

1557032

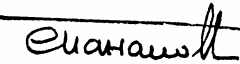
На правах рукописи
УДК 621.671

ПАНАИОТТИ Сергей Семенович

**РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ РАСЧЕТА
И ПРОЕКТИРОВАНИЯ
ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ
С ВЫСОКОЙ ВСАСЫВАЮЩЕЙ
СПОСОБНОСТЬЮ**

05. 04. 13 - Гидравлические машины
и гидропневмоагрегаты

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук



Москва - 1997

Работа выполнена в Калужском филиале Московского государственного технического университета им. Н.Э.Баумана.

Научный консультант: профессор Руднев С.С.

Официальные оппоненты:

Заслуженный деятель науки и техники Российской Федерации, профессор, доктор технических наук Овсянников Б.В.,
доктор технических наук Шапиро А.С.,
доктор технических наук, профессор Макаров А.М.

Ведущее предприятие: АО "Калужский турбинный завод".

Защита состоится "18" февраля 1998 г.
в 14 час. 00 мин. на заседании диссертационного совета
Д 053.15.11 при Московском государственном техническом университете им. Н.Э.Баумана по адресу: 107005, г.Москва, Б-5, Лефортовская наб., д.1.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Московского государственного технического университета им. Н.Э.Баумана.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью,
107005, г.Москва, Б-5, 2-я Бауман-
овск Д 053.15.11.

января 1998 г.

156832

Директор



1557032

Панаиотти С.С. Разработка

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность диссертационной работы обусловлена тем, что повышение антикавитационных свойств лопастных насосов – это одно из главных направлений развития современного насосостроения. Лопастные насосы с высокими кавитационными коэффициентами быстроходности при заданных кавитационных запасах могут иметь большую частоту вращения, а при заданной частоте вращения – работать с меньшими кавитационными запасами. С увеличением частоты вращения уменьшаются габариты и масса одноступенчатых насосов. В многоступенчатых насосах сокращается число ступеней, что упрощает конструкцию, повышает надёжность и также уменьшает габариты и массу насосов.

1557032

Применение на ТЭС и АЭС конденсатных и питательных насосов с малыми кавитационными запасами уменьшает потребное заглубление плиты гидроизоляции и высоту расположения деаэратора, соответственно, что уменьшает высоту здания электростанции, длину трубопроводов, а следовательно, капитальные затраты на её строительство. Повышение частоты вращения питательных насосов для судовых паротурбинных установок позволяет создавать одноступенчатые турбонасосы с консольным расположением рабочих колёс турбины и насоса. При этом уменьшается расстояние между водяными гидродинамическими подшипниками, возрастает жесткость ротора и уменьшаются габариты и масса насосов. Использование в этих установках шнекоцентробежных конденсатных насосов, которые могут работать с малыми подпорами, уменьшает габариты конденсационной установки. Повышение всасывающей способности авиационных центробежных насосных агрегатов позволяет уменьшить наддув топливных баков и увеличить высотность полёта. При высокой всасывающей способности насосов ракетных двигателей можно уменьшить давление наддува или увеличить частоту вращения вала ТНА, что снижает массу двигательной установки. Наблюдается тенденция к широкому применению достижений авиационной и ракетной техники для повышения антикавитационных качеств насосов в криогенной технике, нефтеперерабатывающей, химической и др. отраслях промышленности. Помимо высокой всасывающей способности к лопастным насосам могут предъявляться и другие требования: высокий КПД, низкий уровень кавитационных низкочастотных пульсаций давления и расхода, устойчивость к кавитационной эрозии и т.д. При разработке методов расчёта и проектирования насосов

с высокой всасывающей способностью эти критерии также принимались во внимание.

Основная цель работы - разработать методы расчета и проектирования лопастных насосов с высокой всасывающей способностью, учитывая ограничения на минимальный КПД, интенсивность низкочастотных пульсаций давления и расхода и др. критерии. Для достижения этой цели понадобилось решить следующие задачи.

Методом годографа скорости решить гидродинамические задачи плоского потенциального суперкавитационного обтекания решетки клинообразных пластин. Используя теорию подобия и экспериментальные данные, решить задачу обтекания решетки пластин с закругленной входной кромкой. Выполнить численные исследования гидродинамических характеристик суперкавитирующих решеток и оптимизировать их форму по минимуму коэффициента кавитации. Разработать полуэмпирический способ расчета срывного кавитационного запаса центробежных рабочих колёс.

Выполнить экспериментальную проверку расчетных зависимостей.

Решить задачи оптимизации параметров рабочих колёс по частным критериям, а затем применить для оптимального проектирования рабочих колёс с высокими параметрами поисковый метод многокритериальной оптимизации.

Научная новизна. Получено новое решение задачи о суперкавитационном обтекании решетки тонких пластин. Выполнены систематические численные расчеты угла отставания потока от направления пластины на выходе, положения точки разветвления потока и распределения скоростей на лицевой стороне пластины при обтекании решетки с положительными углами атаки. Исследована работа подвижной густой решетки тонких пластин в режиме суперкавитации.

Решена задача о суперкавитационном обтекании решетки клинообразных пластин при условии, что точка разветвления совпадает с вершиной клина.

На основе решения задач об обтекании решетки тонких пластин и решетки клинообразных пластин рассчитаны возможные варианты обтекания решетки с острыми кромками и найдены зависимости гидродинамических характеристик решетки от её размеров и направления набегающего потока.

Для решетки пластин с закругленной входной кромкой аналогичные зависимости найдены с использованием теории подобия и размер-

ностей и имеющихся в литературе результатов испытаний шнекоцентробежных насосов, а также специально проведенных испытаний односторонних осевых рабочих колес.

Установлено, что при фиксированном направлении потока перед решеткой существует оптимальный угол атаки, обеспечивающий минимум коэффициента кавитации. Выведены простые формулы для оптимального угла атаки и минимального коэффициента кавитации, удобные для приближенных расчетов.

Формула для коэффициента кавитации решетки пластин вместе с эмпирическим коэффициентом силы применена для расчета на кавитацию центробежных рабочих колес.

Опубликованные в отечественной и зарубежной литературе формулы для расчета срывного кавитационного запаса осевых рабочих колес приведены к единому "стандартному" виду. Это позволило сравнить указанные формулы, выявить их недостатки и область применения.

Известный метод многокритериальной оптимизации параметров с применением ЛП-поиска адаптирован для оптимального проектирования диагональных и осевых рабочих колес. Приобретенный при этом опыт позволяет рекомендовать вышеупомянутый метод для проектирования всей проточной полости лопастного насоса с высокими всасывающей способностью, КПД, малыми габаритами и низким уровнем кавитационных низкочастотных пульсаций давления и расхода.

Достоверность результатов работы. Расчетные схемы суперкавитационного течения в прямой и круговой решетках основаны на визуальных наблюдениях, фотографиях, скоростной киносъемке и виброакустических исследованиях этого течения в рабочих колесах осевых и центробежных насосов. Такие исследования опубликованы в литературе, а также проводились самим диссертантом. Уравнения, описывающие суперкавитационное течение, выведены с использованием основных уравнений гидромеханики: неразрывности, энергии и количества движения. Задачи суперкавитационного обтекания решеток решены классическим методом годографа скорости. В частном случае обтекания решетки с закругленной входной кромкой уравнение для коэффициента кавитации содержит лишь одну эмпирическую константу - коэффициент силы, найденный с использованием теории подобия и размерностей. Вязкость жидкости учтена по теории пограничного слоя. Проведена экспериментальная проверка расчетных зависимо-

стей для 55 осевых рабочих колёс и 31 центробежного рабочего колеса. Эта проверка показала, что предложенные математические модели суперкавитационного течения в прямой и круговой решетках адекватны таковому в осевых и центробежных рабочих колёсах.

Практическая ценность полученных автором результатов и сделанных обобщений состоит в том, что эти результаты доведены до практического применения при проектировании лопастных насосов с высокими параметрами и реализованы при :

выполнении проектно-конструкторских работ по созданию новых насосов с ЖРД с высокими всасывающей способностью и КПД в НИИТП (Исследовательский центр им. М.В.Келдыша), г.Москва;

модернизации нефтяного магистрального насоса НМ-2500-230 с повышением всасывающей способности в Научно-исследовательском и проектно-конструкторском институте атомного и энергетического насосостроения (ВНИИАЭН), г.Сумы;

разработке центробежного насоса с высокой всасывающей способностью, устойчивого к кавитационным автоколебаниям в рабочем диапазоне подач для сжиженного природного газа (метана) на передвижной автозаправочной станции в АО "Криогаз", г.Екатеринбург;

модернизации двухступенчатого насоса со сверхвысокой всасывающей способностью и низким уровнем кавитационных пульсаций давления в широком диапазоне подач для пропан-бутана на Турьнинской газозаправочной станции в АО "Калугаоблгаз".

По результатам диссертационной работы составлены методические указания "Расчет всасывающей способности осевых предвключенных колес", которые используются для курсового и дипломного проектирования по курсу "Теория и расчет лопастных гидромашин" и чтения курса "Автоматизация проектных расчетов гидромашин" в Калужском филиале МГТУ им. Н.Э.Баумана.

Апробация. Диссертационная работа целиком или частично докладывалась на:

1. Международной конференции "Гидромеханика, гидромашины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика" (МГТУ им. Н.Э.Баумана, 1994 г.)

2. Международной научно-технической конференции "Гидромеханика, гидромашины, гидропривод и гидропневмоавтоматика" (МЭИ, Москва, 1996 г.)

3. Научно-технической конференции "Техническая гидромеханика", посвященной 150-летию со дня рождения Н.Е.Жуковского (МГТУ им. Н.Э.Баумана, Москва, 1997 г.)

4. Межвузовских, Региональных, Всесоюзных и Российских научно-технических конференциях (Калуга, 1977, 1982, 1984, 1987, 1989, 1990, 1993, 1995 гг.)

5. Семинаре по "Лопаточным машинам" кафедры 202 Московского государственного авиационного института и научном семинаре кафедры Э-10 МГТУ им. Н.Э.Баумана в 1996 г.

6. Семинаре Научно-исследовательского и экспериментально-конструкторского центра ОКБ АО "Калужский турбинный завод" в 1996 г.

Публикации. Материалы диссертации опубликованы в 17 печатных работах и 8 научно-технических отчетах о НИР.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, 5 глав, заключения, списка литературы (161 наименование) и приложения, подтверждающего внедрение результатов. Общий объем работы: 289 страниц машинописного текста, 24 таблицы, 110 рисунков.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении приводится общая характеристика диссертационной работы, рассматривается современное состояние проблемы расчета и проектирования лопатных насосов с высокой всасывающей способностью и формулируются задачи исследования.

В настоящее время разработаны гидродинамически совершенные подводы и отводы лопатных насосов (Руднев С.С., Овсянников В.В., Байбаков О.В., Боровский Б.И., Шерстюк А.Н. и др.). Нерасчетные режимы больших подач, когда возможна кавитация в отводе, встречаются сравнительно редко. Поэтому в диссертации основное внимание сосредоточено на расчете и проектировании рабочих колес.

По физическим особенностям возникновения и развития кавитации предлагается различать несколько форм кавитационных течений: пузырьковая кавитация, вихревая кавитация, струйное квазистационарное и струйное нестационарное кавитационные течения. Анализируются кавитационные характеристики осевых и центробежных насосов в связи с формами развивающихся в них кавитационных течений. Делается вывод о том, что при работе лопатного насоса на простой од-

нокомпонентной жидкости, не содержащей примеси нерастворенного газа, резкое падение напора и мощности на кавитационной характеристике вызывается развитием струйного (отрывного) обтекания лопастей рабочего колеса с образованием на них профильных каверн. Для насосов с высокой всасывающей способностью наибольший интерес представляет II критический режим, кавитационный запас которого близок к таковому для III критического режима кавитации. Последний можно рассчитать по теории струйного обтекания решетки профилей.

Рассматриваются существующие аналитические, полуэмпирические и эмпирические способы расчета критических кавитационных запасов плоских решеток профилей, а также осевых и центробежных рабочих колёс: Жуковский Н.Е., Чаплыгин С.А.-Минаков А.П., Бетц-Петерсон, Гуревич М.И., Акоста, Шемель В.Б., Шапиро А.С., Думов В.И., Руднев С.С.-Матвеев И.В., Стриплинг-Акоста, Чебаевский В.Ф.-Петров В.И., Шестаков К.Н.-Дорфман Ю.М., Ивченко В.М., Немчин А.Ф., Фуруйя и др. Отмечается, что точность аналитических и эмпирических методов иногда недостаточна для практики.

Предлагается схема расчета характеристик $H = f(\Delta h)$ и $H_T = \varphi(\Delta h)$: находится теоретический напор H_{T1} и напор H_I в отсутствие кавитации и по схеме обтекания решетки с кавернами бесконечной длины вычисляется Δh_{II} (рис. I).

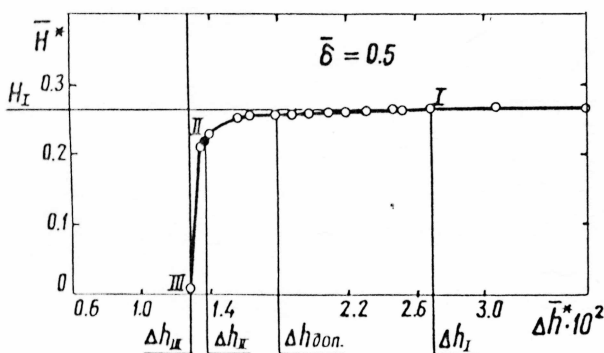


Рис. I. Расчет характеристики напор-кавитационный запас. (На осях координат отложены относительный кавитационный запас $\Delta \bar{h}^* = 2g\Delta h / U_*^2$ и коэффициент напора $\bar{H}^* = gH / U_*^2$).

Допустимый кавитационный запас $\Delta h_{доп} = \kappa \Delta h_{II}$, где $\kappa > 1$ - коэффициент запаса. Теоретический напор H_{T1} рассчитывается с использованием данных гидродинамической теории плоских решеток (Руднев С.С.) и решеток в слое переменной толщины на осесимметрич-

ных поверхностях тока равноскоростного меридианного потока (Байбаков О.В.). Напор определяется по опытным значениям гидравлического КПД рабочего колеса или ступени насоса.

Задача проектирования лопастного насоса многокритериальная. Помимо высокой всасывающей способности необходимо учитывать ограничения на минимальный КПД, интенсивность кавитационных низкочастотных пульсаций давления и расхода, а также кавитационную эрозию, технологичность, габариты и другие показатели. Рабочие колеса центробежных насосов с пространственными лопастями, спроектированные по известным методикам ВНИИГидромаша и МВТУ, обладают высоким гидравлическим КПД. Поэтому они использовались и для проектирования рабочих колес с высокой всасывающей способностью, принимая во внимание особенности последних. В качестве средства борьбы с кавитационными низкочастотными пульсациями давления и расхода рекомендуется неподвижная решетка лопастей вокруг осевого рабочего колеса (Зотов Б.Н., Анкудинов А.А., Куфтов А.Ф.). Для уменьшения интенсивности кавитационной эрозии предлагаются общеизвестные способы: СК-колеса, клиновидные лопасти, осевые рабочие колеса с увеличенным радиальным зазором и др. (Немчин А.Ф., Шапиро А.С., Жуков В.М. и др.).

Формулируются задачи работы: решение гидродинамических задач плоского суперкавитационного обтекания решетки клинообразных пластин конечной толщины, создание методики расчета на кавитацию осевых и центробежных рабочих колёс, экспериментальное подтверждение достоверности теоретических исследований, адаптация известного метода многокритериальной оптимизации параметров с применением ЛП-поиска (Соболь И.М., Статников Р.Б.) для проектирования лопастных насосов с высокими параметрами.

В первой главе предлагаются расчетные схемы суперкавитационного течения в плоских круговой и прямой решетках лопастей, выводятся общие уравнения для теоретического напора, кавитационного запаса и потерь энергии при замыкании каверн и рассматриваются возможные варианты обтекания решетки клинообразных пластин.

Описанные во введении наблюдения за кавитацией в центробежном рабочем колесе позволяют предложить схему суперкавитационного течения в плоской круговой решетке лопастей при положительных углах атаки, показанную на рис. 2. Струи жидкости располагаются

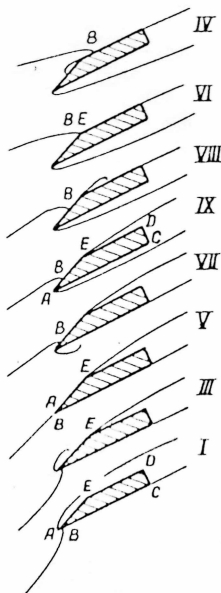


Рис. 3. Варианты обтекания решетки пластин конечной толщины

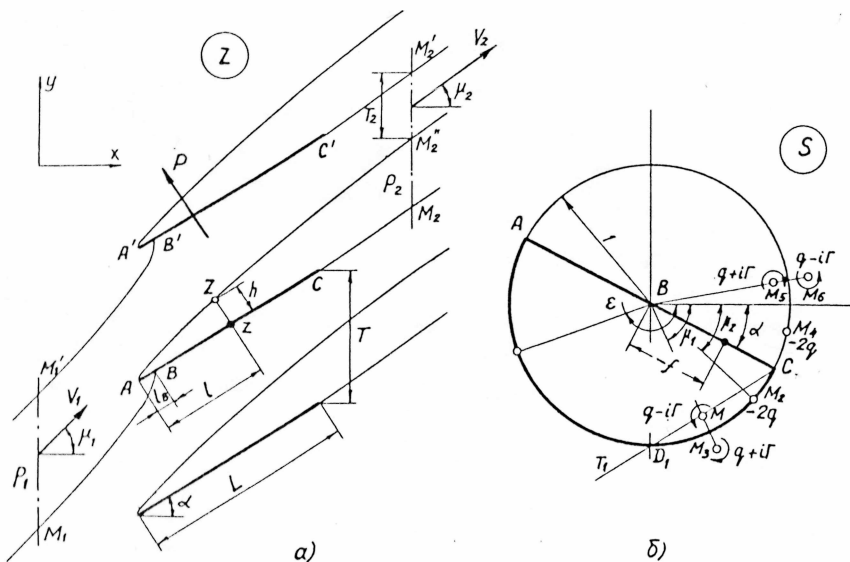


Рис. 4. Обтекание решетки тонких пластин и годограф сопряженной скорости при $\mu_1 > \alpha$

вдоль лицевых сторон лопастей и сходят с них в виде свободных струй 1. Область 2 образована кавернами и заполнена паром и газом жидкости. В кольцевом слое с радиусами r_3 и r_4 каверны замыкаются. При замыкании каверн струи жидкости внезапно расширяются и образуются вихри 3. В области 4 течение сплошное. Представлена схема течения и при отрицательных углах атаки. Предложена также схема суперкавитационного обтекания лопастей прямой решетки. В частном случае прямой решетки клинообразных пластин конечной толщины возможные при разных углах атаки варианты обтекания показаны на рис.3; для каждого варианта представлена картина течения около одной лопасти.

При некоторых упрощающих предположениях из треугольников скоростей, уравнения Эйлера для теоретического напора, уравнений расхода и количеств движения получены следующие зависимости, описывающие работу плоской круговой решетки в режиме суперкавитации.

Коэффициент теоретического напора

$$\bar{H}_{T\pi} = gH_{T\pi}/U_2^2 = 1 - (1 - \bar{V}_{u1})\beta \cos \beta_2 / R \cos \beta_1 - \bar{V}_{u1} \beta^2, \quad (1)$$

где $\beta = r_1/r_2$, $R = w_1/w_2$, $\bar{V}_{u1} = V_{u1}/U_1$.

Относительный кавитационный запас

$$\Delta \bar{h}_{\pi} = 2g\Delta h_{\pi}/U_2^2 = (1 - \bar{V}_{u1})^2 \beta^2 / R^2 \cos^2 \beta_1 + 2\bar{V}_{u1} \beta^2 - 1. \quad (2)$$

Коэффициент кавитации

$$\lambda_{\pi} = 1/R^2 - (1 - \beta^2) \cos^2 \beta_1 / (1 - \bar{V}_{u1})^2 \beta^2 - 1. \quad (3)$$

Уравнение связи теоретического напора с кавитационным запасом:

$$1 + \Delta \bar{h}_{\pi} - 2\bar{V}_{u1} \beta^2 = (\bar{H}_{T\pi} + \bar{V}_{u1} \beta^2 - 1)^2 / \cos^2 \beta_2. \quad (4)$$

Относительная потеря энергии при замыкании каверн

$$\bar{h}_{n\pi} = \frac{2g h_{n\pi}}{U_2^2} = \left\{ \sqrt{(1 - a^2) \left[1 - \frac{2\beta(1 - \bar{V}_{u1}) \cos \beta_2}{R \cos \beta_1} \right] + (1 - a^2 \cos^2 \beta_2) \left[\frac{\beta(1 - \bar{V}_{u1})}{R \cos \beta_1} \right]^2} - (1 - \bar{V}_{u1}) a \beta^2 \tan \beta_1 \right\}^2, \quad (5)$$

где $a = r_2/r_3$.

При условии $a = \beta = 1$ эти же уравнения справедливы и для прямой решетки.

Для уменьшения кавитационного запаса и потерь энергии при замыкании каверн и увеличения теоретического напора необходимо увеличивать приведенную скорость $R = w_1/w_2$.

Чтобы найти по этим формулам теоретический напор, кавитационный запас и др., еще необходимо рассчитать R и β_2 , решив соответствующие задачи суперкавитационного обтекания. Как правило, их решения представляли собой системы нелинейных уравнений типа (10),

содержащих тригонометрические, логарифмические функции, а иногда и определенные интегралы. Обычно они решались подстановкой, причем интегралы подсчитывались численными методами. Некоторые громоздкие системы уравнений ниже не приводятся, а их решения записаны в общем виде. Численные исследования выполнены во всем диапазоне параметров, представляющих практический интерес.

Во второй главе исследуется суперкавитационное потенциальное течение несжимаемой жидкости в решетке тонких пластин (вариант I обтекания). Задача решается для случаев натекания на тыльную ($\mu_1 < \alpha$) и лицевую ($\mu_1 > \alpha$) стороны пластин (рис. 4). Из уравнений расхода, энергии и количества движения получено уравнение для модуля вектора приведенной скорости $\vec{R} = \vec{V}_1 / V_2$:

$$R^2 \cos(2\mu_1 - \alpha) - 2R \cos \mu_1 \cos(2\mu_2 - \alpha) + \cos \alpha = 0. \quad (6)$$

Исследуется годограф $\vec{R}$ и выбираются корни уравнения (6) для случаев $\mu_1 > \alpha$ и $\mu_1 < \alpha$:

$$R_{\mp} = [\cos \mu_1 \cos(\mu_2 - \alpha) \mp \sqrt{\sin^2(\mu_1 - \alpha) - \cos^2 \mu_1 \sin^2(\mu_2 - \alpha)}] / \cos(2\mu_1 - \alpha). \quad (7)$$

Затем область потока $M_1 B A M_2' M_2' C' B' M_1' M_1$ отображается на плоскость годографа

$$S = \frac{1}{V_2} \frac{dW}{dz}, \quad (8)$$

где W - комплексный потенциал течения. Течение в плоскости годографа определяется шестью особенностями $q - i\Gamma = V_2 T \theta_i$. Комплексный потенциал $W = V_2 T [\sum \theta_i \ln(S - a_i)] / 2\pi$, а его производная $dW/dS = V_2 T [\sum \theta_i / (S - a_i)] / 2\pi$, где a_i - комплексная координата точки, в которой расположена особенность. На основании (8) связь между плоскостями S и z устанавливается дифференциальным уравнением

$$dz = \frac{1}{V_2} \frac{dW}{dS} \frac{dS}{S}. \quad (9)$$

Точке z на нижней стороне пластины соответствует точка $S = f e^{-i(\pi + \alpha)}$ в плоскости годографа, где $I > f > -I$ - параметр, определяющий положение точки S (рис. 4, б). Интегрируя уравнение (9) вдоль диаметра ABC , получим: $z - z_A = l e^{i\alpha} = \int_{S_A}^S \sum [\theta_i / S(S - a_i)] dS$. Так как $\sum c_i = \sum \theta_i / a_i = 0$, то $2\pi l / T = e^{-i\alpha} \int_{S_A}^S [c_i / (S - a_i)] dS$. После подсчета суммы система уравнений, связывающих координаты точек z и S приобретает вид:

$$\left. \begin{aligned}
2\pi \frac{L}{T} &= \cos \alpha \cdot \ln R_1^2 + R^2 \cos(2\mu_1 - \alpha) \ln R^2 R_3^2 - 2R \cos \mu_1 \cos \delta_2 \ln \frac{R_1^2 R_2^2}{4 \cos^2(\delta_2/2)} - \\
&\quad - 2\Phi_1 \sin \alpha - 4R\Phi_2 \cos \mu_1 \sin \delta_2 + 2\Phi_3 R^2 \sin(2\mu_1 - \alpha) \\
R &= (\cos \mu_1 \cos \delta_2 - \sqrt{\sin^2 \delta - \cos^2 \mu_1 \sin^2 \delta_2}) / \cos(2\mu_1 - \alpha) \\
R_A^2 &= 1 + 2R \cos \delta + R^2 \\
R_1^2 &= R^2 + 2Rf \cos \delta + f^2 \\
R_2^2 &= 1 + 2f \cos \delta_2 + f^2 \\
R_3^2 &= (1 + 2Rf \cos \delta + R^2 f^2) / R^2 \\
\Phi_1 &= \begin{cases} \arctg \frac{(1-f)R \sin \delta}{R \cos \delta + R^2 + (1+R \cos \delta)f} & , \text{ если } 1 > f > -\frac{R + \cos \delta}{1/R + \cos \delta} \\ \pi + \arctg \frac{(1-f)R \sin \delta}{R \cos \delta + R^2 + (1+R \cos \delta)f} & , \text{ если } -\frac{R + \cos \delta}{1/R + \cos \delta} > f > -1 \end{cases} \\
\Phi_2 &= \arctg \left(\frac{1-f}{1+f} \operatorname{tg} \frac{\delta_2}{2} \right) & , \text{ если } 1 > f > -1 \\
\Phi_3 &= \arctg \frac{(1-f)R \sin \delta}{1 + R \cos \delta + (R + \cos \delta)Rf} & , \text{ если } 1 > f > -1 \\
\delta &= \mu_1 - \alpha \\
\delta_2 &= \mu_2 - \alpha .
\end{aligned} \right\} \quad (10)$$

Для расчета пограничного слоя найдем расстояние l_B до точки разветвления и распределение скоростей на участках AB и BC пластины. Так как согласно уравнению (8) в точке Z пластины модуль скорости $V = |dw/dz| = V_2/f$, то относительная скорость

$$\bar{V} = V/V_2 = |f|. \quad (11)$$

Пусть параметр $f = -1$. В этом случае система уравнений (10) дает связь между размерами решетки и кинематикой потока $L/T = F_1(\mu_1, \alpha, \delta_2)$. Расчеты относительного отставания потока $\bar{\delta}_2 = \delta_2/\delta$ по уравнениям (10) показали, что даже при небольшой густоте решетки им можно пренебречь и считать её практически густой, полагая в уравнениях (10) угол $\delta_2 = 0$ (рис. 5). Это существенно упрощает дальнейшие исследования.

Пусть параметр $f = 0$. В этом случае получаем относительное расстояние $\bar{l}_B = l_B/T$ от передней кромки пластины до точки B , которое найдено для густой решетки $\delta_2 = 0$ (рис. 6). Если $\beta_1 < 90^\circ$, то это расстояние весьма мало.

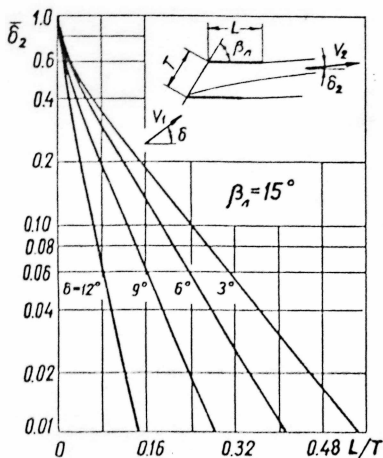


Рис. 5. Относительное отставание потока в решетке тонких пластин

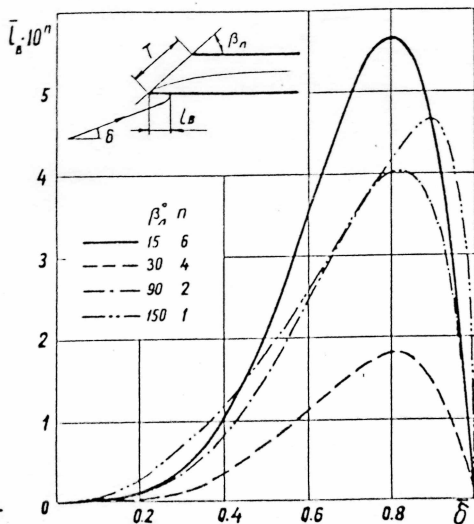


Рис. 6. Относительная координата точки разветвления потока в густой решетке тонких пластин

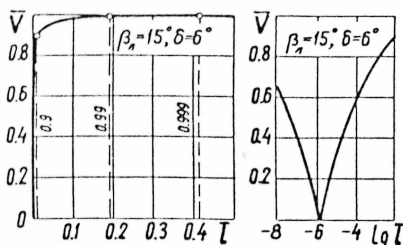


Рис. 7. Типичное распределение скоростей в густой решетке тонких пластин. (В правой части рисунка в полулогарифмических координатах показано распределение скоростей вблизи точки разветвления.)

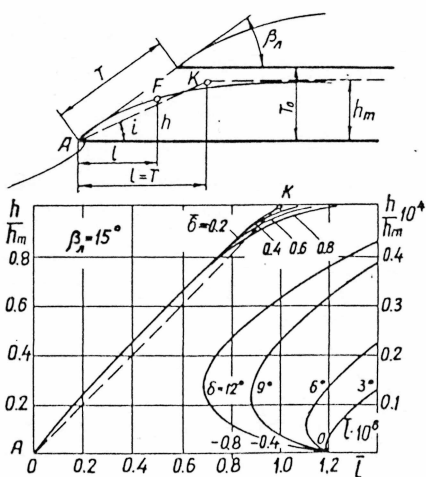


Рис. 8. Форма каверны в густой решетке тонких пластин. (В правой части рисунка со сдвигом начала отсчета и изменением масштабов показана форма каверны вблизи входной кромки.)

Пусть параметр $I > f > -I$. В этом случае система уравнений (I0) и (II) даёт распределение скоростей вдоль стороны пластины ABC: $\bar{V} = F_2(L/T, \alpha, \delta)$. Расчеты, пример которых приведен на рис.7, свидетельствует о том, что на коротком участке $\bar{l}_0 \approx 10^{-6}$ относительная скорость $\bar{V}$ уменьшается от 1 до 0, а затем при $l > l_0$ очень быстро увеличивается, асимптотически приближаясь к 1.

Найдем форму свободной линии тока AM_2'' (форму каверны) для густой решетки. Точке Z на границе каверны соответствует точка $S = e^{-i\varepsilon}$ на дуге окружности в плоскости годографа. Проинтегрируем (9) от $Z = Z_A$ до $Z = Z_{M_2''} = \infty$, имея ввиду, что параметр ε изменяется от $\varepsilon_A = \pi + \alpha$ до $\varepsilon_{M_2} = \mu_2$, соответственно. Получим формулы для координат l и h точки Z:

$$\left. \begin{aligned} l/T &= F_3(\beta_A, \bar{\delta}, \varepsilon) \\ h/h_m &= F_4(\beta_A, \bar{\delta}, \varepsilon) \end{aligned} \right\}, \quad (I2)$$

где максимальная толщина каверны (при $l \rightarrow \infty$) $h_m = RT \sin \delta$. Пример расчетов представлен на рис. 8. В начальной части каверна весьма тонкая. В остальной части её граница достаточно хорошо аппроксимируется прямой AK, проведенной из начала координат в точку K(1,1). Расчеты показывают, что эта прямая примерно параллельна вектору скорости набегающего потока, а максимальная толщина каверны в долях шага в свету T_0 равна: $h_m / T_0 \approx \bar{\delta}$.

В случае натекания потока на верхнюю сторону пластины ($\mu_1 < \alpha$) также построен годограф скорости и интегрированием (9) от $Z = Z_A$ до $Z = Z_C$ получено уравнение, устанавливающее зависимость размеров решетки от кинематики потока

$$\begin{aligned} \pi \frac{L}{T} &= R \cos \mu_1 \cos \delta_2 \ln \left[-\frac{1}{\operatorname{tg}^2(\delta_2/2)} \frac{1+R^2-2R \cos \delta}{1+R^2+2R \cos \delta} \right] + \pi [\sin \alpha + R \cos \mu_1 \sin \delta_2] + \\ &+ [\sin \alpha + R^2 \sin(2\mu_1 - \alpha)] \operatorname{arctg} \frac{2R \sin \delta}{1-R^2}, \end{aligned} \quad (I3)$$

где согласно уравнению (7) $R = R_+$, если $\mu_{2min} < \mu_2 < \mu_1$ и $R = R_-$, если $\mu_1 < \mu_2 < \alpha$. Угол $\mu_{2min} = \alpha + \arcsin[\sin(\mu_1 - \alpha)/\cos \mu_1]$.

Уравнение (7) для приведенной скорости позволяет исследовать работу подвижной густой решетки тонких пластин в условиях суперкавитации. Ограничиваясь случаем незакрученного потока $\bar{V}_{\omega} = 0$ и имея в виду, что для прямой решетки $\beta = 1$, подставим R по уравнению (7), в котором $\mu_2 = \alpha$, в уравнения (1), (2), (3) и

(5). Получим коэффициенты теоретического напора, безразмерного кавитационного запаса, кавитации, потерь энергии при замыкании каверн, напора и гидравлический КПД. Расчеты этих коэффициентов показали, что целесообразно использовать режимы работы решетки со сравнительно короткими кавернами конечной длины, превышающей длину лопасти, при $\Delta h > \Delta h_{\text{к}}$.

В третьей главе рассматривается суперкавитационное потенциальное течение несжимаемой жидкости в густой решетке пластин конечной толщины. Рассмотрим какой-либо из показанных на рис. 3 вариант обтекания, например III, (рис. 9). Вследствие соприкосновения с жидкостью кромки AE на ней появляется распределение давлений, избыточных над давлением в каверне, и сила P_0 , проекция которой на направление лопасти равна P_L . Из уравнений энергии и количества движения для области потока в виде полосы шириной T , из которой удалена лопасть, получим уравнение для приведенной скорости

$$R^2 \cos(2\mu_1 - \alpha) - 2R \cos \mu_1 + \cos \alpha - \alpha = 0, \quad (14)$$

где эффективное стеснение потока

$$\alpha = P_L / (\rho T W_2^2 / 2) = \alpha \bar{b} / T = \alpha \bar{b}. \quad (15)$$

Наглядное изображение уравнения (14) дает годограф вектора $\vec{R} = \vec{W}_1 / W_2$, показанный на рис. 10.

Подставим в уравнение (14) углы $\mu_1 = \pi/2 - \beta_1$, $\alpha = \pi/2 - \beta_n$, $\delta = \mu_1 - \alpha$ и найдём число кавитации $\lambda_{\text{III}} = 1/R^2 - 1$:

$$\lambda_{\text{III}} = \left[\frac{\sin(\beta_n - \delta) + \sqrt{\sin^2 \delta + a_0 \sin \beta_n \sin(\beta_n - 2\delta)}}{(1 - a_0) \sin \beta_n} \right]^2 - 1 \quad (16)$$

или

$$\lambda_{\text{III}} = \left[\frac{\sin \beta_1 + \sqrt{\sin^2 \delta + a \sin(\beta_1 - \delta)}}{\sin(\beta_1 + \delta) - a} \right]^2 - 1, \quad (17)$$

где $a_0 = a / \sin \beta_n$. Зависимость (16) удобна для анализа экспериментальных данных и проверочных расчетов решеток заданной геометрической формы, зависимость (17) — для проектировочных расчетов.

При изменении угла установки лопасти $\beta_n = \beta_1 + \delta$ в потоке заданного направления $\beta_1 = \text{const}$ для $\alpha = \text{const}$ коэффициент кавитации достигает минимума λ_{min} при некотором оптимальном угле атаки $\delta_{\text{опт}}$, которому соответствует оптимальный угол установки лопасти

$$\beta_{\text{л.опт}} = \beta_1 + \delta_{\text{опт}}, \quad (18)$$

как показано на рис. 11. Найденные итерационным численным методом

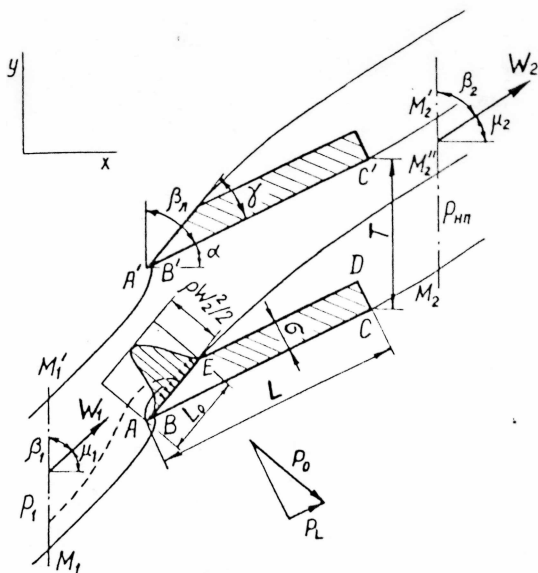


Рис. 9. Решетка пластин конечной толщины

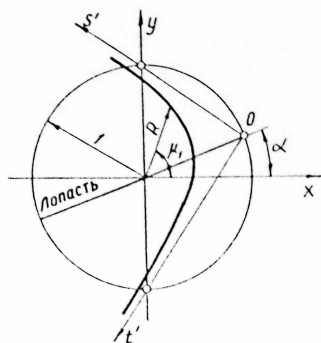


Рис. 10. Годограф вектора $\vec{R} = \frac{\vec{W}_1}{W_2}$ приведенной входной скорости $S't' = \alpha\delta/2T$ (равнобокая гипербола). OS' и Ot' - годографы $\vec{R}$ для густой решетки тонких пластин

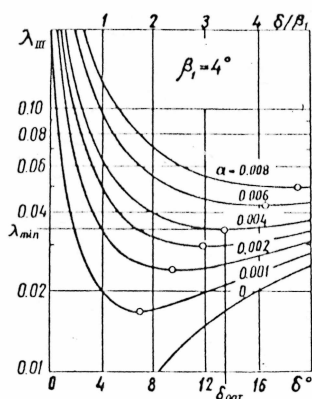


Рис. 11. Зависимость $\lambda_{min} = f(\delta, \beta_1, \alpha)$. (Коэффициент кавитации имеет минимум λ_{min} при оптимальном угле атаки $\delta_{опт}$.)

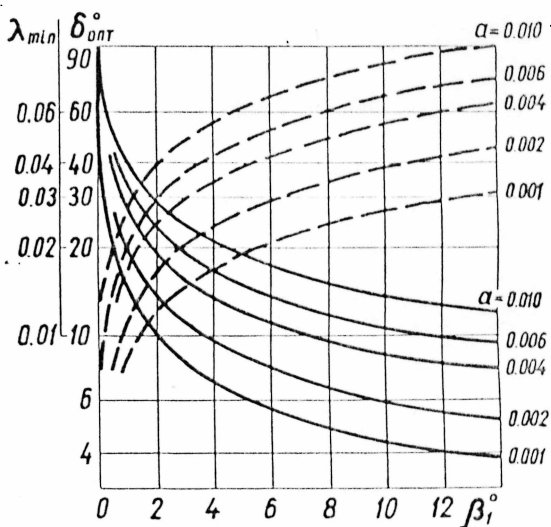


Рис. 12. Оптимальные углы $\delta_{опт}$ (—) и минимальные коэффициенты кавитации λ_{min} (---)

дом зависимости $\delta_{opt} = F(\beta_1, \alpha)$ и $\lambda_{min} = \Phi(\beta_1, \alpha)$ представлены на рис. 12. Разлагая функцию (17) в ряд по степеням параметра $\alpha = \alpha \bar{\delta}$ и ограничиваясь первыми двумя членами ряда, получим приближенную формулу

$$\lambda_{ш} \approx \sin \delta \sin \beta_1 + \alpha / \sin \delta, \quad (19)$$

погрешность которой в диапазоне $5^\circ < \beta_1 < 30^\circ$, $0,2 < \bar{\delta} < 0,9$ и $0 < \alpha < 0,02$ не превышает $\pm 10\%$ по сравнению с точной формулой (17). Первое слагаемое в формуле (19) - коэффициент кавитации решетки бесконечно тонких пластин, второе слагаемое учитывает конечную толщину лопасти. С увеличением угла атаки первое слагаемое увеличивается, а второе уменьшается, что и обуславливает минимум $\lambda_{ш}$. Дифференцируя функцию (19) по переменной δ (при постоянных β_1 и α) и приравнивая результат нулю, получим приближенные формулы для оптимального угла атаки и минимального коэффициента кавитации:

$$\delta_{opt} \approx \arcsin \sqrt{\alpha / \sin \beta_1}, \quad (20)$$

$$\lambda_{min} \approx 2 \sqrt{\alpha \sin \beta_1}. \quad (21)$$

Анализируя представленные данные, заключаем, что для уменьшения коэффициента кавитации решетки необходимо уменьшать угол β_1 и эффективное стеснение α , выбирая при этом оптимальный угол атаки (угол установки лопасти).

Далее выяснено, при каких условиях получается обтекание решетки по тому или иному варианту и каково при этом значение α , необходимое для расчетов приведенной скорости и коэффициента кавитации.

В варианте I тыльная сторона пластины располагается внутри каверны, лопасть обтекается как тонкая (рис. 3). Для определения минимального угла атаки, при котором ещё имеет место обтекание по этому варианту, согласно уравнениям (12) находим границу такой каверны, которая касается пластины в точке E. При этом $\alpha = 0$.

В варианте IX поток отрывается в точках A и E входной кромки и не касается пластины (рис. 3). В густой решетке такое течение будет при $\beta_2 = \beta_1$. В этом случае также имеем обтекание решетки тонких пластин длиной L_0 , наклоненных к оси x под углом $\alpha + \gamma$ (рис. 9). Заменяя угол α на угол $\alpha + \gamma$ и записывая очевидные соотношения $\mu_1 = \pi/2 - \beta_1$, $\mu_2 - \alpha = \delta_2 = -\gamma$, $\alpha = \pi/2 + \gamma - \beta_1 - \delta$, $L_0 = b / \sin \gamma$, введем новые переменные в уравнения (13), (14), (15) и подсчитаем b/T и α .

В варианте У точка В разветвления совпадает с вершиной угла (рис. 13).

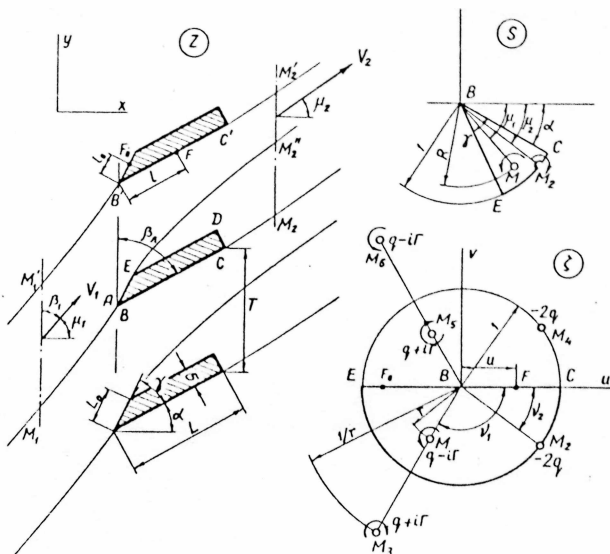


Рис.13. Обтекание решетки по варианту У, гидрограф сопряженной скорости и конформное отображение на вспомогательную плоскость

Область потока $M_1 B E M_2'' M_2' C' B' M_1' M_1$ отобразим на плоскость $S = (dW/dz) / V_2$ и далее на полуокруг плоскости $\zeta = (S e^{i\alpha})^{1/c}$, где $c = \gamma/\pi$. Течение в плоскости ζ определяется шестью особенностями. Составим выражение для комплексного потенциала $W(\zeta)$, найдём $dW/d\zeta$ и используем условие $dW/d\zeta = 0$ в точке В. Связь между точками плоскости Z и ζ определяется уравнением

$$dz = (dW/d\zeta)(d\zeta/S)/V_2. \quad (22)$$

Интегрируя последнее от $\zeta_B = 0$ до $\zeta_C = 1$, получим систему уравнений, определяющих относительную толщину лопасти

$$\left. \begin{aligned} \frac{\sigma}{T} &= 4 \sin^4 \nu_1 \frac{\sin \beta_1}{(\cos \beta_1 + \cos \nu_1)^2} \frac{R \sin \chi}{\pi} \int_0^1 \frac{1-u}{1+u} \frac{u^{1-c}}{C \cdot D} du \\ C &= u^2 + r^2 + 2ur \cos \nu_1 \\ D &= u^2 + 1/r^2 + (2u \cos \nu_1)/r \\ \nu_1 &= \delta/c \\ C &= \chi/\pi \\ R &= \{\cos[(\beta_1 + \nu_1)/2] / \cos[(\beta_1 - \nu_1)/2]\}^c \end{aligned} \right\} \quad (23)$$

Из уравнений (14) и (15) найдем

$$\chi = [R^2 \sin(\beta_1 - \delta) - 2R \sin \beta_1 + \sin(\beta_1 + \delta)] / (\sigma/T). \quad (24)$$

Интегрируя уравнение (22) от $\zeta_0 = 0$ до ζ_{F_0} , вычислим относительное расстояние

$$\frac{l_0}{T} = \bar{l}_0 = 4 \sin^4 \nu_1 \frac{\sin \beta_1}{(\cos \beta_1 + \cos \nu_1)^2} \frac{R \sin \chi}{\pi} \int_0^u \frac{1-u}{1+u} \frac{u^{1-c}}{C \cdot D} du \quad (25)$$

от вершины A до точки F_0 , относительная скорость в которой

$$\bar{V}_0 = V_0/V_2 = u^c. \quad (26)$$

Задавая параметр $0 < u < 1$, по уравнению (25) находим $\bar{l}_0$, а по уравнению (26) — соответствующую скорость $\bar{V}_0$. Аналогичным образом подсчитываются скорости на нижней стороне пластины. Распределение скоростей вдоль нижней стороны AC практически такое же, как для тонкой пластины на рис. 7. Относительная скорость на верхней стороне также быстро увеличивается: уже на расстоянии $l_0/L_0 \approx 0,1$ скорость $\bar{V}_0 \approx 0,9$, а далее она медленно достигает единицы.

В варианте VI точка B разветвления потока, как и в варианте V, лежит на вершине угла (рис. 3). Задача об обтекании решетки также решена методом годографа скорости и выполнены все необходимые численные исследования.

В промежуточных вариантах обтекания III, VП, VIII, когда на кромке имеется местная замкнутая каверна, коэффициент полноты найден интерполяцией с помощью кубических сплайнов. Пример расчета для частного случая $\chi = \beta_1$ показан на рис. 14. При больших углах атаки граница каверны не касается верхней стороны пластины и $\chi = 0$. По мере уменьшения угла атаки вариант I сменяется вариантом V и далее IX, а коэффициент полноты увеличивается.

В случае обтекания густой решетки пластин с закругленной входной кромкой также возможны разные варианты обтекания (рис. 15).

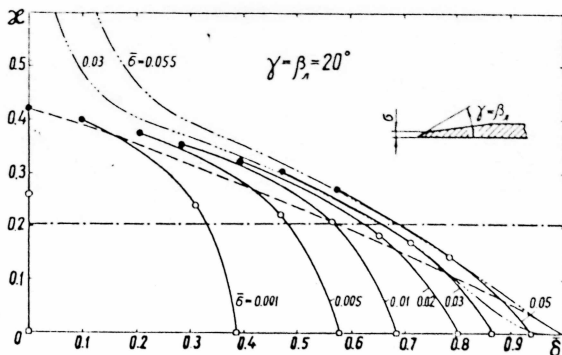


Рис. 14. Зависимость $\chi = f(\bar{b}, \beta)$ для частного случая $\gamma = \beta$, и сравнение различных способов расчета χ :

□ - вариант I; ○ - вариант V; • - вариант IX;
 — — — — — Шестаков-Дорфман; — — — — — Петров; — — — — — Шапиро

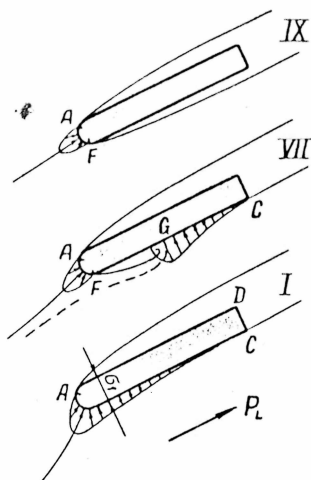


Рис. 15. Решетка пластин с закругленной входной кромкой

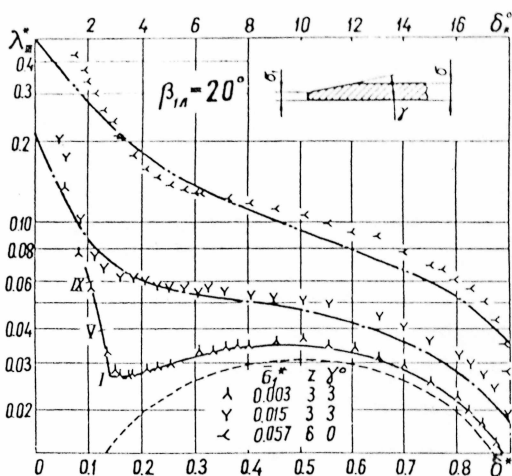


Рис. 16. Сравнение расчетных и экспериментальных $\lambda_{\text{ш}}^*$: — — — — —, — — — — —, — — — — —, — — — — — - расчет; λ, γ, β - эксперимент

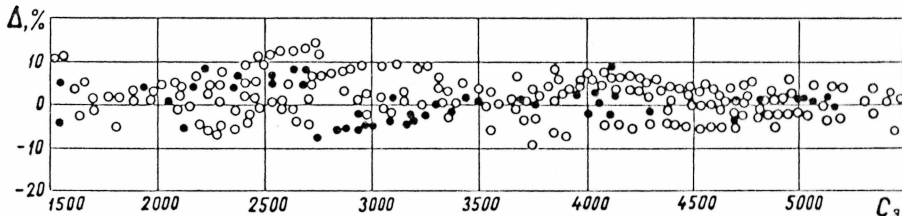


Рис. 17. Отклонения $\Delta = (C_{\text{ш}} - C_3)/C_3$, расчетных $C_{\text{ш}}$ от экспериментальных C_3 для 29 осевых рабочих колес (55 вариантов): ○ - одиночные РК; • - предвключенные РК шнекоцентробежных насосов

Проекция силы, действующей на пластину, $P_L = \mathcal{K} \bar{\sigma}_l \rho \omega_z^2 / 2$, где коэффициент силы

$$\mathcal{K} = f(\bar{\delta}, \bar{\sigma}_l, \beta_l). \quad (27)$$

Качественное рассмотрение этой зависимости позволяет предположить, что при встречающихся на практике сравнительно малых $\bar{\delta}$, $\bar{\sigma}_l$ и β_l коэффициент $\mathcal{K} \approx \text{const}$. Зависимость (27), найденная по экспериментальным данным для одиночных и предвключенных шнеков, подтверждает это предположение. Она описывается эмпирической формулой

$$\mathcal{K} = 0.2(1 - \bar{\delta})^{0.2}. \quad (28)$$

Влияние вязкости на приведенную скорость и критический кавитационный запас $\Delta h_{\text{ш}}$ учтено по теории пограничного слоя. Скорости на внешних границах пограничных слоев, образующихся на нижней и верхней сторонах пластины, приняты равными найденным выше скоростям потенциального течения. Задача решена для частного случая обтекания густой решетки по варианту I, когда ввиду малой длины пограничного слоя на участке BA возникающей здесь силой трения, а также силами трения на свободной границе AM_2'' , можно пренебречь рис. 4, а. Кроме того, исходя из рис. 7, можно не учитывать продольный градиент скорости на участке BC . Составлены уравнения расхода, энергии, количеств движения и использовано интегральное соотношение Кармана. Приведенная скорость и $\Delta h_{\text{ш}}$ оказались такими же, как для невязкой жидкости.

В четвертой главе описываются экспериментальные устройства и установки для исследования кавитационных течений в осевых и центробежных рабочих колесах. Разработана методика измерений параметров экспериментальных рабочих колес как в условиях бескавитационного течения, так и в режимах сильно развитой кавитации, включая и режимы суперкавитации.

Экспериментальная проверка зависимости (4) теоретического напора от кавитационного запаса проведена на центробежном рабочем колесе с загнутыми вперед по вращению лопастями $\beta_{2l} = 146^\circ$ и осевом рабочем колесе с $\beta_{2l} = 28,5^\circ$. Расчеты по уравнению (4) удовлетворительно согласуются с экспериментом, что подтверждает достоверность теории.

Экспериментальная проверка зависимостей для коэффициента кавитации показала следующее. В случае осевых рабочих колес, лопасти которых имеют острые кромки, расчеты $\lambda_{\text{ш}} = f(\bar{\delta}, \bar{\sigma}_l, \beta_l, \gamma)$ по уравнению (16) и рис. 14 хорошо согласуются с экспериментами при $\bar{\delta} > 0.3$

и превышают $\lambda_{ш}$ при $\bar{\delta} < 0,3$, которые применяются на практике сравнительно редко и что идет в запас. В случае осевых рабочих колес с закругленными входными кромками лопастей экспериментальные коэффициенты кавитации отличаются от рассчитанных по уравнениям (17) и (28) коэффициентов $\lambda_{ш} = f(\bar{\delta}, \bar{b}, \beta_n)$ в весьма широком диапазоне относительных углов атаки $\bar{\delta} = 0,2 \dots 0,9$ и толщин $\bar{b} = 0,03 \dots 0,06$ не более, чем на $\pm 15\%$ (рис. 16). Среднеквадратичные отклонения расчетных $C_{ш}$ от экспериментальных для 29 предвключенных и одиночных осевых рабочих колес (55 вариантов) с цилиндрическими, коническими и профилированными втулками не превосходят $\pm 4\%$, что подтверждает достоверность теории и достаточно для практических целей (рис. 17). Кроме того, этот рисунок показывает, что $\Delta h_{ш}$ одиночного шнека равен $\Delta h_{ш}$ шнекоцентробежного насоса.

В настоящее время предложены разные способы расчета срывных кавитационных запасов шнековых и шнекоцентробежных насосов. Несмотря на внешнее различие соответствующих формул, они поддаются анализу с единых позиций. Коэффициент кавитации густой решетки пластин $\lambda_{ш} = f(\bar{\delta}, \bar{b}, \bar{c}, \gamma, \beta_n)$. Для решетки тонких пластин $\lambda_{ш0} = \varphi(\bar{\delta}, \beta_n)$. Доказывается, что

$$\lambda_{ш} = f_1 \cdot \lambda_{ш0} \quad (29)$$

или

$$\lambda_{ш} = f_2 \cdot \lambda_{ш0} + f_3, \quad (30)$$

где f_1, f_2, f_3 - функции указанных выше переменных. Имеющиеся в литературе формулы для $\lambda_{кр}$ упрощаются и приводятся к виду (29) или (30). Формулы $\lambda_{ш} = \pi \sin \delta \sin \beta, \approx \pi \lambda_{ш0}$ (Думов В.И.), $\lambda_{кр} = 2 \varphi^2 / (1 - 2 \varphi^2) \approx [2(1 - \bar{\delta}) / \bar{\delta}] \lambda_{ш0}$ (Брамфилд), $\Delta h_{ш} = 3Z / (1 - 2Z)$, которая дает $\lambda_{ш} \approx [(1 + 2\bar{\delta}) / 2\bar{\delta}] \lambda_{ш0}$ (Стриплинг-Акоста), $g \Delta h_{ш} / U^2 = 0,743 \varphi^2 / q_1^{0,782}$, которой соответствует $\lambda_{ш} \approx ([1,5(1 - \bar{\delta})^{0,22} + \bar{\delta} - 1] / \bar{\delta}) \lambda_{ш0}$ (Васильев Ю.Н.), не учитывают конечную толщину лопастей и имеют ограниченную область применения. Коэффициент силы $C_x = 2 \pi \sin^2 \beta_1 / (4 + \pi \sin \beta_1)$ в формуле Шапиро А.С. связан с коэффициентом полноты: $\mathcal{X} = C_x / \sin \beta_1 = 2 \pi \sin [\beta_n (1 - \bar{\delta})] / (4 + \pi \sin [\beta_n (1 - \bar{\delta})])$. Согласно Петрову В.И. коэффициент $\mathcal{X} = 4 \beta_n / (2\pi + \beta_n) \approx (0,8 \dots 0,85) \mathcal{X}_{ш0}$, где $\mathcal{X}_{ш0}$ - коэффициент силы для редкой решетки клиньев. Рассматриваются также результаты решения задачи об обтекании решетки пластин конечной толщины с учетом локальных каверн на кромке, полученные Дорфманом Ю.М. - Шестаковым К.Н. Три последние способа расчета сравниваются на рис. 14. В интервале углов атаки $0,3 < \bar{\delta} < \bar{\delta}_{ш}$ наблюдается прак-

тически полное совпадение коэффициентов λ , рассчитанных автором диссертации и Дорфманом Ю.М.-Шестаковым К.Н. В более узком диапазоне углов атаки вблизи $\bar{\delta} = 0,5$ приемлемые результаты могут давать простые формулы Шапиро А.С. и Петрова В.И. Рассматриваются и другие аналитические и эмпирические формулы. В целом, аналитические методы расчета, основанные на теории струй идеальной жидкости, во многих случаях дают результаты, которые по точности превосходят эмпирические.

Коэффициент кавитации для срывного режима центробежных рабочих колес зависит от положения входных кромок лопастей. По этому признаку рабочие колеса можно разделить на три типа (рис. 18).

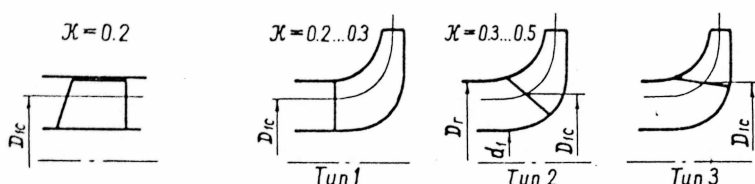


Рис. 18. Типы центробежных рабочих колес и коэффициент силы (осевое колесо приведено для сравнения)

В рабочих колесах типа 1 лопасти продлены в горловину. В колесах типа 2 входные кромки расположены в области поворота потока из осевого направления в радиальное, а в колесах типа 3 - за областью поворота, примерно на диаметре горловины. Лопасти рабочих колес типов 1 и 2 пространственные, типа 3 преимущественно цилиндрические. Согласно экспериментальным данным всасывающая способность центробежных рабочих колес низкой и средней быстроходности в значительной степени определяется геометрическими размерами их входного участка. В рабочих колесах типов 1 и 2 он имеет форму, близкую к таковой для осевых колес. Последнее указывает на возможность расчета $\lambda_{\text{ш}}$ этих рабочих колес так же, как осевых, с использованием формулы (17). Неизвестный коэффициент силы K найден из уравнений (14), (15) и $R = \sqrt{1/(1 + \lambda_{\text{ш}})}$ по экспериментальным $\lambda_{\text{ш}}$, $\mu_1 = \pi/2 - \beta_1$, и $\alpha = \pi/2 - \beta_{11}$ для решетки на средней поверхности тока равноскоростного меридианного потока. Использовались результаты кавитационных испытаний высокооборотных натуральных насосов, их моделей и промышленных питательных и конденсатных насосов. Как и для осевых рабочих колес с закругленными входными кромками

лопастей $K \approx \text{const}$, независимо от $\bar{b}$, $\bar{b}_1$, $\beta_{1,1}$. Средние арифметические коэффициенты силы $K = 0,27$ и $0,42$ для рабочих колес типов 1 и 2 соответственно. Среднеквадратичные отклонения $\Delta = (C_{\Sigma} - C_s)/C_s$, расчетных по уравнению (31) значений C_{Σ} от экспериментальных C_s для 31 центробежного насоса с рабочими колесами типов 1 и 2 не превышают $\pm 6\%$ (рис. 19).

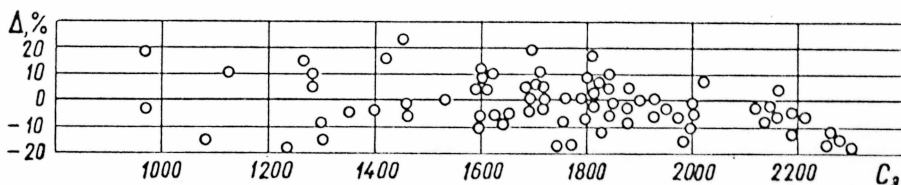


Рис. 19. Отклонения $\Delta = (C_{\Sigma} - C_s)/C_s$ расчетных C_{Σ} от экспериментальных для 31 центробежного насоса $n_s = 60 \dots 250$ с рабочими колесами типов 1 и 2 в диапазоне параметров $K_0 = 4 \dots 8,2$, $\bar{F}_1 = 1 \dots 1,36$, $\eta_0 = 0,86 \dots 0,98$, $D_{1c}/D_r = 0,77 \dots 0,97$, $\bar{d}_1 = 0,33 \dots 0,68$, $\bar{c}_{1c} = 0,007 \dots 0,066$, $\beta_{1,1} = 13^\circ \dots 41^\circ$, $\delta_c = 1,3^\circ \dots 32,8^\circ$, $\bar{b}_c = 0,1 \dots 0,84$

При последовательном переходе от осевых рабочих колес к центробежным коэффициент силы постепенно увеличивается, как показано на рис. 18. Чтобы рассчитать всасывающую способность рабочих колес типа 3, следует воспользоваться эмпирическими формулами для λ_{Π} Шемеля В.В. и Шапиро А.С.

В пятой главе вначале решаются задачи оптимизации формы осевых и центробежных рабочих колес по частным критериям. Затем, при проектировании рабочих колес, применяется многокритериальная оптимизация.

Для проектирования рабочих колес с высокой всасывающей способностью необходимы данные о работе решеток лопастных колес не только в условиях кавитации, но и бескавитационном обтекании. Приводятся опубликованные проф. Рудневым С.С. и Байбаковым О.В. данные об обтекании плоских решеток и решеток в слое переменной толщины на осесимметричных поверхностях тока, достаточные для проектирования высокоэффективных рабочих колес $n_s \leq 200$. На основании проведенной автором экспериментальной проверки предлагается приближенный способ расчета теоретического напора двухрядных круго-

вых решеток лопастей с использованием номограмм проф. Руднева С.С. для коэффициентов прозрачности, нулевого направления и активного радиуса плоских решеток с логарифмическими лопастями.

Показано, что оптимальный по минимуму потерь энергии в рабочем колесе коэффициент приведенного входного диаметра $K_0 = D_0/\sqrt{Q/n} = 3,5 \dots 3,8$ и что гидравлический КПД рабочих колес заметно уменьшается при $K_0 > 5$.

Форма входного участка осевых рабочих колес оптимизируется по максимуму частного критерия $C_{\text{ш}} = n\sqrt{Q}/(\Delta h_{\text{ш}}/10)^{3/4}$. Пространственная решетка рабочего колеса рассматривается как совокупность элементарных решёток на осесимметричных поверхностях тока равноскоростного меридианного потока. В качестве условия сопряжения потоков в элементарных решетках принимается $\Delta h_{\text{ш}} = \text{const}$ вдоль входной кромки колеса. Для потока без окружной составляющей скорости на входе в рабочее колесо критический кавитационный коэффициент быстроходности

$$C_{\text{ш}} = 36,5 (K_0 \sqrt{\bar{F}_1} \eta_0 / \sqrt[4]{\varepsilon_{\text{ш}}})^3, \quad (31)$$

где $\bar{F}_1$ - степень диффузорности потока на входе в рабочее колесо, η_0 - объемный КПД, а безразмерный критический кавитационный запас

$$\varepsilon_{\text{ш}} = 2g\Delta h_{\text{ш}}/V_1^2 = 1 + \lambda_{\text{ш}}(1 + 1/\text{tg}^2\beta_1), \quad (32)$$

где

$$1/\text{tg}\beta_1 = 0,0411\bar{F}_1\eta_0(D_{\text{к}}/D_r)K_0^3/\sqrt{1-\bar{d}_1^2}.$$

В частном случае осевого рабочего колеса

$$C_{\text{ш}} = 36,5 K_0^3 / \varepsilon_{\text{ш}}^{3/4}. \quad (33)$$

Кавитационный коэффициент быстроходности $C_{\text{ш}} = f(K_0, \bar{d}_1, \alpha^*, \delta^*)$. Так как коэффициент кавитации $\lambda_{\text{ш}}$ минимальный при оптимальном угле атаки, то максимум $C_{\text{ш}}$ зависит от трёх переменных:

$$C_{\text{ш max}} = f(K_0, \bar{d}_1, \alpha^*), \quad (34)$$

где $\bar{d}_1$ - втулочное отношение.

Зависимость (34) приведена на рис. 20. Для повышения всасывающей способности рабочего колеса необходимо увеличивать K_0 и уменьшать $\bar{d}_1$ и $\alpha^* = \alpha\sigma_1/\Gamma$, выбирая при этом оптимальный угол атаки. Показано, что углы установки лопасти по уравнению (18) одновременно обеспечивают максимальную толщину входных кромок лопастей, причем оптимальный по максимуму толщины закон изменения углов установки лопасти вдоль входной кромки $\text{tg}\beta_{1, \text{опт}} = \text{const}$. Далее по максимуму $C_{\text{ш}}$ оптимизируется форма входного участка центробежных рабочих колёс. Обратные токи при входе в рабочее колесо увеличивают pulsa-

сацией давления и расхода и ограничивают минимально допустимую подачу. Критический расход $Q_{кр}$, при котором возникают обратные токи во всасывающий патрубок, для осевых и центробежных рабочих колес предлагается находить по формуле к.т.н. Руднева А.С. и при проектировании рабочего колеса ограничивать углы атаки, выбирая $Q > Q_{кр}$. Принимая во внимание данные к.т.н. Зотова Б.Н., Анкудинова А.А., Куфтова А.Ф., Мелашенко В.И. и др., для подавления кавитационных низкочастотных пульсаций давления и расхода в осевых колесах можно рекомендовать неподвижную решетку вокруг рабочего колеса (осевихревая ступень), показанную на рис. 26. На расчетных режимах $\bar{Q} = 1$ шнек и осевихревая ступень (ОВС) генерируют кавитационные низкочастотные пульсации давления примерно одинаковой амплитуды. Однако в области подачи $\bar{Q} < 1$ ОВС работает с пульсациями, амплитуда которых значительно меньше, чем для шнека (рис. 21). Прочность входного участка лопасти осевых рабочих колес существенно увеличивается, если использовать рекомендуемые д.т.н. Шапиро А.С. клиновидные лопасти.

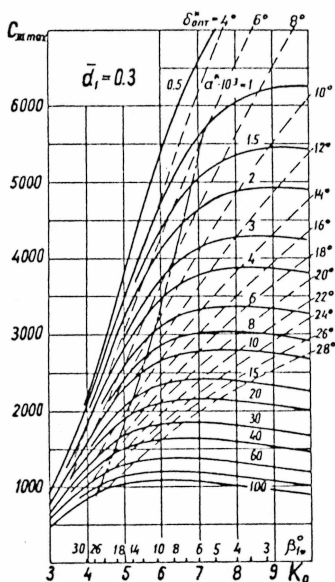


Рис. 20. Зависимость $C_m = f(K_0, \bar{d}_l, a^*)$

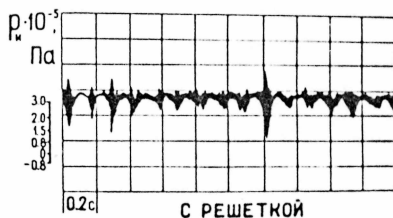
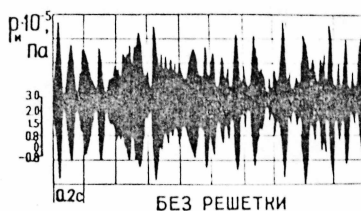


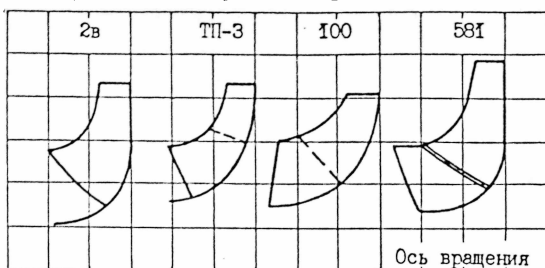
Рис. 21. Осциллограммы пульсаций давления на выходе ОВС в полосе частот 0...120 Гц при $\bar{Q} = 0,6$

Ширина и диаметр выхода рабочих колес высокой быстроходности оптимизируются по минимуму абсолютной скорости на выходе, что обеспечивает минимум потерь в отводе.

Рекомендуются типичные меридианные проекции рабочих колёс (рис. 22).

Доказывается, что для решеток на цилиндрических поверхностях тока и на произвольных поверхностях вращения можно ввести один и тот же параметр - густоту конформного отображения решетки на цилиндр. Для центробежных насосов $\Pi_3 = 80 \dots 140$ с однорядными решетками лопастей целесообразно выбирать густоту решеток $2,2 \dots 2,4$, что примерно равно верхним значениям густот для осевых предвключенных рабочих колес. Приводятся рекомендации по выбору углов β_{21} , числа и рядов лопастей центробежных рабочих колес средней и низкой быстроходности. Выполненные автором проверочные расчеты проточных полостей, анализ конформных диаграмм, формы меридианных проекций, кавитационных и энергетических характеристик нескольких десятков одноступенчатых модельных и натурных высокооборотных и промышленных насосов подтвердили обоснованность приведенной выше оптимизации параметров рабочих колёс.

При проектировании рабочих колёс применяли два метода решения задачи многокритериальной оптимизации параметров. Первый метод - в качестве одного решающего критерия выбирали C_{Σ} . Остальные критерии, такие как КПД, габаритные размеры и др., учитывались введением на них ограничений. Второй метод - это известный метод ЛП-поиска (Соболев И.М. - Статников Р.Б.). Этот метод адаптирован к оптимальному



Колесо №	2в	ТП-3	100	581	ПК-8
Параметр					
Кэф. быстрох. Π_3	115	115	110	90	200
Кэф. напора H	0,46	0,46	0,61	0,49	0,5
Угол β_{21}	25°	25°	45°	28°	47°
Относит. диам. $\bar{D}_2$	1,02	1,01	0,89	1,02	-
Относит. ширина $\bar{b}_2$	0,94	0,82	0,93	0,88	-
Число лопастей Z	7	6+6	6+6	6	2+2+4
Кэф. прив. диам. K_0	5,3	5,0	5,1	5,0	5,8
Втулоч. отн. $\bar{d}_1$	0,38	0,54	0,48	0,5	0,2
Относит. толщ. $\bar{b}_{1c}$	0,06	0,02	0,03	0,03	0,004
Кэф. силы χ	0,4	0,4	0,3	0,3	0,2
Кав. кэф. быстр. C_{Σ}	1600	1800	1700	2300	4700
КПД η	0,82	0,72	0,78*	0,80	0,78

* Объемный КПД равен 0,91

Рис. 22. Типичные меридианные проекции рабочих колес и параметры ступеней на оптимальном режиме

проектированию рабочих колёс, а приобретенный при этом опыт позволяет предложить его и для автоматизированного проектирования всей проточной полости лопастного насоса с высокими параметрами. В заключение главы приводятся примеры применения предложенных в диссертации методов расчета и проектирования лопастных насосов.

Полный КПД высокооборотных шнекоцентробежных насосов $\eta_s \ll 110$ средних размеров с традиционными проточными полостями по данным Исследовательского центра им. М.В.Келдыша не превышает 72% (рис.23). Заметное увеличение полного КПД было достигнуто посредством применения осецентробежных рабочих колёс типа ТП-3 и 100 с двухрядными решетками лопастей.

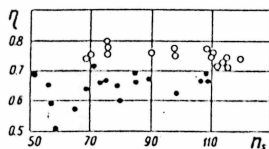


Рис.23. Полный КПД одноступенчатых насосов: • — высокооборотные ШЦН с традиционной проточной полостью; ° — насосы с осецентробежными РК



Рис. 24. Предвключенная лопастная система магистрального нефтяного насоса НМ-2500-230

Для нефтяных, конденсатных насосов ТЭС и судовых энергетических установок, для вакуумных установок химической промышленности перспективные рабочие колёса типа 581 с предвключенной лопастной системой, которая профилируется заодно с центробежной частью (рис. 22 и 24). Параметры K_0 , d_1 , δ , z_1 , z_2 и др. рабочих колёс выбраны на основании представленных в диссертации расчётов.

Разработан и испытан модельный высоконапорный насос с осевым конфузорным подводом, диагональным рабочим колесом с трехрядной решеткой лопастей и спиральным отводом. При $n_s = 195$ он обладает полным $\eta = 0,78...0,79$, высокой всасывающей способностью $S_d = S_{4\%} = 4200$ и коэффициентом напора $\bar{H} = 0,5$. Одно диагональное рабочее колесо выполняет функции шнека и центробежного колеса. Данный насос — конкурент шнекоцентробежного. Параметры насоса оптимизировались по частному критерию S_d с использованием рис. 20. Остальные критерии качества учитывались введением ограничений на минимальный КПД, максимально допустимые наружный диаметр и осевую длину рабочего колеса. Этот исходный вариант представлен на рис. 25. Многокритериальная оптимизация параметров с применением ЛП-поиска, позволила найти лучший вариант. Число лопастей, число рядов лопас-

тей и др. постоянные выбраны, как рекомендуется выше.

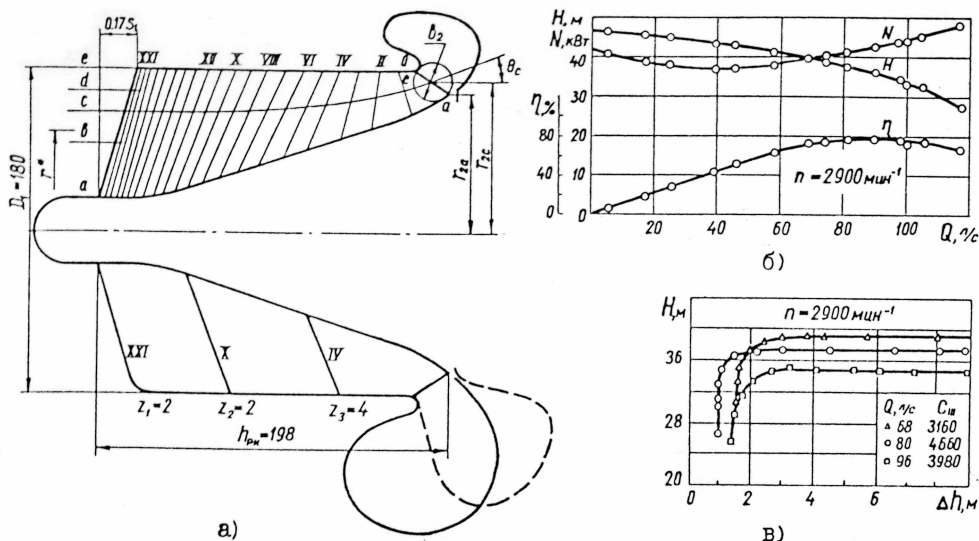


Рис. 25. Проточная полость, энергетическая и кавитационная характеристики высоконапорного диагонального насоса ПК-8

Параметрические ограничения выбраны с использованием рис.20. Функциональные ограничения назначены по прочностным, технологическим и гидродинамическим соображениям. Выбраны четыре критерия качества: $C_{ш}$, η , наружный диаметр колеса (коэффициент напора $\bar{H} = gH/U^2$ и его приведенная осевая длина $\bar{h}_{PK} = (\omega h_{PK})^2 / gH$. Математическая модель позволяет рассчитать предложенными в диссертации методами геометрические размеры рабочего колеса. Получены следующие оптимальные параметры и критерии качества диагональных рабочих колёс при $\bar{H} = 0,5$, $C_{ш} \rightarrow \max$, $h_{PK} \rightarrow \min$.

№ варианта	$Z_1 + Z_2 + Z_3$	Координаты оптимальной точки				Критерии		
		K_0	$\bar{d}_1$	$\bar{b}_1^*$	$\bar{b}^*$	$C_{ш}$	$\bar{H}$	$\bar{h}_{PK}$
1	2+2+4	5,76	0,245	0,007	0,303	4350	0,5	2,10
2	3+3+6	5,77	0,218	0,011	0,305	4050	0,5	1,16
3	4+4+8	5,72	0,263	0,013	0,312	3740	0,5	0,81

Параметры и критерии качества варианта №1 близки к исходному на рис. 25. Однако предпочтителен вариант № 2: при переходе от первого варианта ко второму $C_{ш}$ уменьшается всего на 7%, а осевая

длина - на 35%.

Модернизирован двухступенчатый герметичный насос для сжиженного природного газа. Первоначальный вариант с предвключенным двухрядным шнеком (рис. 26) обладал неудовлетворительной всасывающей способностью: на II критическом режиме падение напора составляло 15%. Кроме того, вследствие сильных кавитационных низкочастотных пульсаций давления и расхода его минимальная относительная подача $\bar{Q} = Q/Q_p = 0,9$. Предвключенная осевихревая ступень (ОВС) обеспечила $C_{II} = C_{3\%} = 6000 \dots 7500$ в диапазоне $\bar{Q} = 1 \dots 0,3$ и позволила уменьшить минимальную подачу до $\bar{Q} = 0,3$. Описан принцип работы ОВС и способ оценки её всасывающей способности.

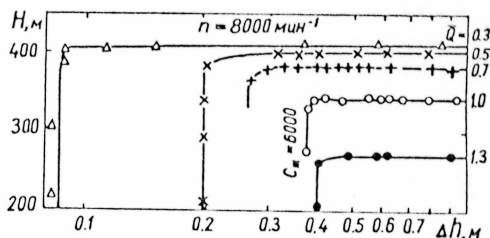
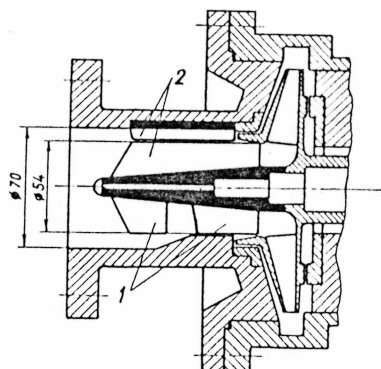


Рис. 26. Насос для СПГ и кавитационные характеристики с ОВС:
1 - двухрядный шнек; 2 - ОВС

Приводятся сведения о двухрядных предвключенных лопастных системах, обеспечивающих сверхвысокую всасывающую способность, и СК-колесах с малой интенсивностью кавитационной эрозии.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. На основании наблюдений за развитием кавитации в осевых и центробежных рабочих колесах предложены расчетные схемы суперкавитационного течения в плоских круговой и прямой решетках. Найдены общие соотношения, характеризующие работу решеток в условиях суперкавитации.

2. Методом годографа скорости получено новое решение задачи о суперкавитационном обтекании решетки тонких пластин и выполнены систематические числовые расчеты. Исследована работа подвижной густой решетки тонких пластин в режиме суперкавитации. Рассчитаны возможные варианты обтекания без локальных каверн решетки

пластин конечной толщины с клинообразной входной кромкой. Используя методы подобия и размерностей и экспериментальные данные, рассмотрена задача о суперкавитационном обтекании решетки пластин с закругленной входной кромкой. Решение вышеупомянутых задач позволило получить все гидродинамические характеристики решетки в условиях суперкавитации и, в частности, коэффициент кавитации. Проведен сравнительный анализ существующих способов расчета срывного кавитационного запаса осевых рабочих колес, указаны их недостатки и область применения. Формула для коэффициента кавитации прямой решетки вместе с найденным эмпирическим коэффициентом силы применена для расчета срывного кавитационного запаса центробежных рабочих колес.

3. Разработаны экспериментальные устройства, установки и методика измерений для опытной проверки полученных теоретических соотношений. Расчетные зависимости согласуются с экспериментальными с точностью, достаточной для практики.

4. Полученные в диссертации новые данные о суперкавитационных течениях в решетках и обобщение известных сведений о бескавитационных течениях в осевых и центробежных рабочих колесах положены в основу проектирования лопастных насосов с высокой всасывающей способностью, учитывая ограничения на минимальный КПД, интенсивность кавитационных низкочастотных пульсаций давления и расхода, габариты и другие критерии. Найден оптимальные по этим частным критериям параметры осевых и центробежных рабочих колес. Метод многокритериальной оптимизации с применением ЛП-поиска адаптирован к оптимальному проектированию рабочих колёс с высокими параметрами и рекомендован для проектирования всей проточной полости лопастного насоса.

5. Результаты работы доведены до практического применения при проектировании лопастных насосов с высокими параметрами и внедрены в учебный процесс.

В целом, в диссертационной работе решена важная для отрасли гидромашиностроения научно-техническая проблема расчета и проектирования лопастных насосов с высокой всасывающей способностью, учитывая ограничения на минимальный КПД, интенсивность низкочастотных пульсаций давления и расхода, габариты и др. требования.

По теме диссертации имеются следующие работы:

1. Панаиотти С.С. Кавитационные течения в рабочем колесе // Лопастные насосы.- Л.: Машиностроение, 1975.- С. 147-154.

2. Панаиотти С.С. Расчет всасывающей способности осевого предвключенного колеса // Пятая Всесоюзная научно-техническая конференция.- Калуга, 1977.- С. 44.

3. Руднев С.С., Панаиотти С.С., Наймушин А.Л. Расчет всасывающей способности осевого колеса лопастного насоса // Исследование и конструирование гидромашин.- М.: Энергия, 1980.- С. 3-20.

4. Руднев С.С., Панаиотти С.С. Работа центробежного насоса при отрывном обтекании лопастей рабочего колеса // Повышение технического уровня центробежных насосов.- М.: ВНИИГидромаш, 1980.- С. 36-47.

5. Панаиотти С.С., Савельев А.И., Чуmachenко Б.Н. Отрывное обтекание решеток пластин конечной толщины // Седьмая Всесоюзная научно-техническая конференция.- Калуга, 1982.- С. 119.

6. Панаиотти С.С., Савельев А.И. Об измерении параметров потока за кавитирующим рабочим колесом // Седьмая Всесоюзная научно-техническая конференция.- Калуга, 1982.- С. 120.

7. Панаиотти С.С., Родионов В.А., Савельев А.И. Исследование предвключенных суперкавитирующих рабочих колёс // Восьмая Всесоюзная научно-техническая конференция.- Калуга, 1984.- С. 65.

8. Панаиотти С.С., Савельев А.И., Чуmachenко Б.Н. Расчет оптимальных по всасывающей способности предвключенных колёс // Прогрессивные технологии и конструирование: Межвузовская научно-техническая конференция.- Калуга, 1987.- С. 124.

9. Панаиотти С.С., Савельев А.И. Модель развитой кавитации в осецентрированном рабочем колесе насоса // Автоматизация исследований, проектирования и испытаний сложных технических систем: Всесоюзная научно-техническая конференция.- Калуга, 1989.- С. 295.

10. Панаиотти С.С., Савельев А.И. Расчет всасывающей способности осевых предвключенных колёс.- М.: МВТУ, 1989.- 22 с.

11. Панаиотти С.С., Савельев А.И. Оптимизация всасывающей способности осевых предвключенных и осецентрированных рабочих колёс // Моделирование и автоматизация проектирования сложных технических систем: Региональная научно-техническая конференция.- Калуга, 1990.- С. 122.

12. Панаиотти С.С., Савельев А.И. Приближенная формула для срывного кавитационного запаса шнекоцентрированного насоса // Автоматизация исследований, проектирования и испытаний сложных техни-

ческих систем: Российская научно-техническая конференция.- Калуга, 1993.- С. 98.

13. Панаиотти С.С. Расчет всасывающей способности предвключенного рабочего колеса // Гидромеханика, гидромашины, гидропривод и гидропневмоавтоматика: Международная научно-техническая конференция.- М., 1994.- С. 36.

14. Анкудинов А.А., Зуев А.В., Панаиотти С.С. Центробежный насос с предвключенной осевыхревой ступенью // Социально-экономические проблемы управления производством: Российская научно-техническая конференция.- Калуга, 1995.- С. 191.

15. Анкудинов А.А., Панаиотти С.С. Улучшение кавитационных качеств насосов с помощью ОВС // Гидромеханика, гидромашины, гидропривод и гидропневмоавтоматика: Международная научно-техническая конференция.- М., 1996.- С. 39.

16. Панаиотти С.С. Отрывное обтекание решетки пластин // Техническая гидромеханика: Вузовская научно-техническая конференция.- М., МГТУ, 1997.- С. 14.

17. Панаиотти С.С., Савельев А.И. Многокритериальная оптимизация параметров осевых рабочих колес с применением ЛП-поиска // Социально-экономические проблемы управления производством, создание прогрессивных технологий, конструкций и систем в условиях рынка: Российская научно-техническая конференция.- Калуга, 1997.- С. 152.

Подписано к печати 9.10.97. Объем 2,0 п.л. Тираж 100 экз. Зак. 128.
Отпечатано с оригинал-макета в КФ МГТУ им. Н.Э.Баумана,
248600, г.Калуга, ул.Баженова, д.4.