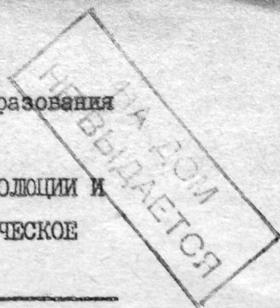


М4/6881
Министерство высшего и среднего специального образования

С С С Р

МОСКОВСКОЕ ОРДЕНА ЛЕНИНА, ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ И
ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ
УЧИЛИЩЕ ИМЕНИ Н.Э.БАУМАНА



На правах рукописи

ШВИНДИН Александр Иванович

УДК 621.671

ПРИМЕНЕНИЕ ПРОМЕЖУТОЧНОГО ЛОПАТОЧНОГО ОТВОДА С ЦЕЛЬЮ
УМЕНЬШЕНИЯ ГАБАРИТОВ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ СО СПИРАЛЬНЫМ
ОТВОДОМ

Специальность 05.04.03 - Гидравлические
машины, машины и аппараты холодильной и
криогенной техники

Автореферат диссертации на
соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва - 1983

Работа выполнена во Всесоюзном научно-исследовательском и проектно-конструкторском институте атомного и энергетического насосостроения (ВНИИАЭН)

Научный руководитель - профессор, кандидат технических наук Руднев С.С.

Официальные оппоненты: - профессор, доктор технических наук Некрасов Б.Б.

- доцент, кандидат технических наук Мелашенко В.И.

Ведущее предприятие - СМПО им.М.В.Фрунзе

Защита диссертации состоится "28" мая 1984 г. в "14" и "30" мин на заседании специализированного совета К 053.15.07 в Московском высшем техническом училище имени Н.Э.Баумана по адресу: 107005, г.Москва, 2-ая Бауманская ул., д.5.

С диссертацией
им. Н.Э.Баумана

МВТУ

Отзыв на
подписью пр

нной

Автореферат

Ученый
специализированного
совета

В.Н.

M 416881

ПРИМЕНЕНИЕ ПРОМЕЖУТОЧНОГО ЛОПАТОЧНОГО ОТВОДА С ЦЕЛЬЮ УМЕНЬШЕНИЯ ГАБАРИТОВ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ СО СПИРАЛЬНЫМ ОТВОДОМ

Общая характеристика работы

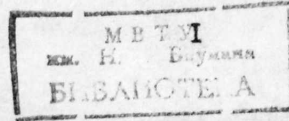
Актуальность темы. Намеченное Энергетической Программой СССР основное направление развития энергетики — повышение единичных мощностей вновь создаваемых агрегатов — приводит к новым задачам в энергомашиностроении, в частности, создание крупных главных циркуляционных насосов (ГЦН) первого контура мощных энергоблоков АЭС. ГЦН перекачивают теплоноситель с температурой до 300°C и давлением до 20 МПа через активную зону реактора и относятся к основному оборудованию блока. Стоимость комплекта ГЦНов для крупного реактора сравнима со стоимостью реакторной установки, а трудоемкость изготовления корпуса ГЦН — составляет половину трудоемкости изготовления всего насоса.

Размеры корпуса определяются расчетными проходными сечениями отводящего устройства насоса. С ростом единичных мощностей и быстроходности проходные сечения отвода существенно увеличиваются. Применение за рабочим колесом лопаточного отвода обычного исполнения (обязательное требование к конструкции ГЦН для уменьшения радиальной силы на ротор), требует дальнейшего увеличения размеров отвода и, соответственно, корпуса насоса.

188916881
Опыт освоения циркуляционных насосов с подачей до 20000 $\text{м}^3/\text{ч}$ показывает, что изготовление их корпусов является серьезной проблемой. При создании более мощных ГЦН с подачами до 45000 $\text{м}^3/\text{ч}$ размеры их корпусных деталей могут превзойти технологические возможности существующего производственного оборудования. Известные конструктивные решения, связанные с изменением формы расчетных сечений бокового отвода, в насосах повышенной быстроходности уже неэффективны. Поэтому, задача уменьшения габаритных размеров отвода таких насосов с сохранением требуемых характеристик и высокого уровня к.п.д. весьма актуальна.

Для насосов повышенной быстроходности реальной возможностью уменьшения габарита спирального отвода (СО) является создание на его входе добавочного момента скорости специальными статорными устройствами — лопаточными отводами (ЛО). Такие устройства на настоящее время не исследованы.

Цель работы состоит в проведении расчетно-экспериментальных исследований, направленных на разработку, создание и экспе-



риментальную проверку эффективности применения такого способа и определения возможных пределов уменьшения габаритов.

Основные задачи исследования:

- разработка ЛО, создающих добавочный момент скорости и исследование их работы;
- исследование особенностей течения в ЛО и их влияние на параметры потока на выходе ЛО, а также на работу всего комбинированного отвода (КО) насоса;
- разработка рекомендаций для проектирования проточной части лопастного насоса уменьшенного габарита и экспериментальная их проверка;
- экспериментальная проверка возможности уменьшения габарита спирального отвода.

Научная новизна:

- впервые разработаны и исследованы лопаточные отводы с течением жидкости от центра к периферии, создающие добавочный момент скорости на входе в спиральный отвод;
- установлено, что в таких ЛО, несмотря на значительную конфузорность, имеет место срывной характер течения, который может существенно влиять на выходные параметры потока;
- получены количественные характеристики взаимодействия решетки профилей ЛО с протекающим в них потоком;
- впервые экспериментально подтверждена возможность уменьшения габарита проточной части лопастного насоса повышенной быстроходности, основанная на введении добавочного момента скорости на входе в спиральный отвод.

Практическая ценность работы заключается в следующем:

- разработаны и экспериментально проверены рекомендации по проектированию ЛО, создающих добавочный момент скорости;
- разработаны и экспериментально проверены рекомендации по проектированию проточной части лопастных насосов повышенной быстроходности с уменьшенным габаритом, которые позволяют на стадии проектирования оценить возможные пределы и способы уменьшения габаритного размера спирального отвода;
- разработан, создан и исследован модельный насос повышенной быстроходности с уменьшенным на 25% радиальным габаритом с хорошими энергетическими и кавитационными характеристиками.

Внедрение результатов работы. Результаты работы были использованы при разработке двухпоточного варианта главного цир-

куляционного насоса ПЦН-37500.

Апробация работы. Материалы диссертационной работы обсуждались на заседаниях НТС ВНИИАЭН (г.Сумы, 1976, 1983 г.г.), кафедры "Гидравлика и гидроавтоматика" (К-6) МВТУ им. Н.Э.Баумана (г.Москва, 1975, 1983 г.г.). Результаты выполненных исследований докладывались:

- на XII семинаре по гидродинамике двигателей и машин научного Совета АН УССР по проблеме "Гидромеханика" (г.Харьков, 1978 г.);

- У, УІ, УІІ научно-технических конференциях Калужского филиала МВТУ им. Н.Э.Баумана (г.Калуга, 1977, 1980, 1982 г.г.).

Публикации. По теме диссертации опубликовано три статьи, тезисы четырех докладов, конструкция разработанного насоса ПЦН-37500 защищена двумя авторскими свидетельствами и удостоена II премии ЦК ЛКСМУ на конкурсе молодых ученых и специалистов за лучшие научно-технические разработки в области науки и техники в 1980 г.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения, списка использованной литературы из 93 наименований. Работа изложена на 101 странице машинописного текста, иллюстрируется рисунками на 98 страницах и таблицами на 22 страницах. Общий объем работы составляет 243 страницы.

Краткое содержание работы

Во введении обосновывается актуальность темы и формулируется цель диссертационной работы.

В первой главе приводится анализ литературных данных по исследуемому вопросу, дана общая характеристика работы и обоснована постановка задач исследования. Указывается, что для насосов повышенной быстроходности реальной возможностью уменьшения габаритного размера спирального отвода является создание на его входе увеличенного момента скорости. Необходимые значения увеличенного момента скорости можно обеспечить тремя способами при условии обеспечения заданного напора при расчетной подаче.

I-й способ - специальными подкручивающими устройствами (спиральным подводом или входным направляющим аппаратом) перед входом в рабочее колесо (РК).

2-й способ - специальным докручивающим устройством (лопаточным отводом) после рабочего колеса - на входе в СО.

3-й способ - комбинированный - сочетание первых двух спо-

сборов с различным соотношением в распределении добавочного момента скорости между подводом и отводом.

Анализ литературных источников показал наличие крайне ограниченных сведений о применении первого способа. Отмечается практическое отсутствие сведений о применении второго и третьего способов.

В боковых ЛО насосных и компрессорных ступеней при течении от центра к периферии имеет место диффузорный поток срывного характера со значительной неравномерностью по выходному сечению каналов. Как правило, такие ЛО не изменяют момент скорости или уменьшают его.

Увеличение момента скорости можно получить за счет искривленности каналов, обеспечив при этом их геометрическую конфузорность и, соответственно, в среднем конфузорность потока. Предполагается, что такой поток не должен способствовать образованию срывных зон в каналах и будет более равномерным на выходе. Лопаточные отводы, увеличивающие момент скорости в практике насосостроения на настоящее время не исследованы.

Известно, что параметры, структура потока на выходе ЛО и потери в нем определяются геометрическими соотношениями его размеров и режимом работы, т.е. углами атаки на входе. Геометрические соотношения оцениваются коэффициентом эквивалентной диффузорности k_d , плотностью решетки лопастной системы $(\frac{1}{\delta})_{cp}$, относительной шириной выхода канала $\bar{b}_c$, относительной толщиной лопатки $\bar{\delta}$, степенью искривленности лопаток $(\alpha_{4,0} - \alpha_{3,0})$. Как отмечается в большинстве работ, в настоящее время нельзя рекомендовать для практического использования какой-либо приближенный метод расчетного определения количественных характеристик ЛО и величины потерь в нем. Как правило, эти параметры определяются экспериментальным путем, выражаются известными зависимостями с введением различных поправочных коэффициентов, учитывающих геометрические соотношения.

Поэтому главной задачей исследования являлась разработка и экспериментальная проверка работы ЛО с течением от центра к периферии, увеличивающих момент скорости. Для решения главной задачи был сформулирован ряд частных задач:

- определение количественных характеристик взаимодействия решетки профилей ЛО с протекающим потоком, гидравлических потерь, характера течения в каналах и структуры потока на вы-

ходе в зависимости от геометрических соотношений и параметров потока на входе;

- определение пределов значений добавочного момента скорости, при которых обеспечивается экономичная работа лопаточного и комбинированного отвода в целом.

Используя разработанные и исследованные ЛО, необходимо было выполнить экспериментальную проверку возможности и пределов применения второго и третьего способов уменьшения габаритов отвода. Критериями для оценки применимости каждого способа были выбраны: относительное уменьшение габарита, к.п.д. и кавитационные характеристики насоса.

Для решения указанных задач параллельно ставились задачи методологического характера, а именно:

- отработка методов достоверного измерения моментов скорости за элементами проточной части;

- создание и исследование работы специального подводящего устройства - входного регулирующего аппарата (ВРА) для раздельного исследования работы ЛО, КО и для исследования модельного насоса с изменением момента скорости на входе в РК.

Под габаритным размером понимается максимальный радиальный размер R_r расчетного выходного сечения спирали (Рис. I).

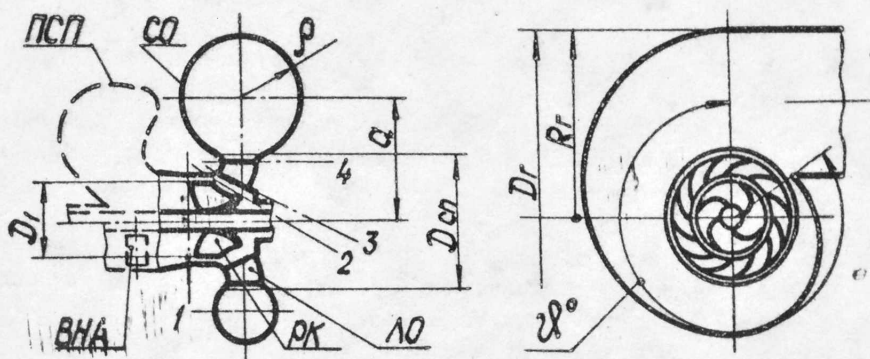


Рис. I. Схема проточной части с расчетными сечениями

Момент скорости $X_4 = (\bar{r} \bar{v}_u)_4$ на входе в СО был представлен в виде суммы составляющих моментов скорости $X_4 = X_1 + \Delta X_{PK} + \Delta X_{LO}$, где X_1 - осредненный момент скорости на входе в РК;

$$\Delta X_{PK} = \frac{g H_T}{\omega} = const \quad - \text{изменение момента скорости в РК;}$$

$\Delta K_{\text{до}}$ - изменение момента скорости в ЛО.

Для анализа зависимостей параметров работы был введен безразмерный коэффициент момента скорости $m_i = \frac{K_i}{Q} D_0$, где Q - подача в м³/с; $D_0 = \sqrt{D_i^2 - d_{\text{вм}}^2}$ - приведенный диаметр входа в РК, в м.

В качестве объекта исследования был разработан модельный насос двухпоточного варианта главного циркуляционного насоса ПЦН-45000 с наружным диаметром РК $D_2 = 0,175$ м и коэффициентом быстроходности одного потока $n_s = 425$. Испытания модельного насоса проводились на экспериментальном стенде ВНИИАЭН. Средства измерений параметров обеспечивали достаточную точность, в частности, среднеквадратичная погрешность определения значения к.п.д. насоса составляла $\sigma_2 = 0,66\%$.

Глава вторая посвящена методам экспериментального исследования, которые отработывались и применялись в ходе выполнения работы. В первую очередь отработывались методы определения момента скорости за элементами проточной части: на выходе из подвода, на выходе из РК, на выходе из ЛО. Моменты скорости измерялись с помощью измерительных гидродинамически "густых" решеток. Одновременно при балансовых испытаниях определялись момент M_r на валу РК и реактивный момент $M_{\text{до}}$ на ЛО, по которым вычислялись моменты скорости в соответствующих сечениях. Таким образом для оценки погрешности измерений решетками сравнивались значения одних и тех же величин, определенные двумя способами.

Результаты сравнительных испытаний показали, что на точность измерений решетками при их достаточной густоте ($1/t \geq 4$) определяющее влияние оказывает степень диффузности их каналов. С ростом значений k_d погрешность измерений измерительными решетками возрастает и при $k_d = 1,45$ может достигать 15%. По результатам этих исследований были сделаны следующие выводы:

- для измерения момента количества движения потока можно применять осевые, диагональные и радиально протяженные измерительные решетки с плоскими радиальными лопатками;

- значения коэффициента диффузности каналов измерительных решеток должны быть не более 1,0 при достаточной густоте $(1/t)_{\text{до}}$;

- при исследовании таких объектов, как РК и ЛО достаточно измерять решеткой момент скорости до объекта и измерять момент на самом объекте; тогда моменты скорости на выходе из ра-

бочего колеса X_2 и на выходе из лопаточного отвода X_4 определяются из выражений: $X_2 = X_1 + \Delta X_{pk}$; $X_4 = X_2 + \Delta X_{no}$, где $\Delta X_{pk} = \frac{M_c}{\rho Q}$ и $\Delta X_{no} = \frac{M_{no}}{\rho Q}$.

Для решения второй методической задачи была разработана оригинальная конструкция ВРА. В ходе тарировочных испытаний с помощью измерительной решетки были получены характеристики момента скорости в выходном сечении ВРА в зависимости от положения внешнего регулировочного привода, гидравлические потери во ВРА в зависимости от создаваемого момента скорости и структура потока на всех режимах. Результаты проведенных исследований показали, что ВРА обеспечивает значения коэффициента момента скорости в пределах $m_{вРА} = \frac{X_{вРА}}{Q} \eta_0 = 0-1,1$, тогда как диапазон значений этого коэффициента исследованных типов спиральных подводов находится в пределах $m_s = 0-0,4$.

Исследование работы ЛО предусматривалось в составе с кольцевым отводом путем его статических проливов через ВРА без рабочего колеса. При этих исследованиях выполнялось экспериментальное определение момента скорости на выходе из ЛО, гидравлических потерь, структуры потока на выходе и характера течения в каналах в зависимости от условий входа. Входные условия обеспечивались ВРА по его моментной характеристике и оценивались по величине геометрического угла атаки $\Delta \alpha_{z_0}$ на средней линии тока: $\Delta \alpha_{z_0} = \alpha_{z_1} - \alpha_{z_n}$, где α_{z_1} - угол установки лопатки ЛО на входе; α_{z_n} - средний угол потока. Связь между моментом скорости на выходе из ВРА и углом потока α_{z_n} выражена зависимостью: $\frac{X_3}{Q} = \frac{X_{вРА}}{Q} = \frac{ctg \alpha_{z_1}}{2\pi b_s}$ или через безразмерный коэффициент момента скорости $m_3 = \frac{ctg \alpha_{z_1}}{2\pi b_s} \eta_0$, где b_s - ширина канала на входе в меридианном сечении.

Режимы входных условий по значениям m_3 обеспечивали испытания ЛО в диапазоне углов атаки $\Delta \alpha_{z_0} = (-25)^\circ - (+15)^\circ$ через каждые 5° . Момент скорости на выходе из ЛО определялся из выражения: $X_4 = X_3 + \Delta X_{no}$, где ΔX_{no} - определялся по уравновешивающему моменту на лопаточном отводе на всех режимах испытаний.

Работа КО оценивалась по уровню гидравлических потерь при сравнительных проливках вариантов ЛО с двумя вариантами СО различных габаритов. Результаты приводились к зависимостям от величины m_3 - коэффициентов момента скорости m_4 и гидравлических потерь φ_{no} и $\varphi_{ко}$.

Результаты испытаний вариантов модельного насоса с раз-

личными значениями момента скорости K_1 на входе в РК приводились в виде зависимостей параметров: угла атаки α_{β_1} на входе в РК, коэффициента момента скорости K_2 на выходе из РК, коэффициента теоретического напора K_H , коэффициента подачи K_Q , коэффициента момента скорости K_4 на выходе из ЛО, угла атаки α_{β_2} на входе в ЛО, коэффициента гидравлических потерь в ЛО и КО, к.п.д. насоса от значений коэффициента момента скорости m_1 в оптимальных режимах работы.

В третьей главе приведены результаты разработки и исследования работы вариантов ЛО, увеличивающих момент скорости.

Для решения поставленных задач были разработаны II варианты ЛО, геометрические соотношения которых обеспечивали различные расчетные значения момента скорости на выходе. Диапазон значений "коэффициента диффузорности" всех вариантов ЛО $k_d = 0,43-0,81$ свидетельствует об их конфузорности.

Полученные экспериментальные характеристики всех ЛО показали зависимость выходных параметров потока от условий входа $m_4 = f(m_3)$ при достаточной густоте решетки $u_{\text{ср}}/t_4 = 1,8-2,2$. Характер этих зависимостей во всех вариантах одинаковый. Значения момента скорости на выходе отличны от расчетных, определенных по углу α_{β_2} .

Известное из теории лопастных решеток уравнение связи параметров решетки при безотрывном обтекании было представлено через моменты скорости в виде:

$$\frac{x_1}{Q} D_0 = x \frac{x_2}{Q} D_0 + (1-x) \frac{x_0}{Q} D_0,$$

где x — безразмерный коэффициент, идентичный по смыслу с коэффициентом прозрачности решетки k ;

x_0 — момент скорости нулевого режима.

Анализ экспериментальных характеристик показал, что значения параметров x и $\frac{x_2}{Q} D_0$ не постоянны, как должно быть при безотрывном обтекании, и зависит от режима работы по углу атаки α_{β_2} . Причиной этого может быть срывной характер течения в каналах ЛО, изменяющий параметры потока на выходе от расчетных. Отклонение параметров от расчетных зависит от степени конфузорности каналов и режима работы. Степень влияния этих факторов разная. Более существенное влияние на отклонение угла потока на выходе от направления лопатки α_{β_2} имеет степень конфузорности. При $k_d = 0,46$ угол отклонения потока достигает 10° . Такой результат был объяснен возможным образованием срывных

зон на выпуклой поверхности лопатки, которые отжимают поток в сторону увеличения углов $\alpha_{\text{лн}}$. Однако, причина образования таких срывных зон при имеющей место значительной конфузурности потока в среднем не очевидна и потребовала исследования особенностей течения в каналах.

Для оценки степени отклонения действительных параметров потока от расчетных был введен коэффициент Ψ , названный коэффициентом отжима потока: $\Psi = \frac{m_{\text{в}}}{m_{\text{рас}}}$.

Экспериментальные зависимости коэффициента Ψ показывают, что близкие к расчетным параметры потока на выходе ЛО обеспечиваются при значениях коэффициента диффузности $k_d \geq 0,65$. При этом максимальное значение относительной величины изменения момента скорости $\frac{\Delta m_{\text{лн}}}{m_3} = \frac{m_{\text{в}} - m_3}{m_3}$ не превышает 2,2.

Анализ полученных зависимостей гидравлических потерь позволил сделать следующие выводы:

- минимальные значения коэффициентов гидравлических потерь во всех вариантах достигается при углах атаки $\Delta \alpha_{3\text{ср}} = -10^\circ - 0^\circ$;

- установлено, что $\xi_{\text{лн}} = f(\Psi)$; минимальные значения $\xi_{\text{лн}}$ получены при обеспечении расчетных параметров потока на выходе, т.е. при $\Psi \approx 1,0$;

- зависимости коэффициента потерь $\xi_{\text{лн}}$ от относительной величины изменения момента скорости выражаются квадратичными параболой.

Результаты исследования потока на выходе ЛО на режиме работы с минимальными потерями показали, что структура потока сложная. Кроме шаговой неравномерности имеют место резко выраженные зоны повышенных и пониженных (нулевых) скоростей, вызванные перестройкой потока на выходе в связи с образованием вихревых зон в каналах. Более равномерный поток наблюдается при положительных углах атаки - $\alpha_{3\text{л}} > \alpha_{3\text{лн}}$.

По результатам испытаний с лакокрасочными покрытиями были обнаружены четко обозначенные срывные зоны и следы перемещения пограничных слоев в пристеночных областях.

Обобщенный анализ моментных характеристик, гидравлических потерь, структуры потока и местоположения срывных зон позволил конкретизировать характер течения в каналах исследованных ЛО. За счет кривизны канала и пространственности лопаток в пристеночных областях ЛО происходит перемещение слоев жидкости по аналогии с течением в крутом колене. На криволинейной по-

верхности покрывающего диска всегда существует срывная зона, которая в зависимости от геометрических размеров ЛО и режимов его работы по разному оказывает влияние на характер течения в каналах.

При геометрических соотношениях,обеспечивающих значения $k_p \geq 0,65$,эта срывная зона локализуется или перемещается основным потоком на выпуклую поверхность лопатки.Образование срывных зон на поверхностях лопатки зависит от режима работы: при положительных углах атаки образуется развитая срывная зона на выходном участке выпуклой поверхности;при отрицательных углах атаки - локализованная или развитая срывная зона на вогнутой поверхности.В обоих случаях наличие срывных зон на поверхностях лопатки незначительно (от -2° до $+1,5^\circ$) отклоняет поток от направления лопатки на выходе.

При $k_p < 0,65$ срывная зона с покрывающего диска под действием более ускоренного потока трансформируется на выпуклую поверхность лопатки,где образуется суммарная активная срывная зона,существенно (до 10°) отклоняющая поток на выходе в сторону увеличения углов.В этом случае изменение углов атаки $\Delta \alpha_{z_0}$ от -25° до $+15^\circ$ не существенно изменяет картину течения.

Проведенный анализ характеристик и картины течения позволил определить зависимости угла отклонения потока на выходе ЛО от его геометрических соотношений и режима работы.

Работа комбинированного отвода оценивалась по уровню значений коэффициентов гидравлических потерь ζ_{ko} в испытанных вариантах при углах атаки $\Delta \alpha_{z_0}$ близких к нулю.Установлено, что уровень потерь в комбинированном отводе зависит как от величины потерь в ЛО,так и от его согласования с СО.Это наглядно демонстрируется данными таблицы:

№ СО	№ 2 ($m_{cl} = 2,11$)				№3 ($m_{cl} = 1,31$)	
№ ЛО	1	3	2-2	4	6-1	8
M_v	1,54	1,58	1,865	1,8	1,545	1,59
ψ	0,629	1,0	0,709	0,9	1,076	1,006
$\pm \delta m = \frac{m_v - m_{cl}}{m_{cl}} 100, \%$	- 27	- 25	-11,6	-14,7	18	21
ζ_{no}	1,33	1,2	1,65	1,7	1,05	1,0
$\pm \delta \zeta_{no}, \%$	9,8		-3		5	
ζ_{ko}	2,04	1,63	2,6	2,1	1,83	1,7
$\pm \delta \zeta_{ko}, \%$	20		19		7	

При одинаковой степени согласования ЛО и СО значения $\xi_{\text{ко}}$ зависят от структуры потока на выходе ЛО и коэффициента ψ . Наличие развитых срывных зон на выходе из ЛО неблагоприятно сказывается на работе СО и КО: значения $\xi_{\text{ко}}$ увеличиваются на 10-20% по сравнению с вариантами с более равномерной структурой потока и имеющих значения ψ , близкие к единице.

Выполненный анализ результатов исследования ЛО и КО позволил сделать следующие выводы и рекомендации:

1. Вследствие кривизны каналов и пространственности лопаток течение в каналах ЛО имеет срывной характер несмотря на значительную конфузурность потока в среднем.

2. Местоположение и размеры срывных зон, параметры потока на выходе и гидравлические потери зависят от конфузурности каналов, угла атаки на входе и величины изменения момента скорости.

3. Режимы работы с положительными углами атаки на входе в ЛО обеспечивают более равномерную структуру потока на выходе и в целом более экономичную работу комбинированного отвода.

4. В общих осредненных гидравлических потерях комбинированного отвода доля потерь в ЛО составляет примерно 50-70%.

5. Для проектирования рекомендуется принимать следующие соотношения:

- максимальное значение относительной величины изменения момента скорости не более 2,2;

- значение коэффициента диффузности в меридианном сечении в пределах $k_d = 1,2 - 1,5$;

- значение коэффициента полной геометрической диффузности каналов в пределах $k_g = 0,65 - 0,85$;

- углы атаки на входе в лопаточный отвод по средней линии тока в пределах $0-10^\circ$.

В четвертой главе приводятся результаты экспериментальной проверки ранее указанных способов уменьшения габарита СО.

Проверка выполнялась на экспериментальном насосе $n_s = 400-500$ с двумя типами подводов - БРА и полуспиральным (ПСП). В качестве рабочих органов использовались три варианта РК, спроектированных на различные значения момента скорости k_s . В качестве отвода использовались исследованные ЛО в комбинации с двумя спиральными - нормального габарита (СО №3) и уменьшенного по пропускной способности A_p примерно на 30% (СО №2).

По результатам испытаний модельного насоса с изменением момента скорости χ , только на входе в РК и с СО в комбинации с безлопаточным отводом сделаны следующие выводы:

- для РК с расчетными значениями $m_{рас} = 0,18-0,3$ изменение момента скорости в пределах значений $m_s = 0 - 0,4$ мало влияет на уровень максимального к.п.д. насоса (до 2%); оптимальная подача при этом уменьшается примерно на 10% по сравнению с $m_s = 0$;

- для быстроходности $n_s = 400-500$ уменьшение габарита отвода по A_F примерно на 30% не изменяет уровень максимального к.п.д. насоса; оптимальная подача при этом уменьшается в среднем на 10% по сравнению с отводом нормального габарита.

При испытаниях модельного насоса с введением добавочного момента скорости после РК получены следующие результаты:

- для РК с $m_{рас} \approx 0$ уменьшение габарита СО в указанных пределах приводит к изменению характеристик - отмеченному выте смещению оптимального режима работы в сторону меньших подач и снижению на 4-5% оптимальных значений к.п.д. насоса;

- применение ЛО, увеличивающего момент скорости до требуемых значений для СО уменьшенного габарита, восстанавливает режим работы по подаче; значения оптимального к.п.д. за счет дополнительных потерь от несогласования ЛО с РК, а также ЛО с СО мало изменяются и находятся на уровне 84%;

- в данной схеме уровень максимального к.п.д. насоса зависит от согласования элементов проточной части.

При исследовании работы насоса с одновременным введением добавочного момента скорости на входе в РК и после него было выявлено влияние на потери в насосе степени согласования ЛО с РК и ЛО с СО. Степень согласования ЛО с РК оценивалась по углу атаки $\alpha_{з.р.}$, а СО и ЛО - величиной отношения коэффициентов моментов скорости $\frac{m_y}{m_{ca}}$. Констатируется, что в данной конструктивной схеме насоса уровень его к.п.д. определяется как потерями в каждом элементе проточной части, так и согласованием их друг с другом. По результатам проведенных испытаний различных комбинаций рабочих органов было отмечено следующее:

- при одинаковых углах атаки $\alpha_{з.р.}$ увеличение значений отношения $\frac{m_y}{m_{ca}}$ от 0,9 до 1,05 приводит к повышению к.п.д. насоса в среднем на 2%;

- при одинаковой степени согласования лопаточного и спи-

рального отводов на уровень значений η_{max} в большей мере влияет согласование ЛО с РК и при углах атаки $\Delta\alpha_{3,4} = 14-20^\circ$ получено его снижение до 4%;

- полученная обобщенная зависимость максимального к.п.д. насоса от степени согласования спирального и лопаточного отводов показывает, что в данной конструктивной схеме насоса $\eta_s = 400-500$ среднестатистические значения максимального к.п.д. находятся на уровне 85% и обеспечиваются при $\frac{m_y}{m_{en}} = 1,10-1,15$.

Анализ полученных результатов испытаний позволил провести сравнительную оценку способов уменьшения габаритов спирального отвода. Приведенные экспериментальные данные хорошо согласуются с расчетными зависимостями исследованных вариантов.

1 способ : При введении момента скорости на входе в РК ($\eta_s = 380-440$; $m_y = 0,18$; $\Delta m_{lo} = 0$) и соответствующем его проектировании радиальный габарит СО уменьшается на 7%. Достигнутые значения к.п.д. и коэффициента кавитации при этом - $\eta = 83\%$; $C_{кр\eta} = 1200$.

2 способ : При введении добавочного момента скорости на входе в СО ($\eta_s = 465$; $m_y \approx 0$; $\frac{\Delta m_{lo}}{m_s} = 1,1$) габаритный размер спирального отвода уменьшается на 22% при $\eta = 84\%$ и $C_{кр\eta} = 1150$.

3 способ : При одновременном введении добавочного момента скорости ($m_y = 0,18$; $\frac{\Delta m_{lo}}{m_s} = 1,16$; $\eta_s = 480$) габаритный размер СО уменьшается на 23,5% при $\eta = 82-85\%$ и $C_{кр\eta} = 1150$.

Отмечено, что в данных схемах испытаний согласования элементов проточной части насоса не обеспечивалось. При надлежащем согласовании ЛО с РК и СО с ЛО к.п.д. насоса может быть повышен на 1,5 - 2,5%.

Пятая глава посвящена разработке методических рекомендаций по проектированию проточной части насосов повышенной быстроходности с уменьшенными габаритами.

Уравнение для спирального отвода

$$\theta^\circ = c(a - \sqrt{a^2 - \rho^2}),$$

где $a = \frac{R + r_{en}}{2}$ и $\rho = R - a$

было решено относительно максимального радиального размера R выходного сечения (см. рис. I):

$$R_1 = (r_{en} + 2\frac{\theta^\circ}{c}) + \sqrt{8r_{en}\frac{\theta^\circ}{c}}.$$

В выражении для постоянной спирали $c = 360 \frac{r_{en}}{q_{200}}$ циркуляция Γ_{en} на входе в спиральный отвод была представлена как сумма составляющих моментов скорости X_1 , ΔX_{pk} и ΔX_{lo} :

$$C = \frac{360 \cdot 2\pi}{D_0} \Delta m_{PK} \left(1 + \frac{K_1}{\Delta K_{PK}} + \frac{\Delta K_{AO}}{\Delta K_{PK}} \right),$$

где $\Delta m_{PK} = 1,135 \frac{k_0}{r} \left(\frac{n_s}{100} \right)^{-4/3}$;

$k_0 = \frac{D_0}{\sqrt[3]{Q/n}}$ - коэффициент приведенного диаметра входа.

Используя полученное выражение для "с" и ранее оговоренные ограничения по выбору величины $m_1 \leq 0,4$ и $\frac{\Delta m_{AO}}{m_3} \leq 2,2$, был выполнен расчет изменения габаритного размера С0 при различном соотношении в распределении добавочного момента скорости в диапазоне быстроходностей $n_s = 200-800$. Полученные зависимости (Рис.2) позволяют конструктору в выбранной схеме проточной части ($\frac{D_{cn}}{D_1}$ и n_s) в первом приближении оценить возможные пределы и способы уменьшения размера D_r .

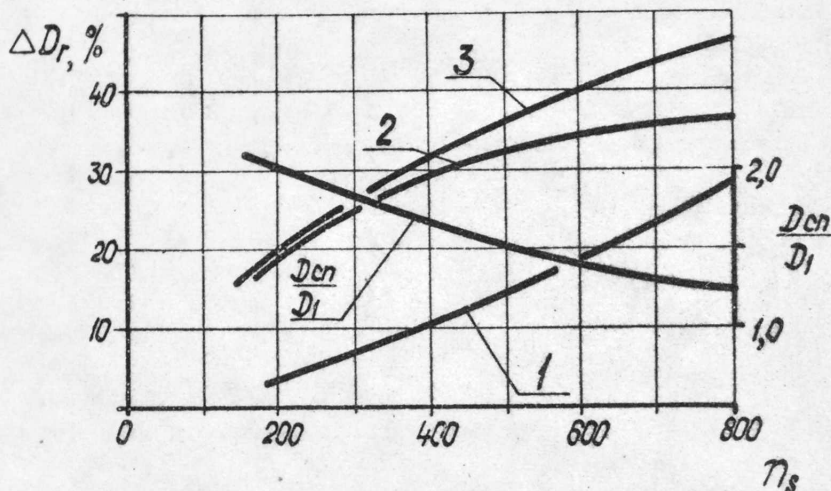


Рис.2. Расчетные зависимости уменьшения габаритного размера спирали ΔD_r от n_s при условии: 1 - $m_1 = 0,4$; $\frac{\Delta m_{AO}}{m_3} = 0$; 2 - $m_1 = 0$; $\frac{\Delta m_{AO}}{m_3} = 2,2$; 3 - $m_1 = 0,4$; $\frac{\Delta m_{AO}}{m_3} = 2,2$.

Приведены методические рекомендации по проектированию проточной части с уменьшенными габаритами. Они основаны на апробированных методах проектирования элементов лопастного насоса и учитывают выявленные в ходе проведенных исследований особенности работы ЛО в комбинации со спиральным.

Приведена практическая последовательность расчета и ре-

зультаты ее применения в насосе ПЦН-37500.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Разработаны и исследованы лопаточные отводы с течением от центра к периферии, увеличивающие момент скорости на входе в спиральный отвод, что позволяет существенно уменьшить его размеры.

2. На основе полученного обширного экспериментального материала представлена физическая картина течения в ЛО, особенностью которого является срывной характер при имеющей место значительной конфузурности потока в среднем. Получены количественные характеристики взаимодействия решетки профилей ЛО с протекающим в них потоком.

3. Экспериментально подтверждена возможность уменьшения габарита проточной части лопастного насоса повышенной быстроходности, основанная на введении добавочного момента скорости на входе в спиральный отвод.

4. Установлены пределы возможных соотношений добавочного момента скорости на входе в рабочее колесо и на входе в спиральный отвод, обеспечивающие существенное уменьшение габаритных размеров насоса при сохранении требуемых энергетических и кавитационных характеристик.

5. Разработаны и экспериментально проверены рекомендации по проектированию ЛО, увеличивающих момент скорости, и по проектированию проточной части насосов повышенной быстроходности уменьшенных габаритов.

6. Разработаны, созданы и исследованы варианты модельных насосов $n_s = 400-500$ с уменьшенными на 25-30% габаритами с хорошими энергетическими ($\eta = 84-85\%$) и кавитационными ($S_{кр.г} = 1100-1200$) характеристиками.

Результаты выполненных исследований и полученные рекомендации использованы при разработке циркуляционного насоса ПЦН-37500 для атомных энергетических блоков большей мощности. Ожидаемый годовой экономический эффект от внедрения на одном блоке таких насосов составляет 269000 руб.

По теме диссертации опубликованы следующие работы:

1. А.С. №665122 (СССР). Центробежный насосный агрегат. /Авт. изобр. Ржебаев Э.Е., Швиндин А.И., Евтушенко А.А. - заявл. 23.08.76, №2397571/25-06; опубл. в Б.И., 1979, №20.

