стабильным и многорежимным. Такие надроторные устройства можно применять как в БТНА ЖРД, так и в самолетных топливных системах подачи при необходимости, для исправления напорных характеристик.

4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВХОДНЫХ ЛОПАТОЧНЫХ УСТРОЙСТВ

Периферийные сечения осевого насоса играют основную роль в создании напора. Из обзора литературы видно, что закрутка потока на входе в насос может увеличить напор насоса и его эффективность. Закрутка, в этих исследованиях, проводилась пилонами, установленными под различными углами на входе в насос и высотой, равной радиусу входной магистрали. В данной работе закрутка потока производилась только в периферийных сечениях лопаточных каналов при помощи входного лопаточного устройства (ВЛУ), что не было ранее исследовано.

Исследованное ВЛУ представляет собой лопаточную решетку, установленную на периферии входной магистрали насоса, эскиз и место его установки показано на рисунке 39, где РК – рабочее колесо насоса. Угол установки лопатки входного устройства был выбран исходя из анализа результатов исследований зарубежных авторов [102, 101, 70, 62, 61, 69].

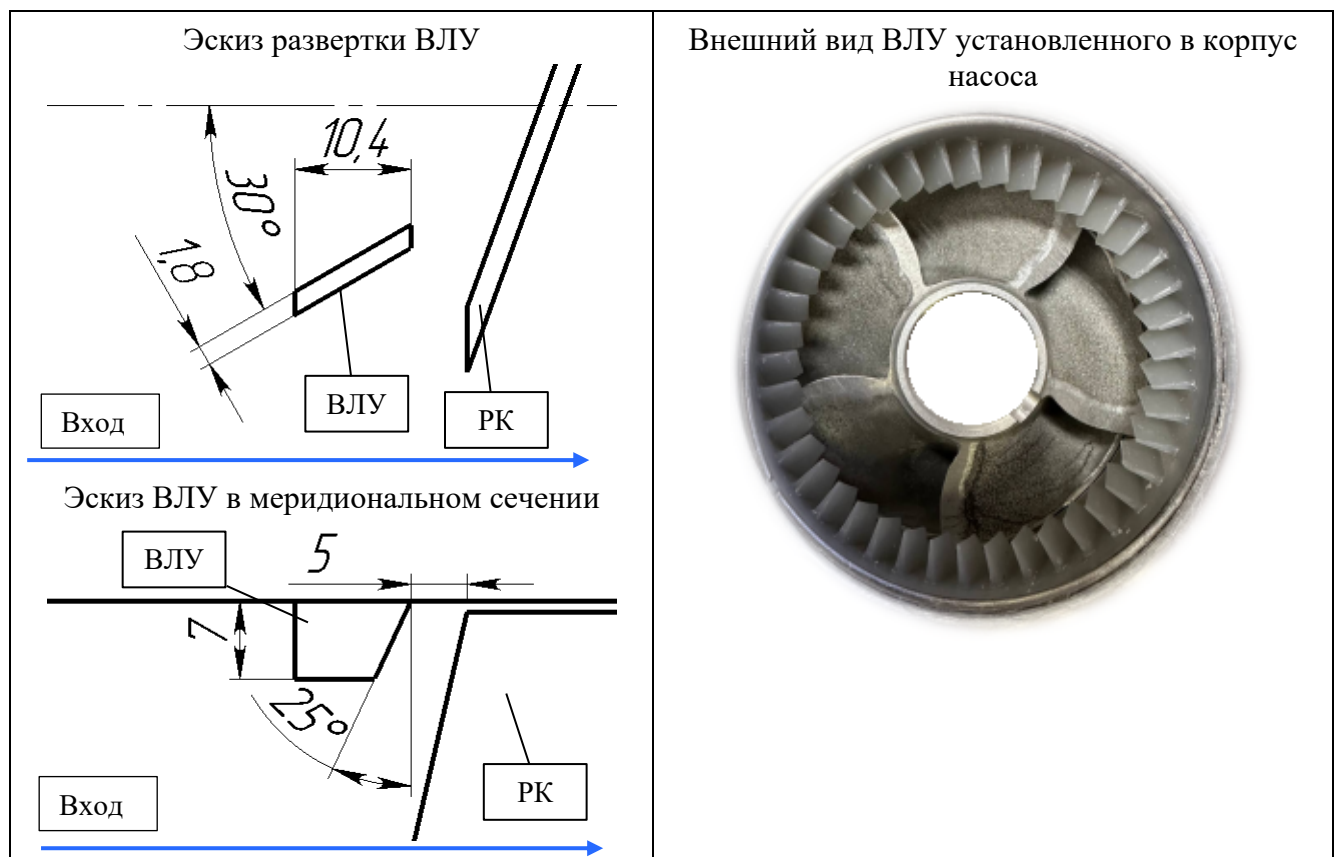


Рисунок 39 – Эскиз и схема расположения ВЛУ

Для изучения энергетических характеристик рассмотрены варианты ВЛУ с числом лопаток $z = 72, 41$ и 24 шт. и густотой равной $3, 2$ и 1 соответственно.

4.1. Влияние входного лопаточного устройства на напорные характеристики осевого насоса

Энергетические характеристики, полученные в результате проведенных испытаний, в универсальном виде представлены на рисунке 40.

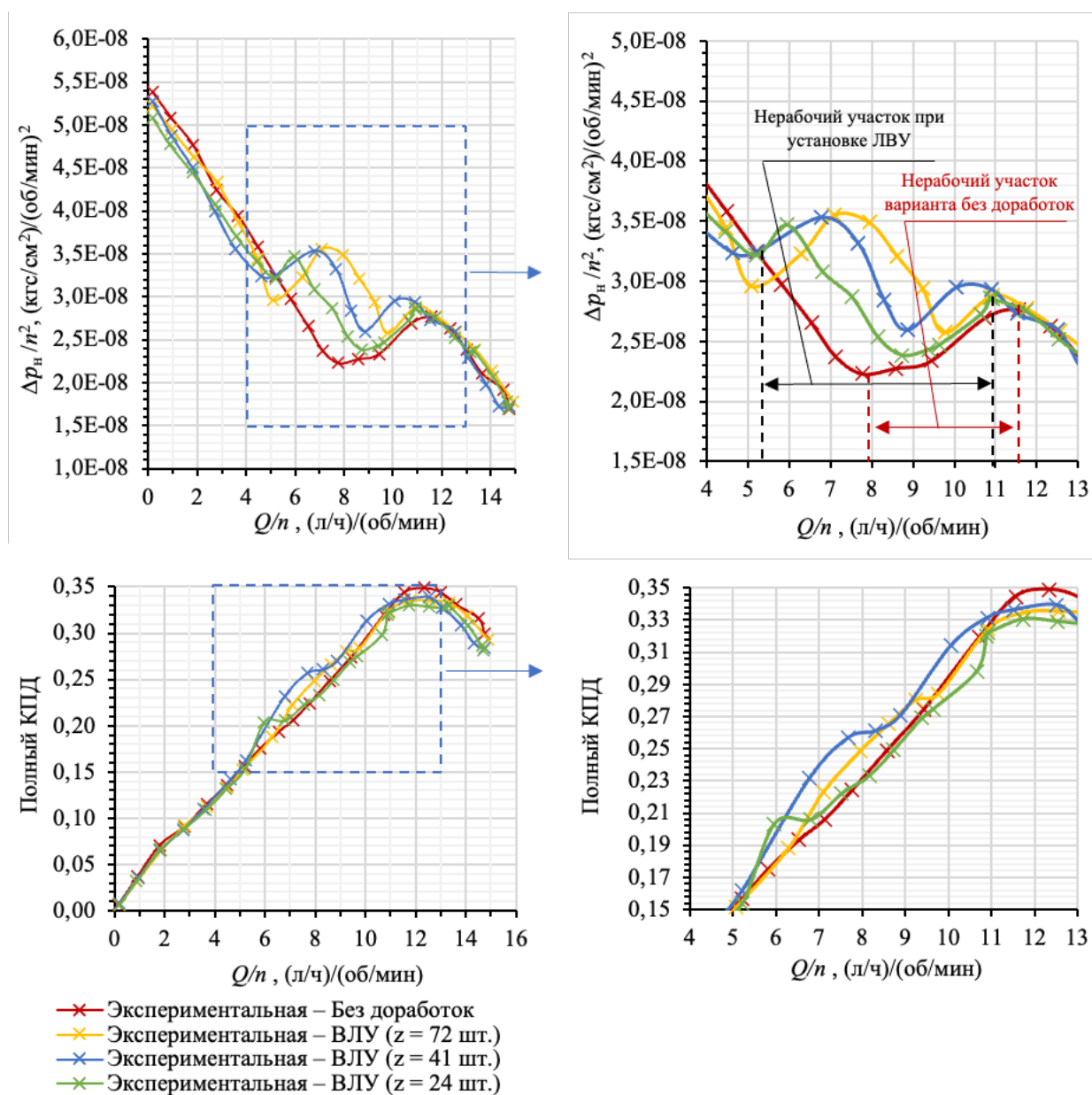


Рисунок 40 – Напорные и КПД характеристики агрегата с ВЛУ, полученные в результате проведения испытаний

При установке ВЛУ, видно, что в зоне западания увеличивается напор насоса, но напорная характеристика приобретает дополнительную неравномерность в виде двух участков снижения напора. Эти участки начинаются при разной величине Q/n в зависимости от количества лопаток ВЛУ. Дополнительная неравномерность напорной характеристики приводит к увеличению нерабочего участка, что накладывает дополнительные ограничения при многорежимном использовании насоса. Для дальнейшего анализа напорных характеристик агрегата определена величина нерабочего диапазона по формуле (2.2.2).

Увеличение нерабочего участка напорной характеристики насоса для каждого варианта ВЛУ оценивалось как

$$\frac{[\Delta(Q/n)_{\text{завала}}]_{\text{новое}} - [\Delta(Q/n)_{\text{завала}}]_{\text{Без доработок}}}{[\Delta(Q/n)_{\text{завала}}]_{\text{Без доработок}}} \cdot 100\% \quad (4.1.1)$$

где $[\Delta(Q/n)_{\text{завала}}]_{\text{Без доработок}}$ – величина нерабочего диапазона насоса без доработок, (л/ч)/(об/мин);

$[\Delta(Q/n)_{\text{завала}}]_{\text{новое}}$ – величина нерабочего диапазона насоса с входным устройством, (л/ч)/(об/мин).

Окончание “завала” насоса с установленным лопаточным входным устройством смещается с $Q/n = 7,8$ до $Q/n = 5$ (на меньшие расходы не зависимо от количества лопаток ВЛУ). Начало “завала” так же смещается на меньшие расходы:

при $z = 72$ шт. с $Q/n = 11,5$ (л/ч)/(об/мин) до $Q/n = 11$ (л/ч)/(об/мин);

при $z = 41$ шт. с $Q/n = 11,5$ (л/ч)/(об/мин) до $Q/n = 10,5$ (л/ч)/(об/мин);

при $z = 24$ шт. с $Q/n = 11,5$ (л/ч)/(об/мин) до $Q/n = 11$ (л/ч)/(об/мин).

Оценив нерабочий диапазон насоса по формуле (2.2.2) и его изменение по формуле (4.1.1) для всех исследуемых вариантов, можно сделать вывод, что нерабочий диапазон насоса увеличивается:

при $z = 72$ шт. на 62,16 %;

при $z = 41$ шт. на 48,65 %;

при $z = 24$ шт. на 62,16 %.

Смещение начала “завала” на меньшие расходы ведет к увеличению рабочего диапазона насоса от максимального расхода. Рабочий диапазон насоса от

максимального рабочего расхода $\Delta(Q/n)_{\text{рабочий}}$ для всех исследуемых вариантов оценивался по формуле (3.1.1), а его изменение $\Delta(Q/n)_{\text{рабочий}}$ по формуле (3.1.2). Оценив рабочий диапазон и его изменение, можно сделать вывод, что рабочий диапазон насоса от максимального расхода увеличивается при установке ВЛУ:

при $z = 72$ шт. на 15,38 %;

при $z = 41$ шт. на 30,77 %;

при $z = 24$ шт. на 15,38 %.

Дополнительно анализируя полученные энергетические характеристики, можно сказать, что установка ВЛУ уменьшает полный КПД насоса на режиме максимума КПД примерно на 2% и увеличивает полный КПД в зоне западания напорной характеристики. Полный КПД увеличивается в диапазонах по Q/n относительно варианта насоса без доработок:

при $z = 72$ шт. от $Q/n = 9$ до 6,5 (л/ч)/(об/мин) на 1,5 %;

при $z = 41$ шт. от $Q/n = 11$ до 9 (л/ч)/(об/мин) на 1,5 %, от $Q/n = 8$ до 6 (л/ч)/(об/мин) на 4 %;

при $z = 24$ шт. от $Q/n = 6$ (л/ч)/(об/мин) на 3%.

Необходимо отметить, что увеличение количества лопаток ВЛУ смещает зону увеличения напора насоса вправо по характеристике, на большие расходы. Применение ВЛУ возможно при необходимости увеличения напора локально, в зоне западания, так как изменением густоты ВЛУ можно увеличивать напор насоса при разных Q/n . Увеличение напора в таких зонах достигает:

при $z = 72$ шт. до 57 % на $Q/n = 8$ (л/ч)/(об/мин);

при $z = 41$ шт. до 33 % на $Q/n = 6,7$ (л/ч)/(об/мин);

при $z = 24$ шт. до 16 % на $Q/n = 5,9$ (л/ч)/(об/мин).

Для многорежимного использования предпочтительнее использовать оптимальное НрУ, исследование которых представлено в главе 3, так как при его установке напорная характеристика приобретает монотонно падающий вид.

4.2. Влияние входного лопаточного и оптимального надроторного устройства на кавитационные характеристики осевого насоса

Для определения влияния установки ВЛУ на антикавитационные качества насоса, на рисунке 41 приведены универсальные срывные кавитационные характеристики относительно $C_{кр}$ объекта исследования без доработок в сравнении с оптимальным НрУОП Х47Л27. Исходные значения величины $C_{кр}$ для насоса с различными ВЛУ приведены в работе [46].

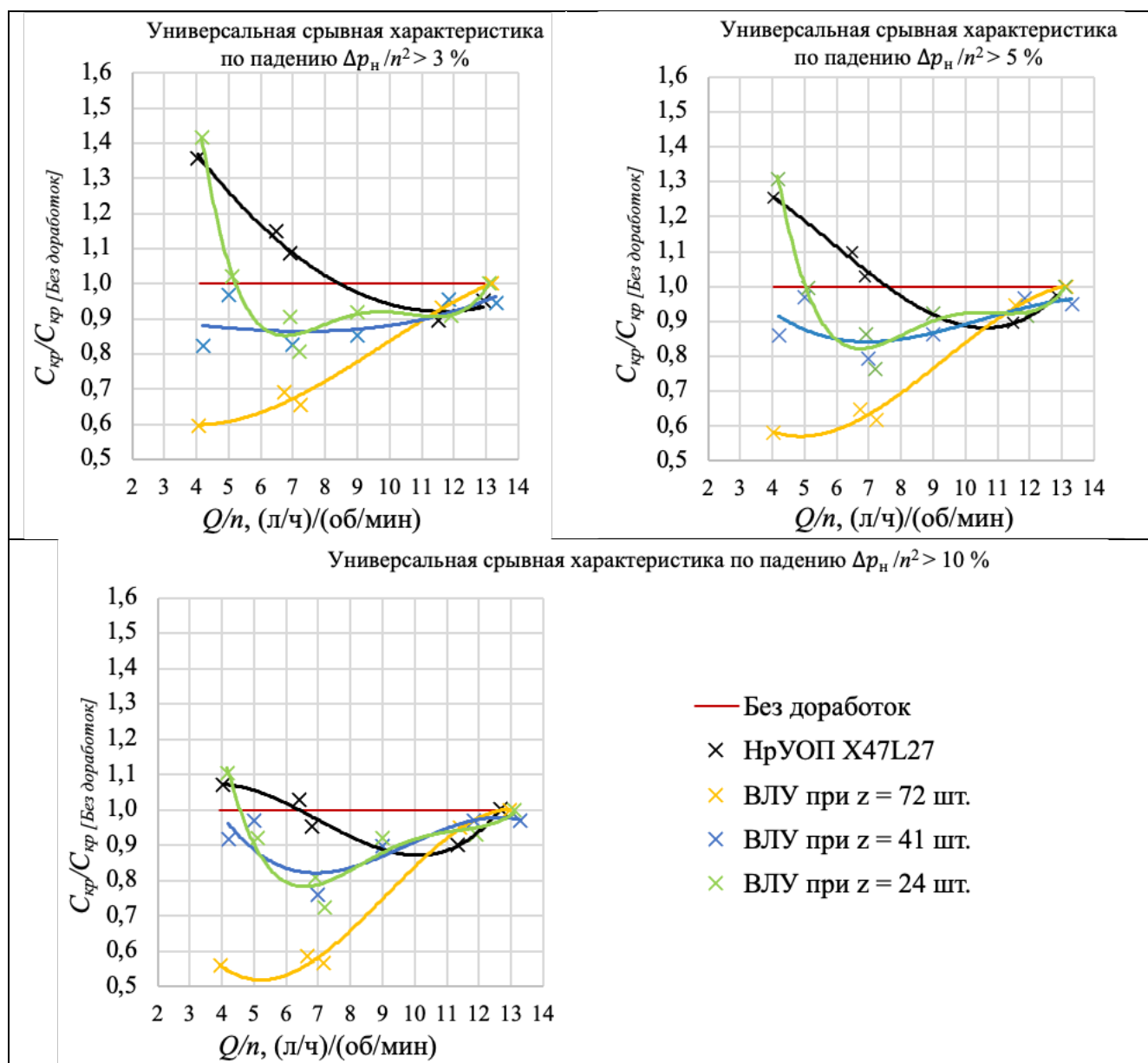


Рисунок 41 – Универсальные срывные характеристики агрегата с установленным ВЛУ в сравнении с оптимальным НрУОП

Исходя из полученных характеристик видно, что установка ВЛУ значительно ухудшает антикавитационные качества насоса. При $Q/n > 11$ (л/ч)/(об/мин) установка ВЛУ ухудшает кавитационную характеристику насоса до 10 % по величине $C_{кр}$ в сравнении с насосом без доработки по 1 и 2 критическому режиму при любом исследованном числе лопаток. Далее на режимах при Q/n от 11 до 5 (л/ч)/(об/мин) кавитационные характеристики вариантов ВЛУ при $z = 41$ и 24 шт. показывают схожее поведение как по первому, так и по второму критическому режиму. Величина $C_{кр}$ уменьшается от 5 до 20 % в зависимости от расхода. На расходах ниже, $Q/n < 5,5$ (л/ч)/(об/мин) происходит расслоение кавитационных характеристики вариантов ВЛУ при $z = 41$ и 24 шт. ВЛУ при $z = 24$ шт. улучшает кавитационную характеристику относительно варианта насоса без доработок на 10 % в зависимости от расхода по второму критическому режиму, а ВЛУ при $z = 41$ шт. ухудшает на 5-10 % по величине $C_{кр}$.

Установка ВЛУ при $z = 72$ шт. ухудшает кавитационную характеристику насоса по величине $C_{кр}$ при $Q/n < 11$ (л/ч)/(об/мин) от 10 до 40 % в зависимости от расхода по первому и второму критическому режиму, с уменьшением Q/n антикавитационные качества насоса ухудшаются.

Исходя из проведенного анализа полученных кавитационных характеристик, можно сделать вывод, что увеличение числа лопаток ВЛУ приводит к ухудшению антикавитационных качеств насоса на режимах по $Q/n < 11$ (л/ч)/(об/мин) по первому и второму критическому режиму, а на режимах по $Q/n > 11$ (л/ч)/(об/мин) влияние числа лопаток не обнаружено.

При сравнении оптимального НрУОП Х47L27 с ВЛУ с различной густотой видно, что на расходах при $Q/n < 11$ (л/ч)/(об/мин) насос с надроторным устройством обладает лучшими антикавитационными качествами, а на расходах при $Q/n > 11$ (л/ч)/(об/мин) кавитационные характеристики имеют сходный характер.

Для более полного изучения влияния кавитации на напорные характеристики осевого насоса с применением оптимального НрУ и различных ВЛУ были

построены зависимости величины $C_{кр}$ от Q/n при $p_{ex} = const$. Зависимости представлены на рисунке 42 [45].

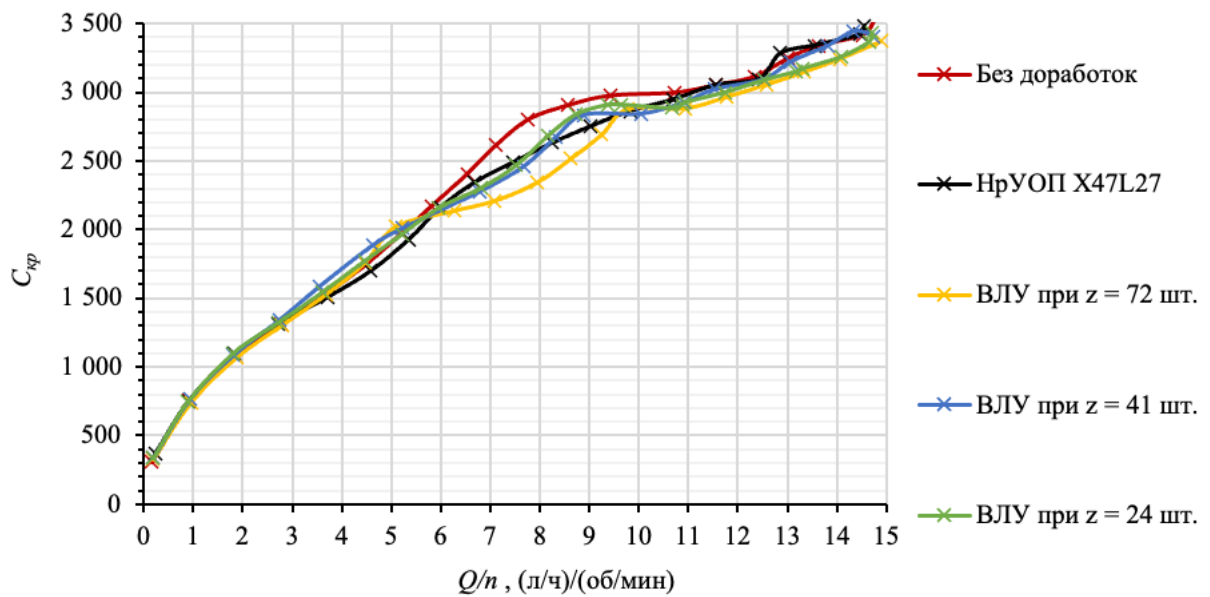


Рисунок 42 – Кавитационные характеристики насоса с оптимальным НрУ и различными ВЛУ при $p_{ex} = const$

Для более детального сравнительного анализа характеристик, представленных на рисунке 42, привели величину $C_{кр}$ вариантов с установленными ВЛУ и НрУ к величине $C_{кр}$ насоса без доработок. Полученные характеристики представлены на рисунке 43.

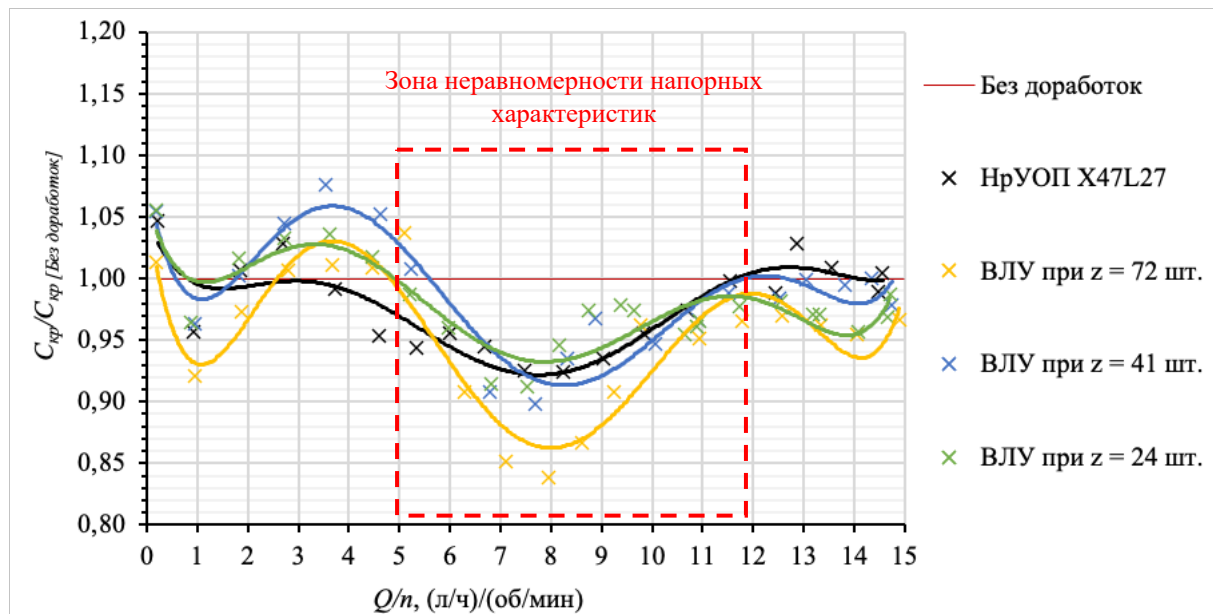


Рисунок 43 – Кавитационные характеристики насоса с оптимальным НрУ и различными ВЛУ при $p_{ex} = const$ в приведенном виде

Разница между величиной $C_{кр}$ насоса с установленными ВЛУ и оптимальным НрУ и $C_{кр}$ насоса без доработок при различных Q/n и $p_{вх} = const$, показана на рисунке 44, где отрицательное значение указывает на ухудшение антикавитационных качеств насоса, а положительное на улучшение.

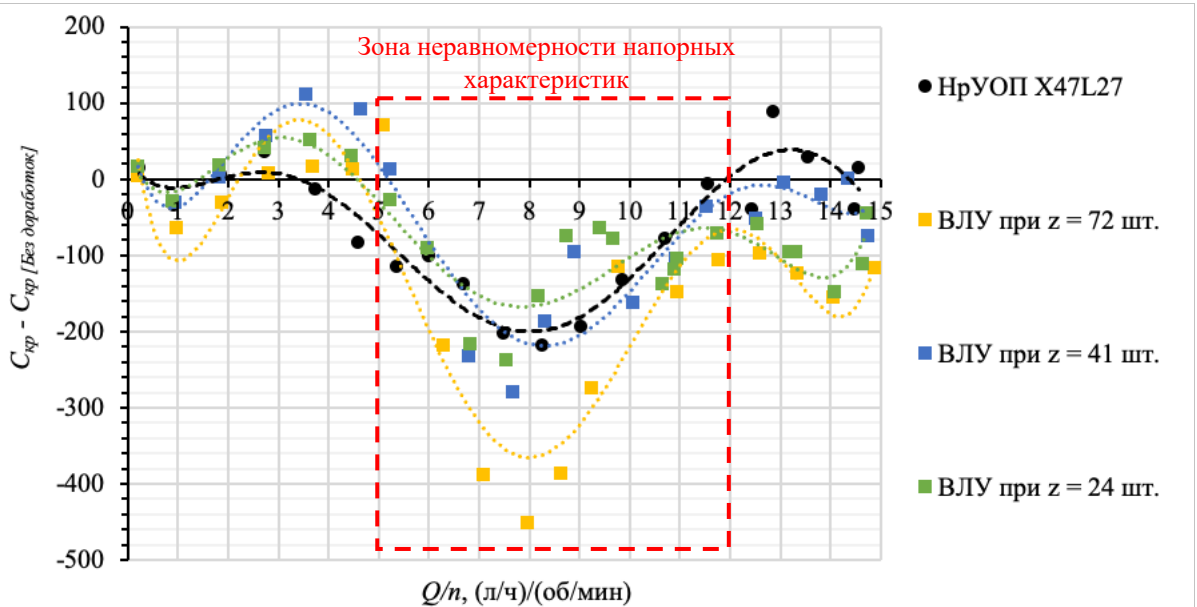


Рисунок 44 – Различия величины $C_{кр}$ насоса с различными ВЛУ и оптимальным НрУ при различных Q/n и $p_{вх} = const$ относительно насоса без доработок

Из результатов, представленных на рисунках 42, 43 и 44 видно, что в зоне западания напорной характеристики при $p_{вх} = const$ и установке НрУ или ВЛУ ухудшаются антикавитационные качества насоса.

При установке оптимального НрУ уменьшается величина $C_{кр}$ до 8 % (на 200 в абсолютном значении) в зависимости от расхода в диапазоне Q/n от 4 до 12 (л/ч)/(об/мин). В диапазоне Q/n от 0 до 4 (л/ч)/(об/мин) и от 12 до 15 (л/ч)/(об/мин), надроторное устройство не оказывает значительного влияния на кавитационную характеристику.

При установке ВЛУ с числом лопаток равным 24 и 41 шт. уменьшается величина $C_{кр}$ до ≈ 9 % (на 240 в абсолютном значении) в зависимости от расхода в диапазоне Q/n от 5 до 12 (л/ч)/(об/мин), а в диапазоне Q/n от 12 до 15 (л/ч)/(об/мин) уменьшается величина $C_{кр}$ до 5 % (на 150 в абсолютном значении). В диапазоне Q/n

от 2 до 5 (л/ч)/(об/мин), установка ВЛУ увеличивает уровень $C_{кр}$ до 5 % (на 100 в абсолютном значении) в зависимости от расхода.

При установке ВЛУ с числом лопаток равным 72 шт. уменьшается величина $C_{кр}$ до 15 % (на 450 в абсолютном значении) в зависимости от расхода в диапазоне Q/n от 5 до 12 (л/ч)/(об/мин), а в диапазоне Q/n от 12 до 15 (л/ч)/(об/мин) уменьшается величина $C_{кр}$ до 6 % (на 175 в абсолютном значении) что является максимальными значениями по сравнению с другими исследованными вариантами. В диапазоне Q/n от 0 до 5 (л/ч)/(об/мин) ВЛУ при $z = 72$ шт. не оказывает значительного влияния на кавитационную характеристику.

Стоит отметить, что ухудшение антикавитационных качеств насоса в зоне западания напорной характеристики коррелирует с увеличением напора насоса при установке различных ВЛУ и оптимального НрУ [45] (с увеличением напора в зоне западания характеристики ухудшаются антикавитационные качества насоса).

4.3. Выводы

В результате проведенных экспериментальных исследований можно сделать следующие выводы:

1. ВЛУ значительно увеличивает напор насоса в локальной зоне западания напорной характеристики, но не устраняет западание напорной характеристики и приводит к дополнительной неравномерности в виде двух участков снижения напора.
2. Увеличение количества лопаток (густоты) ВЛУ смещает локальную зону увеличения напора насоса вправо по характеристике, на большие расходы.
3. Установка ВЛУ смещает начало “завала” напорной характеристики на меньшие расходы что увеличивает рабочий диапазон насоса от максимального расхода.
4. Установка ВЛУ уменьшает полный КПД насоса на режиме максимума КПД не более чем на 2 %, а также увеличивает полный КПД на левой части характеристики в зоне западания напорной характеристики.

5. Установка ВЛУ и увеличение количества лопаток ведет к существенному ухудшению антикавитационных качеств насоса.

6. Сравнительный анализ показал, что для многорежимных насосов предпочтительнее использовать оптимальное H_{pY} , так как его установка полностью устраняет западание напорной характеристики. Применение ВЛУ возможно для увеличения напора насоса в локальной зоне, если это позволяет требуемый кавитационный запас.

5. ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ

Для выявления причин влияния установки оптимального НрУ и ВЛУ с различным числом лопаток на напор насоса в зоне западания напорных характеристик проведены расчеты методом вычислительной гидродинамики. Расчет энергетических характеристик насоса проводился путём решения осреднённых по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса в нестационарной постановке в программном пакете ANSYS CFX [52]:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j) = 0 \quad (5.1)$$

$$\frac{\partial \rho U_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_i U_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\tau_{ij} - \rho \overline{u_i u_j}) \quad (5.2)$$

где τ – тензор напряжения (включающий в себя как нормальную, так и сдвиговую составляющие напряжения);

$\rho \overline{u_i u_j}$ – напряжения Рейнольдса.

5.1. Постановка задачи

В расчетах использовалась модель турбулентности Shear Stress Transport (SST). Эта модель представляет собой сочетание k - ω модели, применяемой в пристеночных зонах, и k - ε модели, используемой в областях, удалённых от пограничного слоя стенки. Данная модель показала хорошие результаты при расчёте течений в зоне отрыва и при сильном продольном градиенте давления.

Основные уравнения модели [52]:

Уравнение переноса кинетической энергии:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \tilde{k}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\rho} \tilde{U}_j \tilde{k}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_{k1}} \right) \frac{\partial \tilde{k}}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta_0^* \bar{\rho} \tilde{k} \tilde{\omega} \quad (5.1.1)$$

Уравнение переноса скорости диссипации:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \tilde{\omega}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\rho} \tilde{U}_j \tilde{\omega}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_{\omega 1}} \right) \frac{\partial \tilde{\omega}}{\partial x_j} \right] + \alpha \frac{\tilde{\omega}}{\tilde{k}} P_k - \beta_0 \bar{\rho} \tilde{\omega}^2 \quad (5.1.2)$$

где $\mu_T = \bar{\rho} \frac{\tilde{k}}{\max(\tilde{\omega}, \frac{SF_2}{\alpha_1})}$ – коэффициент турбулентной вязкости;

$\alpha_1 = 0,31$; $\beta_0^* = 0,09$; $\alpha = 5/9$; $\beta_0 = 0,075$; $\sigma_{k1} = 2$; $\sigma_{\omega 1} = 2$ – эмпирические константы модели.

Стыковочные функции:

$$F_1 = \tanh(\arg_1^4); \quad (5.1.3)$$

$$\arg_1 = \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{\tilde{k}}}{\beta_0^* \tilde{\omega} y}, \frac{500\mu}{y^2 \tilde{\omega}} \right), \frac{4\bar{\rho}\tilde{k}}{CD_{k\omega}\sigma_{\omega 2} y^2} \right]; \quad (5.1.4)$$

$$CD_{k\omega} = \max \left(\frac{2\bar{\rho}}{\sigma_{\omega 2} \tilde{\omega}} \frac{\partial \tilde{k}}{\partial x_j} \frac{\partial \tilde{\omega}}{\partial x_j}, 1 \times 10^{-10} \right) \quad (5.1.5)$$

$$F_2 = \tanh(\arg_2^2); \quad (5.1.6)$$

$$\arg_2 = \max \left(\frac{2\sqrt{\tilde{k}}}{\beta_0^* \tilde{\omega} y}, \frac{500\mu}{y^2 \tilde{\omega}} \right); \quad (5.1.7)$$

где y – расстояние до ближайшей стенки;

μ – кинематическая вязкость;

$\sigma_{\omega 2} = 0,856$ – эмпирическая константа.

Расчетная сетка сгенерирована средствами ANSYS Mesh для вариантов насоса без доработок и с НрУ, а для вариантов насоса с ВЛУ средствами ANSYS Mesh + TurboGrid и построена на основе гексоэдральных и тетраэдральных элементов. Для описания пограничного слоя добавлены призматические элементы в количестве 15 шт. на стенках расчетной области с размером первого элемента 0,01 мм и скоростью роста элементов 1,1. В зазорах размер первого элемента пограничного слоя сжимался, сохраняя при этом скорость роста и количество слоев.

Итоговая размерность составляет ≈ 36 млн ячеек, а среднее значение безразмерного расстояния первой ячейки от стенки y^+ в не превышает 10 во всех расчетных областях, что удовлетворяет требованиям выбранной модели турбулентности. Часть сеточной модели показана на рисунке 45. Поля распределения y^+ на роторе насоса приведены на рисунке 46.

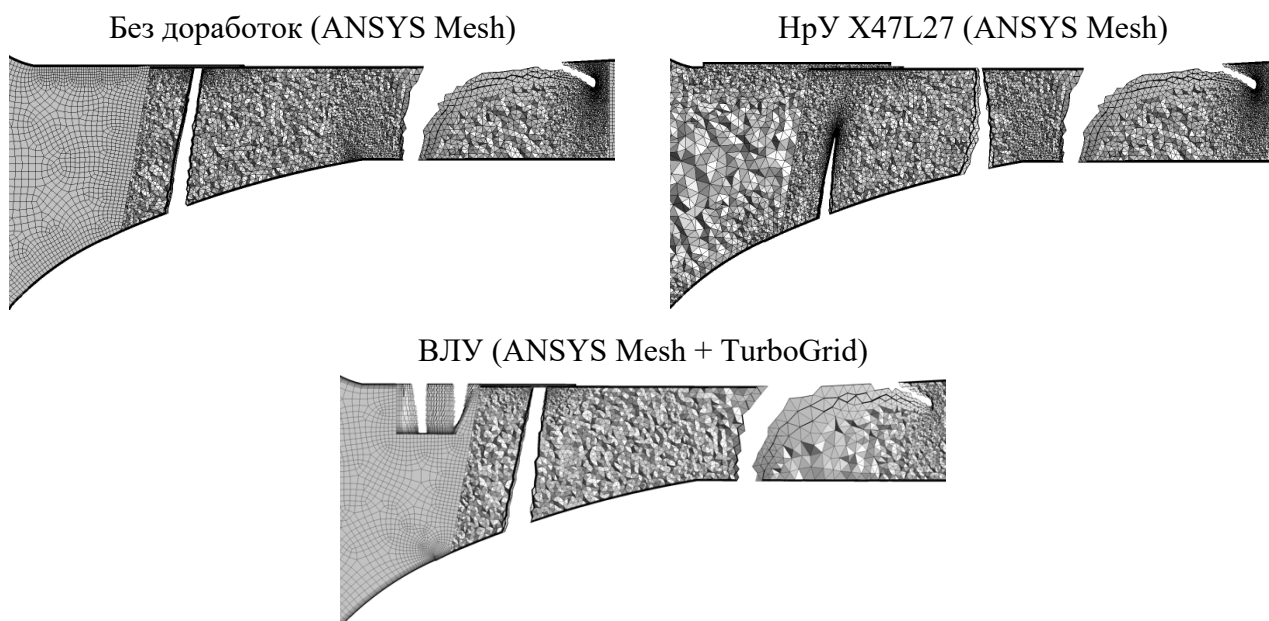


Рисунок 45 – Сеточная модель в меридиональном сечении

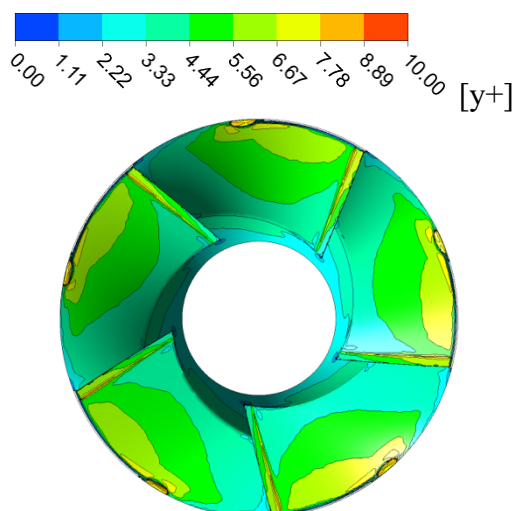


Рисунок 46 – Поля распределения величины y^+

Для проведения исследования в расчетных областях установлены следующие граничные условия и настройки решателя:

- 1) рабочая жидкость ЖЕТ А-1 (ГОСТ Р 52050–2006) при температуре 25 °С;
- 2) плотность и динамическая вязкость рабочей жидкости соответствовала температуре 25 °С;
- 3) полное давление на входе 1,3 атм (Opening Pres. and Dirn [52]);
- 4) объемный расход рабочей жидкости на выходе из насоса;
- 5) для стенок корпуса (статора), в домене ротора, устанавливалось условие «противовращения» (Counter rotating [52]);

- 6) во входном домене на стенках втулки установлено условие вращения с частотой равной частоте вращения ротора (Rotating Wall [52]);
- 7) в местах соединения доменов ротор-статор использовалась модель интерфейсов General Connection – Transient Rotor Stator [52].

В расчетной модели были приняты следующие допущения:

- 1) все стенки заданы как гидравлически гладкие (Smooth Wall [52]);
- 2) частота вращения ротора принята постоянной;
- 3) не учитывались утечки от турбины, установленной на бандаже;
- 4) подогрев рабочей жидкости в процессе перекачивания насосом не учитывался.

На рисунке 47 представлена расчетная область с указанием принятых расстояний от входной границы до насоса и от насоса до выходной границы.

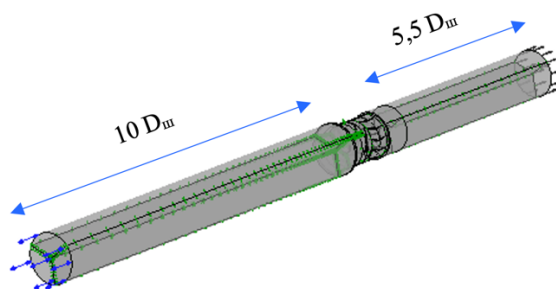


Рисунок 47 – Расчетная область

Для построения энергетических характеристик и дальнейшего их анализа определялось статическое давление $p_{ст}$ методом осреднения по площади в сечениях, расположенных на входе и выходе из расчетной области. Внутренняя мощность насоса N , (Вт) определялась как

$$N = M_{\text{ротора}} \cdot \omega, \quad (5.1.8)$$

где $M_{\text{ротора}}$ – момент с вращающихся поверхностей осевого насоса, Н·м;

ω – угловая скорость вращения, рад/с.

Внутренний КПД насоса определялся как $\eta_{вн}$

$$\eta_{вн} = \frac{98066,5 \cdot \Delta p_n \cdot Q}{N \cdot \rho}. \quad (5.1.9)$$

где Δp_n – перепад статического давления на насосе, кгс/см².

5.2. Валидация численной модели насоса на основе экспериментальных данных

Для валидации полученных расчетных моделей проведено сравнение универсальных напорных характеристик, полученных методом численного моделирования с характеристиками, полученными на экспериментальном стенде. Результаты представлены на рисунке 48.

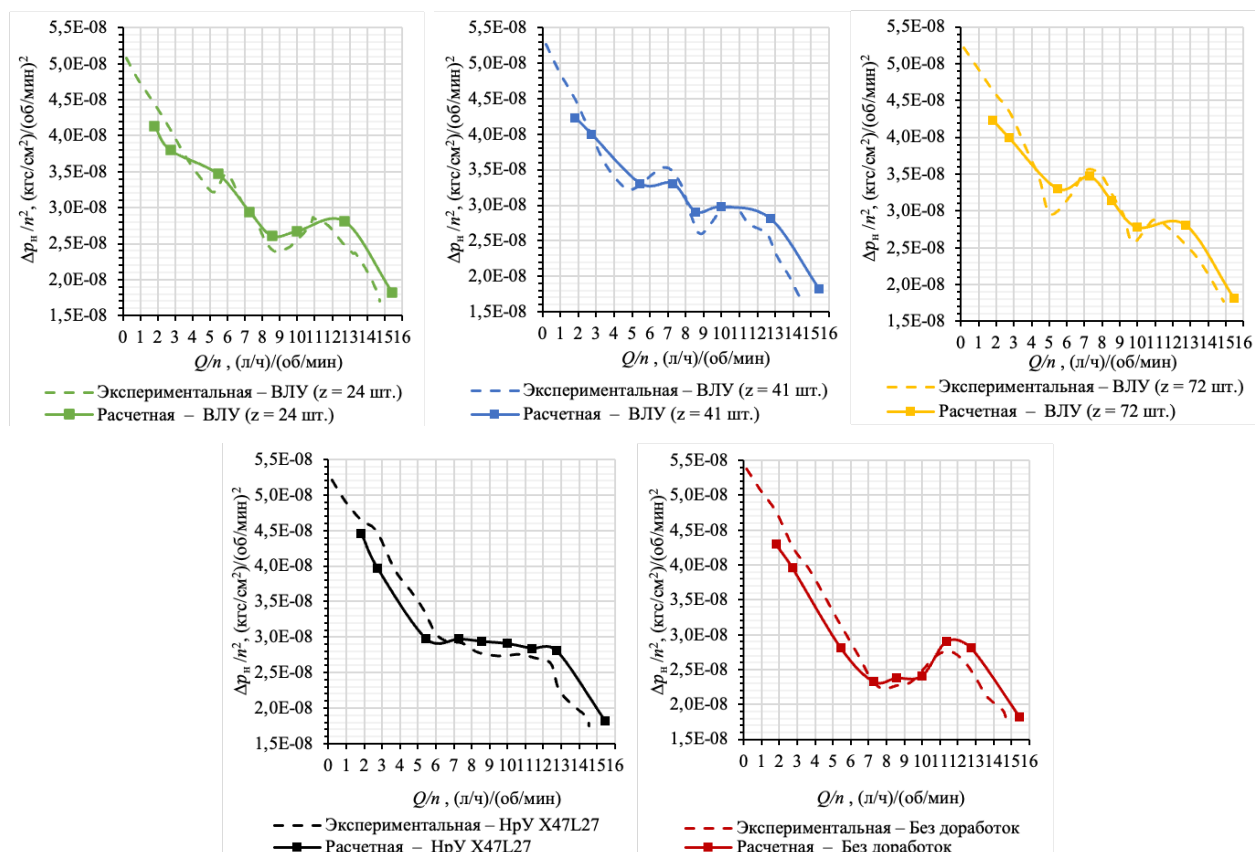


Рисунок 48 – Валидация расчетных моделей по эксперименту

Исходя из приведенных характеристик, видно, что получено хорошее качественное и количественное совпадение результатов численного моделирования и экспериментальных данных, величина отклонений составляет не более 8 %. Погрешность расчета зависит от допущений, которые были сделаны в расчётной модели, а также от особенностей реальной геометрии, получаемой при производстве методом литья.

5.3. Влияние надроторного и входного лопаточного устройства на внутренний КПД и мощность осевого насоса

В результате проведенных расчетов были получены напорные, мощностные и КПД характеристики насоса с установленными различными ВЛУ и оптимальными НрУ показанные на рисунке 49.

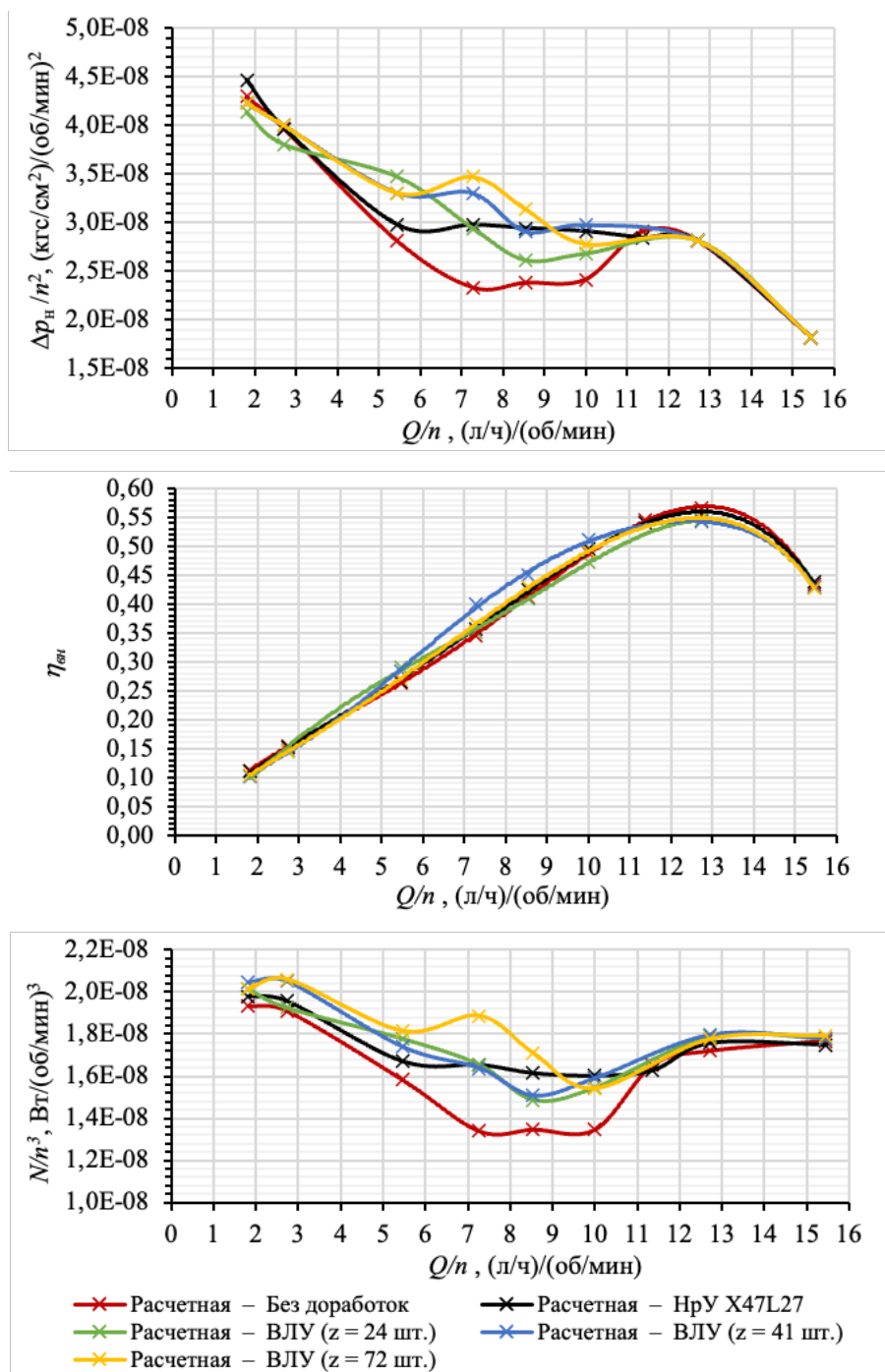


Рисунок 49 – Энергетические характеристики исследованных вариантов насоса, полученные методом численного моделирования [50]

Исходя из полученных характеристик видно, что рост перепада в зоне западания напорной характеристики сопровождается увеличением мощности. В случаях установки оптимального НРУ или ВЛУ при $z = 72$ и 24 шт., увеличение перепада давления практически соответствует величине увеличения мощности, в результате чего КПД остается практически неизменным. При установке ВЛУ при $z = 41$ шт. перепад увеличивается в большей степени чем мощность вследствие чего происходит увеличение КПД на 3-5 % в зависимости от расхода в диапазоне Q/n от 5 до 11 (л/ч)/(об/мин).

Установка оптимального НРУ не влияет на величину КПД на режиме его максимума, а установка ВЛУ с различным числом лопаток уменьшает максимальный КПД примерно на 2 %.

Изменение мощности может происходить из-за влияния НРУ и ВЛУ на величину и интенсивность обратных токов. Если ликвидировать или уменьшить величину закрутки обратных токов, то момент на валу осевого колеса M_{ui} возрастет на величину момента количества движения обратных токов. Возрастание момента M_{ui} произойдет также за счет увеличения момента сил трения обратных токов M_{mp} , при установке различных лопаточных решёток во входном патрубке, а также при сложной конфигурации самого патрубка [9].

Уменьшение величины закрутки обратных токов на входе приводит к уменьшению их интенсивности и возможному увеличению напора осевого колеса. Возникновение кавитации в обратных токах уменьшает их интенсивность и, следовательно, кавитационные явления должны приводить к повышению напора [9]. Данное утверждение коррелирует с полученными результатами в главе 3 и 4, так как повышение перепада в зоне западания напорной характеристики сопровождается уменьшением величины $C_{кр}$ (при $p_{ex} = const$). На рисунке 50 представлены поля распределения статического давления в меридиональном сечении насоса, из которых видно, что при установке НРУ или ВЛУ уменьшается статическое давление на входе на лопатки рабочего колеса.

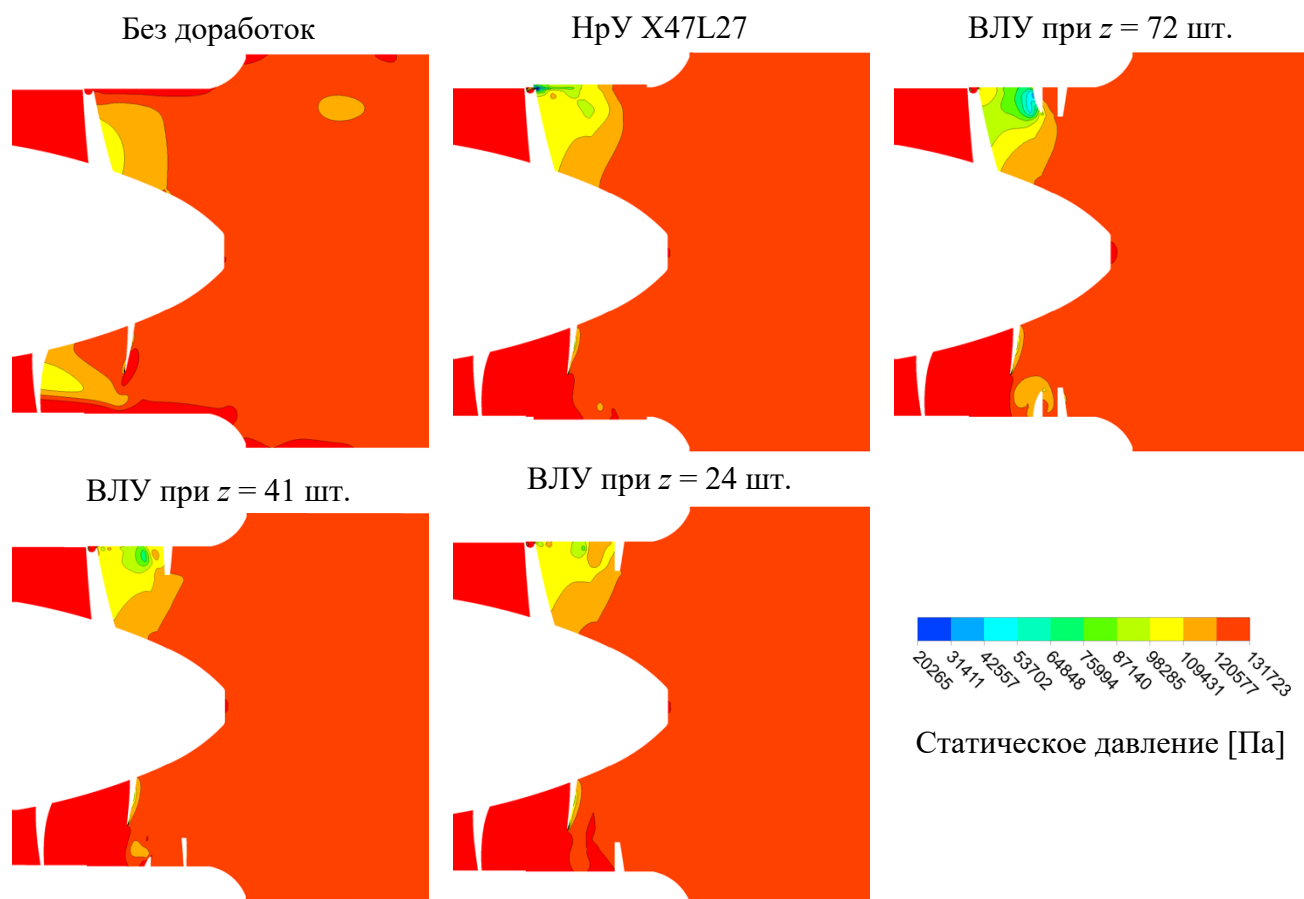


Рисунок 50 – Поле статического давления в меридиональном сечении на входе в насос при $Q/n = 8,54$ (л/ч)/(об/мин)

5.4. Влияние надроторного и лопаточного входного устройства на длину распространения и интенсивность обратных токов

Исследование длины распространения обратных токов во входной магистрали насоса проводилось на основе результатов, полученных методом численного моделирования в ПО ANSYS CFX. Длина зоны обратного течения определялась по сечениям, которые располагаются во входной магистрали на различных расстояниях от входной кромки лопаток рабочего колеса насоса. На рисунке 51 представлен объём обратного течения, а также сами сечения, площадь которых равна площади обратного течения. Данный метод позволяет с достаточной точностью определить начало образования обратных токов на входе в осевое рабочее колесо насоса.

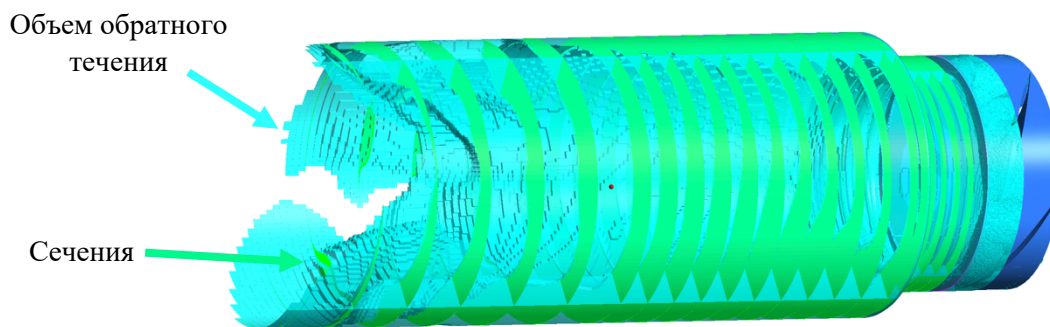


Рисунок 51 – Метод определения длины распространения обратных токов [50]

Российские учёные Петров В. И. и Чебаевский В. Ф. проводили экспериментальное исследование распространения зоны обратных токов во входной магистрали насоса. В качестве объекта исследования они использовали несколько вариантов шнеков с различным втулочным отношением и густотой. Для определения расстояния, на которое распространяется зона обратных токов от входных кромок, они использовали метод, основанный на отклонении положения гибких шёлковых нитей, которые были наклеены по длине прозрачной части входной магистрали насоса [9].

Для оценки влияния ВЛУ и оптимального HrУ на длину распространения обратных токов на рисунке 52 приведен график зависимости расходного параметра на входе q_1 от длины распространения зоны обратных токов $l_{o.t}$ в сравнении с экспериментальными данными полученными Петровым В.И. и Чебаевским В.Ф. для шнека с густотой 1,2 и постоянным втулочным отношением равным 0,44.

Из рисунка 52 видно, что экспериментальные данные имеют качественное совпадение с формой кривой для насоса без доработок, полученной методом численного моделирования. Количественные отличия обусловлены различием геометрических параметров самих объектов исследования методов проведения исследования.

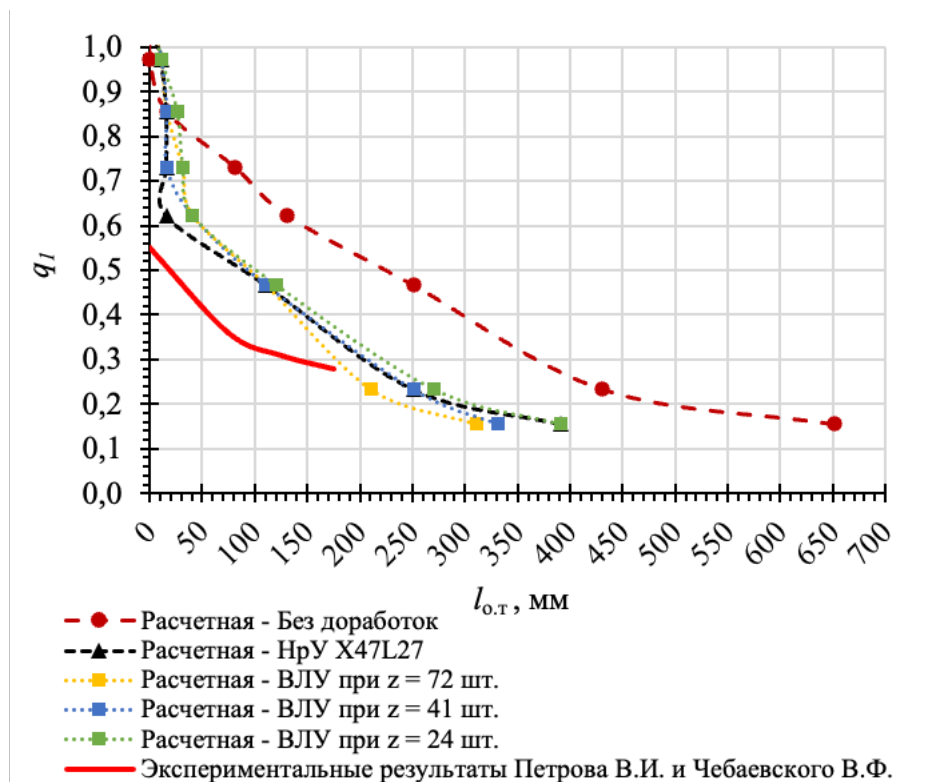


Рисунок 52 – График влияния установки ВЛУ и НрУ на длину распространения зоны обратных токов [9, 50]

Из результатов проведенных расчетов видно, что обратные токи на входе в насос начинают образовываться уже при $q_1 < 0,97$ у объекта исследования без доработок, а далее, с уменьшением расхода, их величина постоянно растет. При установке НрУ и ВЛУ видно, что длина обратных токов не изменяется до величины $q_1 = 0,6$, а далее, при уменьшении q_1 , начинает увеличиваться. На рисунке 53 представлены поля распределения абсолютной скорости в меридиональном сечении и объем обратного течения во входной магистрали с полями осевой скорости для исследованных вариантов при $Q/n = 8,54$ и $5,45$ (л/ч)/(об/мин), на котором визуально видно, что установка НрУ и ВЛУ снижает интенсивность и длину распространения обратных токов.

Для более полной оценки влияния установки НрУ и ВЛУ на интенсивность обратных токов на рисунке 54 приведена зависимость относительной площади обратных токов от расходного параметра q_1 варианта насоса без доработок в сравнении с экспериментальными результатами Петрова В. И. и Чебаевского В. Ф., а также с результатами исследований французских ученых, где $S_{o.т.}$ – площадь обратного течения, $S_{ex.}$ – площадь входного сечения насоса.

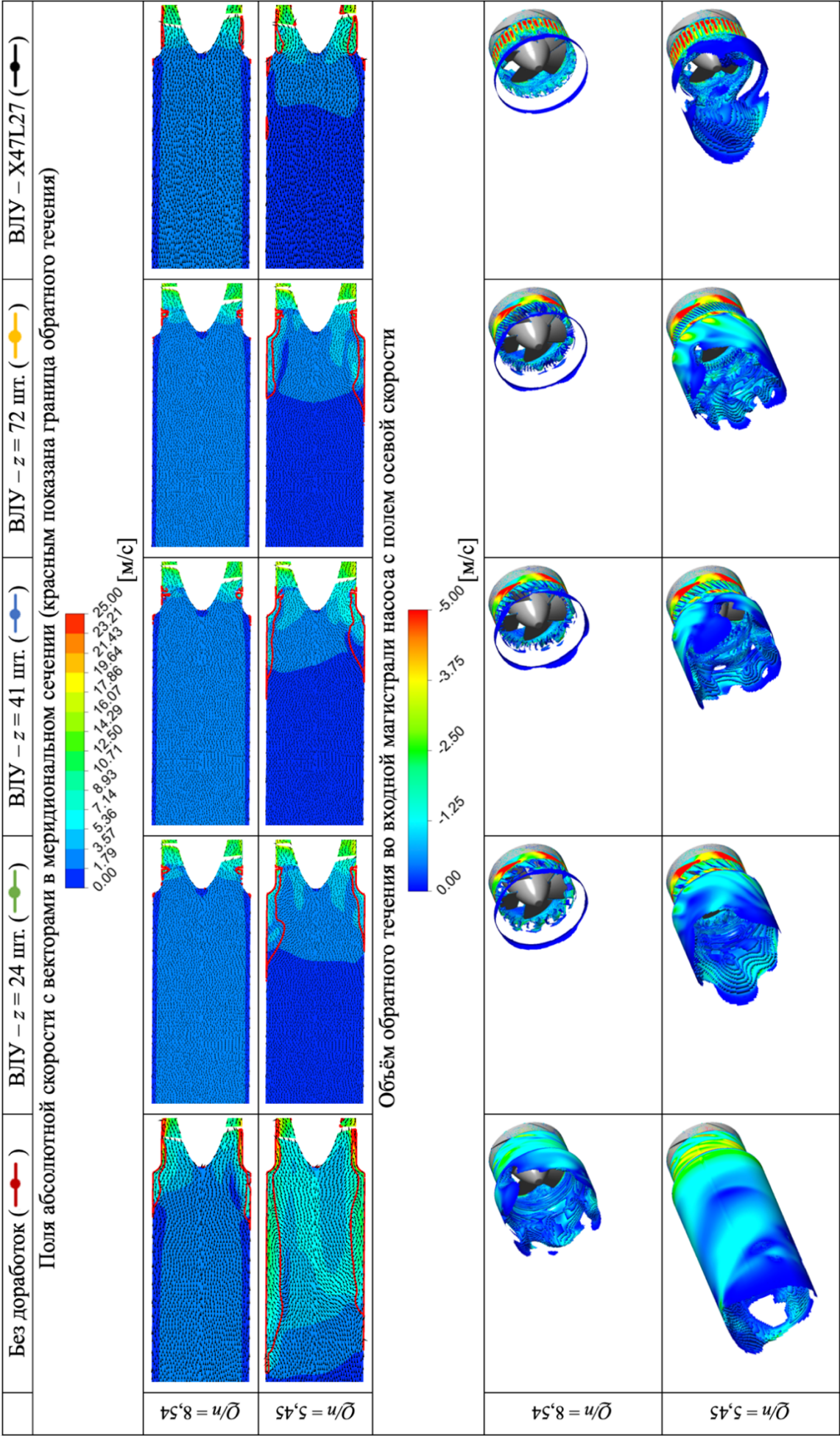


Рисунок 53 – Поля абсолютной скорости в меридиональном сечении и объём обратного течения при

$$\bar{Q}/n = 8,54 \text{ и } 5,45 \text{ (л/ч)/(об/мин)}$$

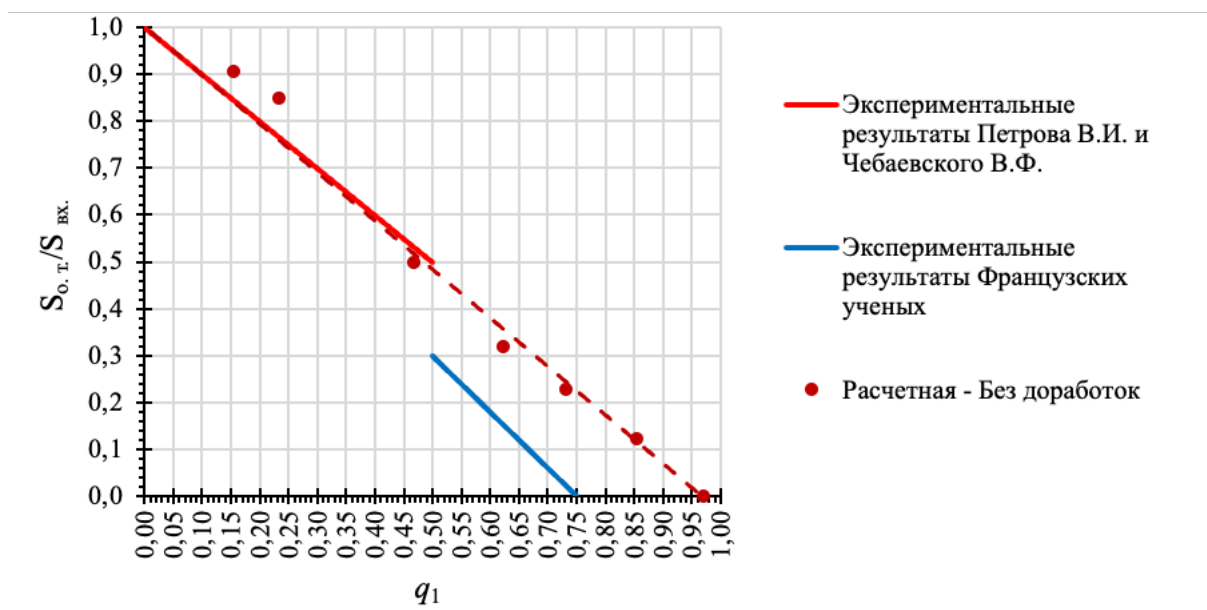


Рисунок 54 – Зависимость относительных площадей зон обратных токов и активного потока от параметра q_1 в сравнении с экспериментальными данными [31, 77, 50]

Указанные на рисунке 54 осредненные экспериментальные зависимости Петрова В.И. и Чебаевского В.Ф. были получены на основании обработки результатов измерений полей скоростей на входе в различные осевые, диагональные и центробежные рабочие колеса [31]. Методика получения площади обратного течения применена с допущением, граница обратного и возвратного потока аппроксимировалась окружностью, а минимальное расстояние от замеров до входной кромки лопаток составляло 1 диаметр входной магистрали из-за чего график обрывается при $q_1 = 0,5$.

Французские ученые продлили линию российских исследователей, используя другой метод получения площадей. Они применили метод фотофиксации, который может более точно отразить границу обратного и возвратного потока. Но исследование было проведено при развитой кавитации, а кавитационные явления в обратных токах могут влиять на их величину и поэтому данные из источника [77] лежат ниже. При этом зависимость относительной площади обратного течения приведена только для 1 осевого колеса. На рисунке 55 эскизно представлен метод определения площади обратного течения согласно источнику [77], где $S_{сав} = S_{o.m.}$ – площадь обратного течения,

$S_{flow} = S_{ex.}$ – площадь входа в насос, S_{back} – суммарная площадь обратного и возвратного потока.

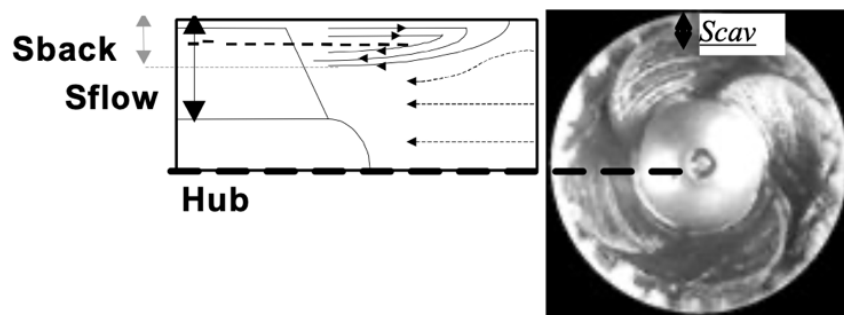


Рисунок 55 – Метод определения площади обратного течения французскими учеными [77]

Из результатов, приведенных на рисунке 54, видно, что расчетные данные варианта насоса без доработок имеют хорошее качественное и количественное совпадение с результатами экспериментальных исследований российских ученых. Величина отклонений на низких расходах (при $q_1 < 0,25$) не более чем 7 %, а на расходах при $q_1 > 0,25$ отклонения составляют не более чем 3 %. Благодаря численному методу проведения исследования удалось продлить линию, полученную российскими учеными, представленными в источнике [31].

Площадь обратного течения ($S_{o.m.}$) при проведении исследования методом численного моделирования вычислялась как средняя площадь обратного течения на сечениях, расположенных по всей входной магистрали насоса (рисунок 51), а площадь входа (S_{ex}) определялась непосредственно на входе в лопатки рабочего колеса.

На рисунке 56 представлена зависимость относительных площадей зон обратных токов и активного потока от параметра q_1 в сравнении для всех исследованных вариантов ВЛУ и оптимального НрУ. Видно, что установка ВЛУ и НрУ не влияет на начало образования обратных токов, они образуются аналогично варианту насоса без доработок при $q_1 < 0,97$.

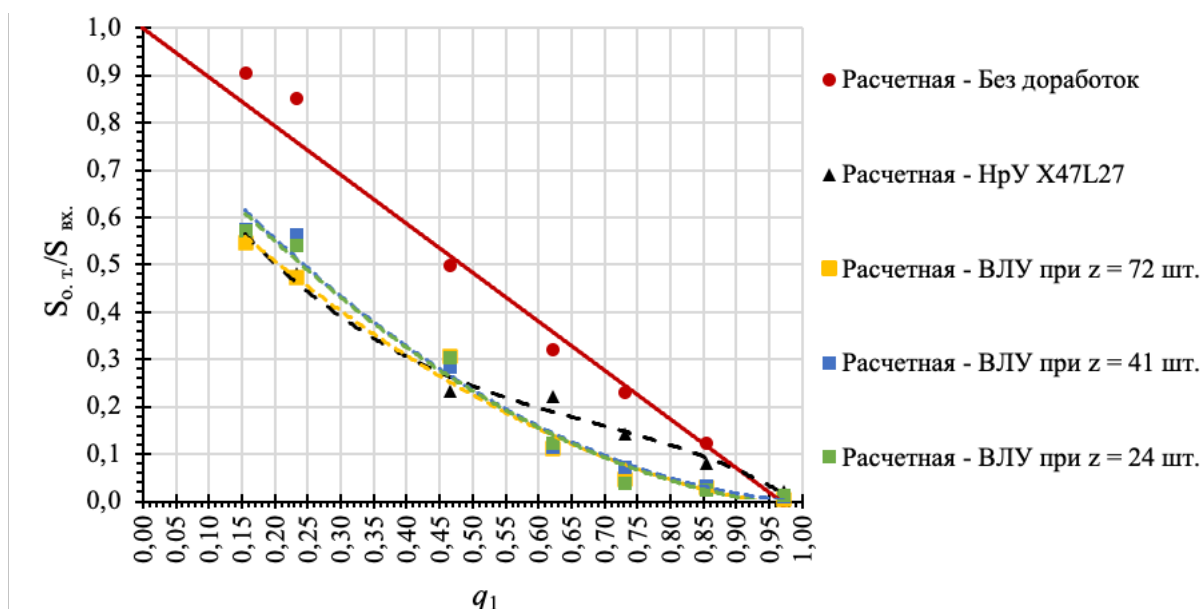


Рисунок 56 – Зависимость относительных площадей зон обратных токов и активного потока от параметра q_1 в сравнении с ВЛУ и НрУ [50]

Из рисунка 56 видно, что установка ВЛУ и НрУ уменьшает величину $S_{o.t}$ (начиная с $q_1 = 0,85$) в сравнении с вариантом насоса без доработок. Это объясняется тем, что установка НрУ или ВЛУ уменьшает величину и интенсивность обратных токов на входе, что, в свою очередь, является одной из причин увеличения напора осевого насоса в зоне западания напорной характеристики.

5.5. Выводы

Проведенное методом численного моделирования исследование позволяет сделать следующие выводы:

1. Рост величины перепада в зоне западания напорной характеристики сопровождается увеличением мощности насоса, изменение которой, в свою очередь, происходит из-за влияния НрУ и ВЛУ на величину и интенсивность обратных токов, а также за счет увеличения момента сил трения обратных токов $M_{тр}$, при установке различных НрУ или ВЛУ во входном патрубке;

2. Установка НрУ или ВЛУ приводит к уменьшению величины и интенсивности обратных токов на входе с уменьшением расходного параметра $q_1 < 0,85$;

3. При установке НрУ или ВЛУ уменьшается статическое давление на входе в лопатки рабочего колеса что приводит к возникновению кавитации. Кавитационные явления возникают и в обратных токах, что уменьшает их интенсивность, следовательно, кавитационные явления приводят к повышению напора насоса. Данное утверждение подтверждают результаты, полученные в главе 3 и 4, где повышение перепада в зоне западания напорной характеристики сопровождается уменьшением величины $C_{кр}$ (при $p_{ex} = const$);

4. Оптимальная геометрия НрУ не влияет на величину максимального КПД насоса, а установка ВЛУ с различным числом лопаток уменьшает максимальный КПД примерно на 2 %.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В настоящей диссертационной работе проведено комплексное экспериментальное и расчетно-теоретическое исследование методов улучшения напорной характеристики осевых насосов с западающим участком. Разработаны и проанализированы варианты геометрии надроторных и входных лопаточных устройств, определено их влияние на энергетические характеристики, величину и интенсивность обратных токов, а также на антикавитационные качества осевого насоса. Приведены рекомендации по управлению формой напорной характеристики насосов с осевыми рабочими колесами при помощи исследованных методов. Представлены практические рекомендации по исправлению формы напорной характеристики осевых насосов с западающим участком на монотонно падающую. Заложены основы для разработки методики прогнозирования и управления напорными характеристиками осевых насосов при помощи входных и надроторных устройств путем формирования и наполнения экспериментальной базы данных.

В результате проведенного диссертационного исследования сформулированы следующие выводы:

1. Проведенный аналитический обзор литературы позволил установить актуальность проблемы исправления напорной характеристики и практическую значимость исследования. Было выявлено что одним из перспективных методов борьбы с западанием энергетических характеристик осевых насосов является установка входных лопаточных или надроторных устройств.

2. Представлена методика обработки экспериментальных данных, позволяющая определить величину западания напорной характеристики осевого насоса, для проведения сравнительного анализа результатов исследований.

3. Экспериментальные исследования осевого насоса с надроторным устройством показали, что варьирование геометрических параметров, таких как длина, угол наклона и количество проточек позволяет управлять напорной характеристикой. Установка надроторного устройства позволяет увеличивать

напор насоса в зоне западания и сдвигать начало “завала” напорной характеристики на более низкие расходы, расширяя при этом рабочий диапазон от максимального расхода. Определено, что для исправления формы напорной характеристики осевых насосов, с западающим участком, на монотонно падающую необходимо применять надроторное устройство с осевой длиной проточки равной $L/d_{ex} > 0,25$ и густотой для осевых проточек $\tau > 3,74$, а для наклонных проточек $\tau = 5,5 \dots 5,8$. Несмотря на некоторое ухудшение кавитационных характеристик, установка оптимального надроторного устройства делает насос более стабильным и многорежимным.

4. Экспериментальные исследования предварительной закрутки входного потока на периферийных сечениях осевого насоса показали, что установка входных лопаточных устройств значительно увеличивает напор насоса в локальной зоне напорной характеристики, но не устраняет ее западание, а также приводит к дополнительной неравномерности в виде двух участков снижения напора и ведет к существенному ухудшению антикавитационных качеств насоса. Установлено, что увеличение густоты входного лопаточного устройства смещает локальную зону увеличения напора насоса на большие расходы, что позволяет управлять напорной характеристикой. Применение входных лопаточных устройств возможно при необходимости увеличить напор осевого насоса в локальной зоне, если это позволяет требуемый кавитационный запас.

5. Благодаря использованию численного метода проведения исследования удалось продлить линию зависимости относительных площадей зон обратных токов и активного потока от параметра q_1 , полученную российскими учеными и определить, что обратные токи начинают образовываться при $q_1 < 0,97$. Установлено, что установка надроторных или входных лопаточных устройств способствует уменьшению величины и интенсивности обратных токов на входе с уменьшением расходного параметра $q_1 < 0,85$. Выявлено, что рост величины перепада в зоне западания напорной характеристики сопровождается увеличением внутренней мощности насоса и уменьшением величины кавитационного коэффициента быстроходности. Изменение мощности происходит из-за влияния

надроторных и входных лопаточных устройств на величину и интенсивность обратных токов, а также за счет увеличения момента сил трения обратных токов, при установке различных устройств во входной магистрали. Кавитационные явления, возникающие в обратных токах, так же способствуют уменьшению их интенсивности и приводят к повышению напора насоса.

Применение предложенных в диссертационной работе надроторных и входных лопаточных устройств позволяет без кардинальной переработки конструкции осевого насоса достигнуть требуемых значений напора. Использование оптимального надроторного устройства делает насос многорежимным, что позволяет применять его как в БТНА ЖРД, так и в самолетных топливных системах авиационных двигателей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Алмазов А.А., Дроздов З.Т., Лысов Е.Н., Петров В.И., Текотин Ю.А. Кавитационное вибронагружение высокооборотных осевых насосов. Кавитационные колебания и динамика двухфазных систем. – Киев: Наук. Думка, 1985. – С. 41–46.
2. Анкудинов А.А. Расчет и проектирование предвключенной осевихревой ступени центробежного насоса: учебное пособие. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. – 64 с.
3. Анкудинов А.А. Перспективы получения высоких кавитационных качеств насосов с помощью осевихревой ступени. Тезисы докладов международной научно-технической конференции «Насосы. Эффективность и экология. ЕСОРУМР.RU'2009». – М. – 2009. – С. 27–29.
4. Анкудинов А.А. Разработка и исследование предвключенной осевихревой ступени конденсатного насоса. Автореферат диссертации на соиск. учен. степ. канд. тех. наук. / НПО "ВНИИГИДРОМАШ". – М., 1989. – 16 с.
5. Анкудинов А.А., Ващенко А.В. Перспективы применения осевихревой ступени в турбонасосах жидкостных ракетных двигателей // Вестник Московского авиационного института. – 2021. – Т.28. № 3. – С. 17–23.
6. Анкудинов А.А., Зубов А.А., Мисягина Ю.Ю. Автоматизированный расчет и проектирование осевихревой ступени насоса: учебное пособие. – Калуга: Изд-во Манускрипт, 2019. – 54 с.
7. Анкудинов А.А., Кириллов А.А. Рабочий процесс осевихревого насоса. Методика расчета, сравнение с экспериментом. Тезисы докладов международной научно-технической конференции «Насосы. Эффективность и экология. ЕСОРУМР.RU'2006». – М. – 2007. – С. 7.
8. Аринушкин Л.С., Абрамович Р.Б., Полиновский А.Ю. и др. Авиационные центробежные насосные агрегаты. – М.: Машиностроение, 1967. – 255 с.

9. Боровский Б.И., Ершов Н.С., Овсянников Б.В., Петров В.И., Чебаевский В.Ф., Шапиро А.С. Высокооборотные лопаточные насосы. – М.: Машиностроение, 1975. – 336 с.
10. Бруев В.Н., Козловский Л.Н. Принцип дросселирования в отечественных жидкостных ракетных двигателях // Аллея науки. – 2023. – № 1 (76). – С. 3.
11. Бусырев А. И., Голиков В. А., Исаев Ю. М., Плешанов В. Л.. Лопастные и объемные гидравлические машины. Гидропередачи: учеб. Пособие / А. И. Бусырев [и др]; под общ. ред. В.А. Умова. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2010. – 280 с.
12. Валуева О.А., Видишев В.И., Каналин Ю.И., Полетаев Н.П. Кавитационные характеристики шнековых бустерных насосов ЖРД конструкции НПО Энергомаш // Труды НПО Энергомаш. – М., 2005. – № 23. – С. 306–321.
13. Валухов С.Г., Демьяненко Ю.В., Петров В.И. Высокооборотные лопастные оседиагональные насосы: Теория, расчет характеристик, проектирование и изготовление. – Воронеж: Издательство Воронежского государственного университета, 1996. – 264 с.
14. Гряно Л.П., Папир А.Н. Лопастные насосы. – Л.: Машиностроение (Ленинградское отд-ие), 1975. – 432 с.
15. Дубинский В. И., Конбутаев Л. М., Пелешанко С. П. и др. Системы самолёта-истребителя типа МиГ-29: учеб. пособие. – М.: Изд-во МАИ, 1997. – 88 с.
16. Епифанов С.Ф. Авиационные топливные системы. – Харьков: Нац. аэрокосм. ун-т им. Н. Е. Жуковского «Харьков. авиац. ин-т», 2018. – 558 с.
17. Зимницкий В.А., Каплун А.В., Папир А.Н., Умов В.А. Лопастные насосы. – Л.: Машиностроение (Ленинградское отд-ие), 1986. – 334 с.
18. Зотов Б. Н. Расчет характеристик шнеков постоянного и переменного шага для центробежных насосов. – М.: Машиностроение, 2014, 62 с.
19. Иванов А.В., Белоусов А.И., Дмитренко А.И. Турбонасосные агрегаты кислородно-водородных ЖРД. – Воронеж: ГОУВПО «Воронежский государственный технический университет», 2011. – 284 с.
20. Иванов Е.А. Разработка методики проектирования и оптимизации проточных частей осевых насосов на основе метамоделей. Дисс. на соиск. учен. степ. канд. тех.

наук. – Санкт-Петербург: ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого», 2023. – 122 с.

21. Казеннов И.С. Прогнозирование и управление кавитационными характеристиками бустерных оседиагональных насосов кислородно-керосиновых ЖРД с использованием численного моделирования. Дисс. на соиск. учен. степ. канд. тех. наук. – М.: Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет), 2017. – 109 с.

22. Казеннов И.С. Ромашко Р.В. Баланс энергии в шнековом колесе насоса с учетом обратных токов // Теплоэнергетика. 2025. № 5, С. 1–8, doi: 10.56304/S0040363624601167

23. Карелин В.Я. Кавитационные явления в центробежных и осевых насосах. – М.: Машиностроение, 1975. – 336 с.

24. Кивченко Г.И. Насосы и гидротурбины. – М.: Энергия, 1970 г. – 448 с.

25. Кирпичев И.Ю. Гидравлические машины: учеб. пособие / И.Ю. Кирпичев. – Воронеж: ГОУВПО «Воронежский государственный технический университет», 2008. – 191 с.

26. Лакшминараяна Б. Визуальное исследование течения в осевом преднасосе // Теоретические основы инженерных расчетов. Университет Пенсильвании. – 1972. – С. 79–89.

27. Лещинер, Л. Б. Проектирование топливных систем самолётов [Текст] / Л. Б. Лещинер, И. Е. Ульянов. – М.: Машиностроение, 1975. – 344 с.

28. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. – М.: Машиностроение, 1966. – 363 с.

29. Овсянников Б.В., Боровский Б.И. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей. – М.: Машиностроение, 1971. – 540 с.

30. Панайотти С.С., Савельев А.И., Кузнецов А.В. Автоматизированный расчет и проектирование высокооборотного шнекоцентробежного насоса: руководство пользователя. – Калуга, 2008. – 70 с.

31. Петров В.И., Чебаевский В.Ф. Кавитация в высокооборотных лопастных насосах. – М.: Машиностроение, 1982. – 192 с.

32. Пилипенко В.В., Задонцев В.А., Натанзон М.С. Кавитационные автоколебания и динамика гидросистем. – М.: Машиностроение, 1977. – 352 с.
33. Прохоров А.М. Большая советская энциклопедия. – М.: Советская энциклопедия, 1974. – Т. 17 изд. 3. – 616 с.
34. Свобода Д.Г., Жарковский А.А. Влияние расчетных параметров на прогнозные интегральные характеристики осевого насоса с быстроходностью $n_s = 570$ // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. – 2013. – № 4-1(183)'. – С. 111–119.
35. Свобода Д.Г., Жарковский А.А. Проектирование осевых насосов с незападающей напорной характеристикой. – Санкт-Петербург.: Политех-Пресс, 2021. – 182 с.
36. Свобода Д.Г., Жарковский А.А. Расчет вязкого течения и прогнозные характеристики осевого насоса низкой быстроходности на условия испытаний на экспериментальном водяном стенде // Известия Самарского научного центра российской академии наук. – 2015. – Т.17 № 2(4). – С. 900–903.
37. Свобода Д.Г., Жарковский А.А., Иванов Е.А. О проектировании проточной части осевого насоса низкой быстроходности // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. – 2017. – Т.23. № 2. – С. 41–52. doi: 10.18721/JEST.230204
38. Свобода Д.Г., Жарковский А.А., Пугачев П.В. Разработка и исследование проточных частей осевых насосов // Энергоэффективность инновации в насосостроении. Импортзамещение и локализация производства в России: Материалы МНТК ЕСОРUMP-RUS'2015. М. – 2015. – С. 50–53.
39. Степанов А.И. Центробежные и осевые насосы. – М.: Машгиз, 1960. – 462 с.
40. Сточек Н.П., Шапиро А.С., Гидравлика жидкостных ракетных двигателей. – М.: Машиностроение, 1978. – 128 с.
41. Ткач П.Ю. Вплив надроторних елементів шнеку на кавітаційноерозійні якості шнекововідцентрового ступеня насоса. Дисс. на соиск. учен. степ. канд. тех. наук. – Сумы: Сумський державний університет, 2018. – 134 с.

42. Чебаевский В.Ф, Петров В.И. Кавитационные характеристики высокооборотных шнеко-центробежных насосов. – М.: Машиностроение, 1973. – 152 с.
43. Чиняев И.А. Лопастные насосы. Справочное пособие. – Л.: Машиностроение, 1973. – 184 с.
44. Шапиро А.С. Структура реального течения в центробежных и осевых насосах. – М.: МГИУ, 2004. – 280 с.
45. Шоронов С.В. Оптимизация напорных характеристик осевых насосов низкой быстроходности в системах питания двигателей летательных аппаратов с применением входных и надроторных устройств // Вестник Московского авиационного института. – 2025. – Т. 32. – № 2. – С. 147–154.
46. Шоронов С.В., Казеннов И.С., Истомин Е.А. Влияние входного лопаточного устройства на напорные характеристики осевого насоса с учетом влияния на антикавитационные качества // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2024. – № 12. – С. 70–79.
47. Шоронов С.В., Казеннов И.С., Истомин Е.А. Влияние надроторного устройства с осевыми и наклонными проточками на кавитационные характеристики осевого насоса // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2024. – № 10. – С. 85–95.
48. Шоронов С.В., Казеннов И.С., Истомин Е.А. Влияние надроторного устройства на напорные характеристики осевого насоса // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2024. – № 5. – С. 78–89.
49. Шоронов С.В., Ромашко Р.В., Казеннов И.С. Влияние вида отвода и его расположения на энергетические характеристики и расчетный диаметр шнекового насоса // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2023. – № 1. – С. 76–84. doi: 10.18698/0536-1044-2023-1-76-84.
50. Шоронов С.В., Тимушев С.Ф. Сравнительный анализ методов увеличения напора осевых насосов низкой быстроходности систем питания двигателей летательных аппаратов // Сибирский аэрокосмический журнал. – 2025. – Т. 26, – № 1. – С. 126–137. doi: 10.31772/2712-8970-2025-26-1-126-137.

51. Andreas Fischer, Lars Buettner, Jürgen Czarske, Marcel Gottschall. Investigation of the tip clearance flow in a compressor cascade using a novel laser measurement technique with high temporal resolution. *Journal of Turbomachinery*, 2012, vol. 134, 9 p. doi: 10.1115/1.4004754
52. ANSYS Help. *ANSYS Inc.*, 2024.
53. Bhattacharyya A., Acosta A.J., Brennen C.E., Caughey T.K. Observations on off-design flows in axial-flow inducers, *ASME*, Washington, 1993, vol 154, pp. 135–141.
54. Brennen C. E. Hydrodynamics of Pumps. *Concepts NREC and Oxford University*, 1994, 300 p., ISBN 0-19-856442-2.
55. Carpenter S. H. Performance of cavitating axial inducers with varying tip clearance and solidity. *California Institute of Technology*, 1957, 79 p.
56. Choi Y.-D., Kurokawa J., Imamura, H. Suppression of Cavitation in Inducers by J-Grooves. *Journal of Fluids Engineering*, 2007, vol. 129, no. 1, pp. 15–21. doi:10.1115/1.2375126
57. Choi Y.D., Kurokawa J., Imamura H. Suppression of cavitation in inducers by J-grooves. *J. Fluids Eng.*, 2007, vol. 129, no. 1, pp. 15–22, doi: 10.1115/1.2375126
58. Coppinger M., Swain, E. Performance prediction of an industrial centrifugal compressor inlet guide vane system. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 2000, vol. 214, no. 2, pp. 153–164. doi:10.1243/0957650001538254
59. Cui M.M. Unsteady flow around suction elbow and inlet guide vanes in a centrifugal compressor. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part G Journal of Aerospace Engineering*, 2004, vol. 220, no. 1, pp. 11–28 doi:10.1115/GT2004-53273
60. Fanning D. T., Gorrell S. E., Maynes D., Oliphant, K. Contributions of tip leakage and inlet diffusion on inducer backflow. *Journal of Fluids Engineering*, 2019, vol. 141, 121102, 12 p. doi:10.1115/1.4043770
61. Feng W., Cheng Q., Guo Z. et al. Simulation of cavitation performance of an axial flow pump with inlet guide vanes. *Adv. Mech. Eng.*, 2016, vol. 8, no. 6, pp. 1–8, doi: 10.1177/1687814016651583

62. Feng W.M., Pan J.Y., Guo Z.W. et al. The effect of variable-inlet guide vanes on performance of an axial flow pump with tip clearance. *ASME/JSME/KSME 2015 Joint Fluids Engineering Conf.*, 2015, vol. 1, 6 p. doi: 10.1115/AJKFluids2015-33499
63. Ferro L., Gato L., Falcoa A. Design and experimental validation of the inlet guide vane system of a mini hydraulic bulb-turbine. *Renewable Energy*, 2010, vol. 35, no. 9, pp. 1920–1928, doi: 10.1016/j.renene.2010.01.020
64. Fukutomi J., Nakamura R. Performance and internal flow of cross-flow fan with inlet guide vane. *JSME International Journal Series B*, 2005, vol. 48, no. 4, pp. 763–769, doi:10.1299/jsmeb.48.763
65. Goltz I., Kosyna G., Delgado A. Eliminating the head instability of an axial-flow pump using axial grooves. *Proc. Inst. Mech. Eng. A*, 2012, vol. 227, no. 2, pp. 206–215, doi: 10.1177/0957650912466033
66. Goltz I., Kosyna G., Stark U., Saathoff H., Bross S. Stall inception phenomena in a single-stage axial-flow pump. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A Journal of Power and Energy*, 2003, vol. 217, no. 4, pp. 471–479 doi: 10.1243/095765003322315531
67. Goltz I., Kosyna G., Wulff D. et al. Structure of the rotor tip flow in a highly loaded single-stage axial-flow pump approaching stall: Part II — Stall inception — understanding the mechanism and overcoming its negative impacts. *ASME 2004 Heat Transfer/Fluids Engineering Summer Conf.*, 2004, pp. 301–306, doi: 10.1115/HT-FED2004-56770
68. Gulich J.F. Centrifugal Pumps. Fourth edition. *Springer Nature Switzerland AG*, 2020, 1299 p., ISBN: 978-3-030-14788-4, doi: 10.1007/978-3-030-14788-4
69. Guo Z.W., Pan J.Y., Qian Z.D. The effects of the inlet guide vanes on an axial pump under off design points. *ASME 2018 5th Joint US-European Fluids Engineering Division Summer Meeting*, 2018, vol. 3, 5 p., doi: 10.1115/FEDSM2018-83071
70. Hou, H., Zhang Y., Li Z. et al. Hydraulic design of inlet guide vane and its full flow passage numerical simulation on centrifugal pump. *ASME 2014 Int. Mechanical Engineering Congress and Exposition*, 2014, vol. 7, 9 p. doi: 10.1115/IMECE2014-36209

71. Imamura H., Kurokawa J., Matsui J., Kikuchi M. Suppression of Cavitating Flow in Inducer by Use of J-groove. *The proceedings of the JSME annual meeting*, 2003. doi: 10.1299/jsmemecjo.2003.2.0_35
72. Ji L.L., Li W., Shi W.D. Influence of tip leakage flow and inlet distortion flow on a mixed-flow pump with different tip clearances within the stall condition. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A Journal of Power and Energy*, 2019, vol. 234, no. 4, pp. 0–21, doi: 10.1177/0957650919863622
73. Ji L.L., Li W., Shi W.D., Agarwal R.. Transient characteristics of internal flow fields of mixed-flow pump with different tip clearances under stall condition. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 2021, vol. 235, no. 4, pp. 700–717, doi: 10.1177/0957650920962250
74. Jia L., Zou T., Zhu Y., Lee C. Rotor boundary layer development with inlet guide vane (IGV) wake impingement. *Physics of Fluids*, 2018, vol. 30, no. 4, 040911, 20 p., doi: 10.1063/1.5013303
75. Jiao H., Sun C., Chen S. Analysis of the Influence of Inlet Guide Vanes on the Performance of Shaft Tubular Pumps. *Hindawi Shock and Vibration*, 2021, vol. 2021, pp. 1–17, doi:10.1155/2021/5177313
76. Johnston R., Fleeter S. Inlet guide vane wakes including rotor effects. *Journal of Fluids and Structures*, 2001, vol. 15, no. 2, pp. 235–253, doi:10.1006/jfls.2000.0339
77. Jousselein F., Courtot Y., Coutier-Delgosha O., Reboud J.L. Cavitating inducer instabilities: experimental analysis and 2D numerical simulation of unsteady flow in blade cascade, *Laboratoire des Ecoulements Géophysiques et Industriels*, France, 2001, 8 p.
78. Kameier F., Neise W. Experimental study of tip clearance losses and noise in axial turbomachines and their reduction. *Journal of Turbomachinery*, 1997, vol. 119, no. 3 pp 460–471. doi:10.1115/1.2841145
79. Kang, D., Yonezawa, K., Horiguchi, H., Kawata, Y., Tsujimoto, Y. Cause of Cavitation Instabilities in Three-Dimensional Inducer. *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, 2009, vol. 2, no. 3, pp. 206-214, doi: 0.5293/IJFMS.2009.2.3.206

80. Kosyna G., Goltz I., Stark U. Flow structure of an axial-flow pump from stable operation to deep stall. *ASME 2005 Fluids Engineering Division Summer Meeting*, 2005, pp. 1389–1396, doi: 10.1115/FEDSM2005-77350
81. Kurokawa J. J-Groove Technique for Suppressing Various Anomalous Flow Phenomena in Turbomachines. *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, 2011, vol. 4, no. 1, pp. 1–13, doi: 10.5293/IJFMS.2011.4.1.001
82. Kurokawa J. J-Groove Technique for Suppressing Various Anomalous Flow Phenomena in Turbomachines. *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, 2010, vol. 4, no. 1, pp. 1–13, doi: 10.5293/IJFMS.2010.4.1.001
83. Lakshminarayana B., Zaccaria M., Marathe B. The structure of tip clearance flow in axial flow compressors. *Journal of Turbomachinery*, 1995, vol. 117, no. 3, pp. 336–347. doi:10.1115/1.2835667
84. Leitner M. W., Zippel M., Staudacher S. Interaction of tip leakage flow with incoming flow in a compressor cascade exceeding the stability limit. *Deutscher Luft- und Raumfahrtkongress*, Germany, 2017, 10 p.
85. Liou T.M., Lee H.L., Liao C.C. Effects of inlet guide-vane number on flow fields in a side-dump combustor. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2001, vol. 24, no. 1, pp. 11–23, doi: 10.1016/S0894-1777(00)00048-0
86. Liu Y., Tan L., Wang B., A review of tip clearance in propeller, Pump and Turbine, *Energies*, 2018, vol. 11, no. 9, 2202, 30 p. doi:10.3390/en11092202
87. Mohseni A., Goldhahn E., van den Braembussche R.A., Seume, J.R., Goldhahn E. Novel IGV designs for centrifugal compressors and their interaction with the impeller. *Journal of Turbomachinery*, 2012, vol. 134, no. 2, 8 p. doi:10.1115/1.4003235
88. Mu T., Zhang R., Xu H. et al. Study on improvement of hydraulic performance and internal flow pattern of the axial flow pump by groove flow control technology. *Renew. Energ.*, 2020, vol. 160, pp. 756–769, doi: 10.1016/j.renene.2020.06.145
89. Oro J.M.F., Diaz K.M.A., Morros C.S, Marigorta E.B. Unsteady flow and wake transport in a low-speed axial fan with inlet guide vanes. *Journal of Fluids Engineering*, 2007, vol. 129, no. 8, pp. 1015–1029, doi: 10.1115/1.2746920

90. Oro J.M.F., Diaz K.M.A., Morros C.S., Marigorta E.B. Analysis of the deterministic unsteady flow in a low-speed axial fan with inlet guide vanes. *Journal of Fluids Engineering*, 2008, vol. 130, no. 3, doi:10.1115/1.2844578.
91. Perez Flores P., Kosyna G., Wulff D. Suppression of performance curve instability of an axial- flow pump by using a double-inlet-nozzle. *Int. J. Rotating Mach.*, 2008, vol. 2008, 7 p.
92. Riebling R.W. Criteria for Optimum Propellant Mixing in Impinging – Jet Injection Elements. *AIAA J. Spacecraft*, 1967, vol. 4, no. 6, pp. 817–819. doi: 10.2514/3.28966
93. Saddoughi S., Bennett G., Boespflug M., Puterbaugh S. L., Wadia A. R. Experimental investigation of tip clearance flow in a transonic compressor with and without plasma actuators. *Journal of Turbomachinery*, 2014, vol. 137, no. 4, 14 p. doi: 10.1115/1.4028444
94. Schrapp H., Stark U., Goltz I., Kosyna G., Bross S. Structure of the rotor tip flow in a highly-loaded single-stage axial-flow pump approaching stall Part I: Breakdown of the tip-clearance vortex. *ASME*, 2004, 6 p. doi:10.1115/HT-FED2004-56780
95. Semi Kim. Effect of Tip Clearance on Cavitation Performance and Flow Characteristics in a Turbopump Inducer. Dr. techn. sci. diss. Pohang University of Science and Technology, Department of Mechanical Engineering, 2012, 88 p.
96. Shen S., Qian Z., Ji B., Agarwal R. K. Numerical investigation of tip flow dynamics and main flow characteristics with varying tip clearance widths for an axial-flow pump. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 2018, vol. 233, no. 3, pp. 476–488, doi: 10.1177/0957650918812541
97. Shimia N., Fujii A., Horiguchi H. and other. Suppression of cavitation instabilities in an inducer by J-groove. *Journal of Fluids Engineering*, 2008, vol. 130, no. 2, 7 p., doi:10.1115/1.2829582
98. Shimiya, N., Fujii, A., Horiguchi, H., Uchiumi, M., Kurokawa, J., Tsujimoto, Y. Suppression of Cavitation Instabilities in an Inducer by J-Groove. *Journal of Fluids Engineering*, 2008, vol. 130, no. 1, 7 p., doi:10.1115/1.2829582

99. Soranna F., Chow Y.C., Uzol O., Katz J. The effect of inlet guide vanes wake impingement on the flow structure and turbulence around a rotor blade. *Journal of Turbomachinery*, 2006, vol. 128, no. 1, pp. 82–95 doi: 10.1115/1.2098755
100. Tan J., Wang X., Qi D., Wang R. The effects of radial inlet with splitters on the performance of variable inlet guide vanes in a centrifugal compressor stage. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part C J. Mech. Eng. Sci.*, 2011, vol. 225, no. 9, pp. 2089–2105, doi: 10.1177/0954406211407799
101. Tan L., Cao S., Gui S. Hydraulic design and pre-whirl regulation law of inlet guide vane for centrifugal pump. *Sci. China Technol. Sci.*, 2010, vol. 53, no. 8, pp. 2142–2151, doi: 10.1007/s11431-010-4005-5
102. Tan L., Zhu B., Cao S., Wang Y, Wang B. Influence of prewhirl regulation by inlet guide vanes on cavitation performance of a centrifugal pump. *Energies*, 2014, vol. 7, no. 2, pp. 1050–1065. doi: 10.3390/en7021050
103. Toyokura T. Studies on the characteristics of axial-flow pumps: Part 1, General tendencies of the characteristics of pumps., *Bulletin of JSME*, Japan, 1961, vol 4, no. 14, pp. 287–293. doi:10.1299/jsme1958.4.287
104. You D., Wang M., Moin P., Mittal, R. Study of tip-clearance flow in turbomachines using large-eddy simulation. *Computing in Science & Engineering*, vol. 6, no. 6, pp. 38–46. doi: 10.1109/MCSE.2004.75
105. Zhou L., Fan H-Z., Wei W., Cai Y-H. Experimental and numerical analysis of the unsteady influence of an inlet guide vane. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part C J. Mech. Eng. Sci.*, 2011, vol. 226, no. 3, pp. 660–680, doi: 10.1177/0954406211415320

СПИСОК ИЛЛЮСТРАТИВНОГО МАТЕРИАЛА

Список рисунков

Рисунок 1 – Эскиз гидротурбонасоса без доработок	7
Рисунок 2 – Влияние n_s на форму проточной части рабочего колеса насоса	15
Рисунок 3 – Влияние n_s на КПД насоса [17]	16
Рисунок 4 – Примерный график области использования различных типов насосов в зависимости от их подачи и напора [17]	16
Рисунок 5 – Типичная проточная часть осевого насоса [33, 43]	18
Рисунок 6 – Осевой гидротурбоприводной насос [16]	19
Рисунок 7 – Форма характеристик насоса с высокой быстроходностью [24, 13] ..	20
Рисунок 8 – Виды срывных характеристик насоса [42]	24
Рисунок 9 – Универсальная кавитационная характеристика насоса [42]	27
Рисунок 10 – Наблюдаемый характер течения при различных коэффициентах расхода [26]	28
Рисунок 11 – Схема течения потока в меридиональном сечении осевого насоса с обратными токами на входе и выходе	29
Рисунок 12 – Схема к определению баланса моментов количества движения жидкости при работе осевого колеса с обратными токами [9]	31
Рисунок 13 – Зависимость коэффициент расхода от кавитационного коэффициента для различных значений величины относительного зазора [54]	33
Рисунок 14 – Влияние величины относительного радиального зазора	34
Рисунок 15 – Линии тока и контуры силы закручивания потока [86]	35
Рисунок 16 – Схема течения при различной величине зазора [96]	35
Рисунок 17 – Внешний вид НрУ с осевыми или наклонными проточками [88]	37
Рисунок 18 – Исследование НрУ с осевыми проточками [67, 80]	38
Рисунок 19 – Напорные и КПД характеристики насоса с НрУ с осевыми и наклонными проточками [88]	39
Рисунок 20 – Влияние НрУ с осевыми и наклонными проточками на величину обратных токов [88]	39

Рисунок 21 – Влияние НрУ с осевыми проточками на кавитацию [82, 57].....	41
Рисунок 22 – Схема ОВС и течение жидкости в каналах [5]	42
Рисунок 23 – Влияние длины ОВС на напорную характеристику [6].....	43
Рисунок 24 – Эскиз центробежного насоса с направляющими лопатками [102]...	44
Рисунок 25 – Сравнительные напорные и КПД характеристики центробежного насоса при различных углах установки ВЛУ [102, 45]	45
Рисунок 26 – Результаты кавитационных исследований ВЛУ [102]	46
Рисунок 27 – Внешний вид ВЛУ в осевых насосах [69]	47
Рисунок 28 – Напорные характеристики осевого насоса с ВЛУ [69]	47
Рисунок 29 – Принципиальная гидравлическая схема стенда [47, 48, 46].....	49
Рисунок 30 – Форма характеристик объекта исследований без доработок и обработка "завала" напорной характеристики.....	53
Рисунок 31 – Эскиз и схема расположения проточки над ротором.....	56
Рисунок 32 – Универсальные энергетические характеристики насоса с НрУОП с различным количеством осевых проточек	58
Рисунок 33 – Универсальные срывные характеристики агрегата с НрУОП при различном X и постоянной L	61
Рисунок 34 – Универсальные энергетические характеристики	63
Рисунок 35 – Универсальные срывные характеристики агрегата с НрУОП при постоянном X и различной L	65
Рисунок 36 – Универсальные энергетические характеристики	67
Рисунок 37 – Универсальные напорные характеристики насоса с противоположной закруткой НрУ в сравнении.....	68
Рисунок 38 – Универсальные срывные характеристики агрегата с НрУНП	69
Рисунок 39 – Эскиз и схема расположения ВЛУ.....	72
Рисунок 40 – Напорные и КПД характеристики агрегата с ВЛУ, полученные в результате проведения испытаний.....	73
Рисунок 41 – Универсальные срывные характеристики агрегата с установленным ВЛУ в сравнении с оптимальным НрУОП.....	76

Рисунок 42 – Кавитационные характеристики насоса с оптимальным НрУ и различными ВЛУ при $p_{ex} = const$	78
Рисунок 43 – Кавитационные характеристики насоса с оптимальным НрУ и различными ВЛУ при $p_{ex} = const$ в приведенном виде	78
Рисунок 44 – Различия величины $S_{кр}$ насоса с различными ВЛУ и оптимальным НрУ при различных Q/n и $p_{ex} = const$ относительно насоса без доработок	79
Рисунок 45 – Сеточная модель в меридиональном сечении	84
Рисунок 46 – Поля распределения величины y^+	84
Рисунок 47 – Расчетная область	85
Рисунок 48 – Валидация расчетных моделей по эксперименту.....	86
Рисунок 49 – Энергетические характеристики исследованных вариантов насоса, полученные методом численного моделирования [50].....	87
Рисунок 50 – Поле статического давления в меридиональном сечении на входе в насос при $Q/n = 8,54$ (л/ч)/(об/мин).....	89
Рисунок 51 – Метод определения длины распространения обратных токов [50]..	90
Рисунок 52 – График влияния установки ВЛУ и НрУ на длину распространения зоны обратных токов [9, 50]	91
Рисунок 53 – Поля абсолютной скорости в меридиональном сечении и объем обратного течения при $Q/n = 8,54$ и $5,45$ (л/ч)/(об/мин)	92
Рисунок 54 – Зависимость относительных площадей зон обратных токов и активного потока от параметра q_l в сравнении с экспериментальными данными [31, 77, 50]	93
Рисунок 55 – Метод определения площади обратного течения французскими учеными [77]	94
Рисунок 56 – Зависимость относительных площадей зон обратных токов и активного потока от параметра q_l в сравнении с ВЛУ и НрУ [50].....	95

Список таблиц

Таблица 1 – Ряд геометрических и других параметров агрегата	7
Таблица 2 – Описание исследованных НрУОП для определения оптимального количества проточек.....	57
Таблица 3 – Описание исследованных НрУОП для определения оптимальной длины проточек.....	62
Таблица 4 – Описание исследованных НрУНП.....	66

ПРИЛОЖЕНИЕ А. АКТЫ О ВНЕДРЕНИИ РЕЗУЛЬТАТОВ ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ



Акционерное общество «ГМС Процессинг Текнолоджис»
ИНН 9710077445, КПП 771001001, ОГРН 1197746487960
Россия, 127030, Москва, ул. Сущёвская, д. 20
Тел.: +7 (495) 730 6601
E-mail: infoPT@hms.ru

«УТВЕРЖДАЮ»
Управляющий директор
АО «ГМС Процессинг Текнолоджис»

Д.А. Пестов

2025

АКТ

о внедрении (использовании) результатов
диссертационной работы на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Шоронова Сергея Валерьевича

Настоящий акт составлен в том, что результаты диссертационной работы на тему: «Прогнозирование и управление напорными характеристиками осевых насосов двигателей летательных аппаратов с помощью входных и надроторных устройств», представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 2.5.15. – «Тепловые, электроракетные двигатели и энергоустановки летательных аппаратов», используются в практической деятельности АО «ГМС Процессинг Текнолоджис» при проектировании изделий в виде представленных в работе:

1. Результаты исследований и рекомендаций по применению входных лопаточных устройств, обеспечивающих предварительную закрутку потока в периферийных сечениях осевого насоса и способствующих увеличению напора в зоне западания напорной характеристики;
2. Методов и практических рекомендации по проектированию осевых насосов, позволяющих существенно улучшить форму напорной характеристики.

Первый заместитель
управляющего директора

Технический директор -
директор по НИОКР

В.Б. Агеев

А.В. Вытченков