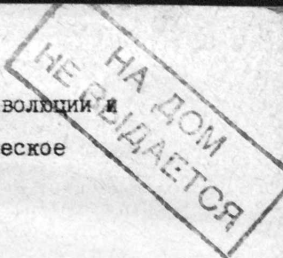


М 410592
Московское ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и
ордена Трудового Красного Знамени высшее техническое
училище имени Н.Э. Баумана



На правах рукописи

Якин Евгений Иванович

ИССЛЕДОВАНИЕ И РАСЧЕТ РАДИАЛЬНЫХ СИЛ В
ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСАХ С КОЛЬЦЕВЫМИ
И КОМБИНИРОВАННЫМИ ОТВОДАМИ

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 - доктор технических наук, профессор
Байбаков О.В.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Марцинковский В.А.
кандидат технических наук,
и.о. профессора Яловой Н.С.

Ведущее предприятие - Ленинградское научно-производственное
объединение "Пролетарский завод".

Защита диссертации состоится 28 ноября 1983г. в 14 ч 30 мин.
на заседании специализированного Совета К053.15.07 в Московском
высшем техническом училище им. Н.Э. Баумана по адресу:
107005, г. Москва, 2 Бауманская ул., д. 5.

комиться в библиотеке

в двух экземплярах, заверенные
вышеуказанному адресу.

"октябрь" 1983г.

В.Н.Козлов

М 410592

ИССЛЕДОВАНИЕ И РАСЧЕТ РАДИАЛЬНЫХ СИЛ В ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСАХ С КОЛЬЦЕВЫМИ И КОМБИНИРОВАННЫМИ ОТВОДАМИ

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Планами развития энергетики нашей страны предусматривается дальнейшее повышение единичной мощности, надежности и долговечности энергетического оборудования. Возросшие требования к надежности и качеству насосов, особенно для АЭС, высокое давление, обусловили применение корпусов насосов в кованом или сварнокованом исполнении цилиндрической или сферической формы. В таких конструкциях приходится применять комбинированные отводы, состоящие из направляющего аппарата и кольцевой камеры с цилиндрической или сферической формой наружной поверхности и радиальным выходным патрубком. Такие отводы не обеспечивают осесимметричного течения за рабочим колесом на оптимальном режиме, в результате чего возникает радиальная сила, имеющая максимальное значение в расчетной зоне подач.

Комбинированные отводы применяются в конструкциях главных циркуляционных насосов, мощных высокооборотных одноступенчатых питательных электро- и турбонасосов. Аналогичную схему отводов имеют большинство концевых ступеней многоступенчатых насосов. Определение достоверной величины радиальной силы, действующей на рабочее колесо, необходимо, так как с ней связаны расчет прогиба вала и выбор зазоров в щелевых уплотнениях, нагрузки на подшипниках. Особенно точно надо определить радиальную силу при применении гидростатических подшипников, работающих на перекачиваемой жидкости и имеющих малые запасы по несущей способности.

Большинство работ по исследованию радиальных сил рассматривают проблему применительно к насосам со спиральными отводами. Лишь в нескольких работах приводятся результаты измерения радиальных сил в насосах с кольцевыми отводами и эмпирические формулы для их расчета, которые можно применять для геометрически подобных насосов.

Для расчета радиальных сил в насосах с комбинированными отводами практически данных нет.

Цель работы состоит в проведении теоретических и эксперимен-

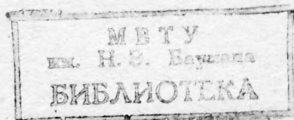
I

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1410592

якин Е.И. Исследование и



тальных исследований радиальных сил в насосах с комбинированными и кольцевыми отводами и разработке метода их расчета.

Основные задачи исследования:

- разработка расчетных схем отводов и методов приведения к ним действительных отводящих устройств;
- разработка методики расчета параметров потока в кольцевой камере;
- установление зависимости между параметрами потока в кольцевой камере и на выходе из рабочего колеса в насосах с кольцевыми и комбинированными отводами;
- экспериментальная проверка метода расчета радиальных сил и выбор оптимальной расчетной схемы.

Научная новизна:

- разработана методика определения параметров потока в кольцевой камере, основанная на расчете плоского потенциального течения в круге от вихреисточника, расположенного в центре (имитирующего рабочее колесо или рабочее колесо с направляющим аппаратом, в случае комбинированного отвода) с выходом потока через щель на границе;
- получены зависимости, позволяющие определять для кольцевых и комбинированных отводов параметры потока на выходе из рабочего колеса по известным параметрам потока в кольцевой камере;
- предложен метод расчета радиальной силы, действующей на рабочее колесо насоса при его работе в кольцевой камере с радиальным патрубком и направляющим аппаратом или без него, в зависимости от режима работы и конструктивных параметров колеса и элементов отвода.

Практическая ценность работы заключается в разработке конкретных методических рекомендаций для расчета стационарных радиальных сил, действующих на рабочие колеса в насосах с кольцевыми и комбинированными отводами.

Внедрение результатов работы. Результаты работы использованы во ВНИИАЭН при проектировании главного циркуляционного насоса ГЦН 20000-100, питательного турбонасоса ПТ 3600-90, конденсатных насосов КсВ 1500-140, КсВА 1000-190, КсВ 700-180 и др.

На основе разработанного метода расчета радиальных сил составлен раздел РТМ 0610-29-80 "Проточная часть главных циркуляционных насосов с уплотнением вала для АЭС (ВНИИАЭН, г.Сумы, 1980).

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

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

- на УІ-й научно-технической конференции Калужского филиала МВТУ им. Н.Э.Баумана, посвященной ІІО-и годовщине со дня рождения В.И.Ленина (г.Калуга, 1980 г.).

Публикации. По теме диссертации опубликованы две статьи, тезисы доклада и выпущено два научно-технических отчета, зарегистрированных во ВНИИЦентре.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения, списка использованной литературы из 70 наименований и приложения. Работа изложена на 106 страницах машинописного текста, иллюстрируется 76 рисунками и 12 таблицами. Общий объем работы составляет 212 страниц.

КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ.

Во введении обосновывается актуальность темы и формулируется цель диссертационной работы.

В первой главе приводится анализ литературных данных по методам расчета и результатам экспериментальных исследований радиальных сил в насосах с кольцевыми и комбинированными отводами. Установлено, что данные по расчету радиальных сил в насосах с комбинированными отводами (лопаточный аппарат в кольцевой камере с радиальным патрубком) практически отсутствуют. Методы расчета радиальных сил в насосах с кольцевыми отводами носят частный характер, так как не учитывают влияние основных геометрических параметров отвода на величину радиальной силы.

Определяются основные задачи исследования.

Во второй главе показана принципиальная возможность применения решения двумерной задачи потенциального течения жидкости в кольцевой камере при заданных граничных условиях в общих уравнениях для расчета радиальных сил, полученных на основании теоремы об изменении количества движения. Разработана математическая мо-

дель и получены выражения для определения параметров двумерного потенциального течения в кольцевой камере при заданных граничных условиях. Определены расчетные схемы отводов, в которых правомочна схема двумерного течения жидкости. Предложены методы приведения действительных кольцевых камер к вариантам расчетных схем. Рассмотрены два возможных способа, которые позволяют определять параметры потока на выходе из рабочего колеса (или лопаточного отвода для комбинированных отводов) по известным параметрам потока в кольцевом отводе. Проведен анализ расчетных и экспериментальных данных, который показал их качественное соответствие. Получены уравнения для расчета радиальных сил в насосах с кольцевыми отводами.

Общие уравнения для расчета радиальных сил имеют вид:

$$\begin{aligned}
 R_x = & -\delta_2 z_2 \int_0^{2\pi} P_{cm} \cos \varphi d\varphi - \int_0^{\ell} \int_0^{2\pi} z \cos \gamma d\ell P_{cm} \cos \varphi d\varphi - \\
 & - \rho \delta_2 z_2 \left(\int_0^{2\pi} c_p^2 \cos \varphi d\varphi - \int_0^{2\pi} c_p c_\varphi \sin \varphi d\varphi \right); \\
 R_y = & -\delta_2 z_2 \int_0^{2\pi} P_{cm} \sin \varphi d\varphi - \int_0^{\ell} \int_0^{2\pi} z \cos \gamma d\ell P_{cm} \sin \varphi d\varphi - \\
 & - \rho \delta_2 z_2 \left(\int_0^{2\pi} c_p^2 \sin \varphi d\varphi + \int_0^{2\pi} c_p c_\varphi \cos \varphi d\varphi \right),
 \end{aligned} \quad (1)$$

где P_{cm} — статическое давление;

δ_2 — ширина колеса на выходе;

δ_2' — ширина колеса на выходе с учетом толщины дисков;

c_p — радиальная составляющая скорости;

c_φ — тангенциальная составляющая скорости;

$d\ell$ — элемент боковой поверхности диска;

γ — угол между нормалью к боковой поверхности диска и плоскостью нормальной к оси вала.

Так как диски рабочих колес с коэффициентом быстроходности $n_s < 250$ практически перпендикулярны оси вала, то $\gamma \approx 90^\circ$, а следовательно, члены с двойными интегралами в уравнениях (1) будут равны нулю. В диагональных колесах поверхность покрывающего диска рабочего колеса близка к поверхности наружного радиуса, поэтому сделано допущение, что давление, действующее на эту поверхность, будет таким же, как на выходе из рабочего колеса. Следовательно, ее можно учесть соответствующей величиной δ_2' .

При таких допущениях для расчета радиальных сил по уравнениям

(I) необходимо и достаточно определить осредненные по ширине δ параметры потока только на выходе из рабочего колеса, которые можно получить в результате решения плоской задачи, для решения которой была принята следующая расчетная схема:

- 1) трехмерный радиальный поток в кольцевом отводе заменен плоским потенциальным;
- 2) рабочее колесо заменено вихреисточником, расположенным в центре круга. Мощности вихреисточника Q , Γ соответствуют подаче и циркуляции рабочего колеса на выходе.

Рассмотрена задача о потенциальном течении жидкости в круге от вихреисточника, помещенного в центре, с выходом жидкости через щель, расположенную на границе круга (рис. I). Задача решена в предположении произвольного распределения радиальной составляющей скорости на границе круга C_R , а осредненное значение тангенциальной скорости являлось параметром.

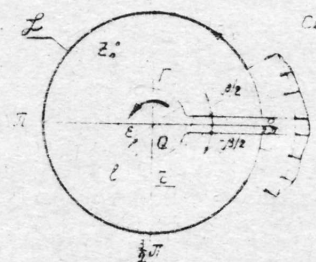


Рис. I.

Выражение для комплексного потенциала течения определялось из интеграла Коши, записанного для комплексно-сопряженной скорости.

Выделив в комплексном потенциале действительную и мнимую части, были получены выражения для потенциала скорости $\Phi(z)$ и функции тока $\Psi(z)$, из которых следует, что течение в кольцевой камере можно получить

в результате сложения потоков от вихреисточника, расположенного в центре круга, и потока от вихрей, источников и стоков, распределенных по контуру камеры, с плотностью $\gamma(s)$ и $q(s)$, которые неизвестны и определяются граничными условиями.

Для определения параметров течения жидкости в принятой расчетной схеме было использовано решение первой внутренней краевой задачи для круга (задача Дирихле), которая определяет функцию $\Phi(\rho, \varphi)$ внутри круга, удовлетворяющую уравнению Лапласа $\Delta\Phi = 0$ и граничному условию $\Phi(R, \theta) = f$, где f - заданная функция на границе круга. Задача решается методом разделения переменных. В результате получены уравнения в полярных координатах для потенциальной функции $\Phi(\rho, \varphi)$ и составляющих скоростей $C_\rho(\rho, \varphi)$ и $C_\varphi(\rho, \varphi)$.

Для определения постоянных интегрирования, которые входят в полученные уравнения, использовались граничные значения радиальной составляющей скорости $C_R(\theta)$, которая в общем случае задавалась рядом Фурье.

Для случая течения в кольцевой камере с радиальным патрубком были приняты следующие граничные условия при $\rho = R$:

$$C_R(\theta) \begin{cases} C_R = \text{const} & \text{в интервале } -\beta/2 \leq \theta \leq \beta/2, \\ C_R = 0 & \text{в интервале } \beta/2 < \theta \leq (2\pi - \beta/2), \end{cases}$$

β - угол дуги, в пределах которой жидкость выходит из камеры (см. рис. 1).

Окончательно уравнения для определения составляющих скоростей в кольцевой камере были получены в таком виде:

$$C_\rho = C_R \left[\sum_{n=1}^{\infty} \left(\frac{2\rho^{*(n-1)}}{n\pi} \sin \frac{n\beta}{2} \cos(n\varphi) + \frac{\beta}{2\pi\rho^*} \right) \right],$$

$$C_\varphi = -C_R \left[\sum_{n=1}^{\infty} \left(\frac{2\rho^{*(n-1)}}{n\pi} \sin \frac{n\beta}{2} \sin(n\varphi) + \frac{C_u^*}{\rho^*} \right) \right], \quad (2)$$

где $\rho^* = \frac{\rho}{R}$; $C_u = \frac{\Gamma}{2\pi R_\kappa}$; $C_u^* = \frac{C_u}{R}$;
 Γ - циркуляция скорости.

Были получены уравнения для функции тока $\psi = \psi(\rho, \varphi)$, а также для случая линейного изменения радиальной составляющей скорости $C_\rho = C_R(\theta)$ на границе в интервале $-\beta/2 \div \beta/2$.

Полученное решение дало возможность определить по уравнениям (1), с учетом сделанных выше допущений, радиальную силу в насосах с кольцевыми отводами при условии, что ширина кольцевого отвода равна δ_2 , а выходное отверстие имеет форму изогнутого прямоугольника с осевым размером, равным также δ_2 . Такая схема далека от реальных кольцевых камер (рис. 2 а). Поэтому была рассмотрена вторая расчетная схема (рис. 2 б), в которой ширина камеры B_κ больше δ_2 , а выходное отверстие представляет изогнутый прямоугольник со сторонами $B_\kappa \times L$, где L длина дуги. Такие камеры более близкие к действительным.

В такой схеме на границе выход из рабочего колеса - вход в кольцевую камеру происходит внезапное расширение.

Поэтому необходимо было решить еще две задачи - а) определить зависимость между параметрами потока в кольцевой камере, которые рассчитываются по (2), и на выходе из рабочего колеса;

б) разработать метод приведения действительных кольцевых камер к эквивалентным расчетным.

Первый вариант приведения действительных кольцевых камер к эк-

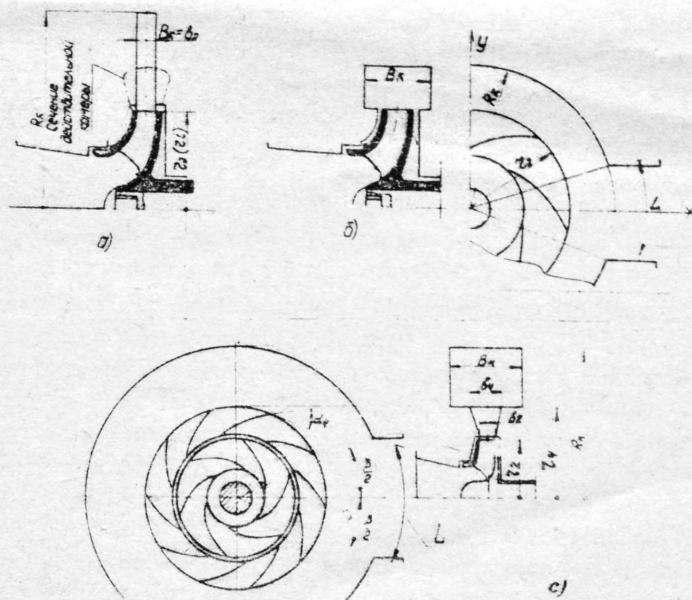


Рис. 2. Расчетные схемы насосов
а, б - кольцевой отвод; с - комбинированный отвод.

вивалентным расчетным базировался на равенстве значений их пропускных способностей

$$A_p = A_d, \quad \text{где } A_p = B_k l n \frac{R_k}{z_2}; \quad A_d = \int \frac{\delta \alpha dz}{z}$$

Круглое с диаметром D_n выходное отверстие действительной камеры заменяется равнобедренным изогнутым квадратом со сторонами

$$B_k = L = \frac{\sqrt{\pi} D_n}{2}. \quad \text{Тогда } R_k = z_2 e^{\frac{A_d}{B_k}}.$$

Второй вариант отличается от первого тем, что наружный радиус расчетной камеры определялся из условия равенства площадей радиальных сечений действительной и расчетной камер

$$R_k = z_2 + \frac{F}{B_k}.$$

В третьем варианте было принято, что наружные радиусы действительной и расчетной камер одинаковы, то есть $R_k = R_{kд}$.

Ширина камер определялась из условия равенства пропускных способностей действительной и расчетной камер

$$B_k = \frac{A_0}{6n R_k / z^2} \quad \text{Тогда} \quad L = \frac{\pi D_n^2}{4 B_k}$$

Четвертый вариант отличается от третьего тем, что ширина камеры определялась из условия равенства площадей радиальных сечений действительной и расчетной камер

$$B_k = \frac{F}{R_k - z_2}, \quad L = \frac{\pi D_n^2}{4 B_k}$$

В пятом варианте расчетной схемы принималось $B_k = \zeta_2$, $R_k = \zeta_2 e^{A_0 / 6\zeta_2}$.

В шестом варианте расчетная кольцевая камера имела следующие размеры: $R_k = R_{k,0}$, $B_k = L = \frac{\sqrt{\pi}}{2} D_n$. В этом варианте радиальные сечения расчетной и действительной камер не имеют соответствия. Поэтому в расчетную формулу необходимо ввести коэффициент $F_R = f\left(\frac{A_0}{A_{p0}}\right)$, зависимость которого от отношения A_0/A_{p0} определяется экспериментально.

Для всех вариантов расчетных камер угол β - охвата выходного отверстия определяется по формуле $\beta = \frac{360^\circ L}{2\pi R_k}$.

Чтобы более обоснованно определить зависимости между скоростями и давлениями в кольцевой камере и на выходе из рабочего колеса для расчетной схемы "б" (рис. 2), был проведен сравнительный анализ этих параметров, полученных расчетным путем и экспериментально. Анализ показал, что изменение неравномерностей указанных параметров от угла φ качественно хорошо согласуется, даже в случае, когда между рабочим колесом и кольцевой камерой установлен направляющий аппарат (в насосах с комбинированными отводами). Поэтому при определении зависимостей учитывалось наряду с выполнением основных закономерностей гидродинамики (уравнение неразрывности, сохранение момента количества движения и циркуляции скорости на контрольных поверхностях), также и сохранение характера изменения неравномерностей указанных параметров.

Рассмотрены два возможных способа перехода.

Первый способ характеризуется тем, что значения составляющих скоростей при каждой фиксированной угловой координате изменяются в одинаковое число раз, независимо от φ . Тогда

$$C_{\rho 2}(\varphi) = K_\rho C_{\rho 2}(\varphi); \quad C'_{\varphi 2} = K_\varphi C_{\varphi 2}(\varphi), \quad (3)$$

где $C_{\rho 2}$ и $C_{\varphi 2}$ - радиальная и тангенциальная составляющие скорости в кольцевой камере на поверхности с радиусом ζ_2 ;

$C'_{\rho 2}$ и $C'_{\varphi 2}$ - то же на выходе из рабочего колеса;

K_ρ и K_φ - постоянные коэффициенты.

Второй способ предусматривал, что изменение составляющих ско-

ростей происходит на некоторую постоянную величину для всех ψ то есть

$$C'_{p2}(\psi) = C_{p2}(\psi) + \Delta C_{p2}; \quad C'_{\psi 2}(\psi) = C_{\psi 2}(\psi) + \Delta C_{\psi} \quad (4)$$

Было принято, что $C'_{\psi 2} = C_{\psi 2}$. Это является следствием уравнения моментов количества движения для случая отсутствия на частице жидкости момента внешних сил. Это положение можно обосновать тем, что при внезапном увеличении ширины канала ($B_k > b_2$) происходит растекание жидкости, которое сопровождается уменьшением радиальной составляющей скорости C_p , тогда как абсолютная скорость C_2 в силу инерции жидкости практически не изменяется, а только поворачивается в соответствии с изменением C_p . Так как угол $\alpha_2 = \arctg \frac{C'_{p2}}{C'_{\psi 2}}$ мал, то такой поворот практически не изменяет величину $C_{\psi 2}$.

Поэтому в зависимостях (3) и (4) были приняты

$\kappa_p = 1$ - для первого способа, $\Delta C_p = 0$ - для второго способа.

Из уравнения неразрывности

$$c_2 B_k \int_0^{2\pi} C_{p2} d\psi = c_2 b_2 \psi_2 \int_0^{2\pi} C'_{p2} d\psi = Q$$

получены зависимости

$$C'_{p2}(\psi) = \frac{B_k}{b_2 \psi_2} C_{p2}(\psi) \quad - \text{ для первого способа, (5)}$$

$$C'_{p2}(\psi) = C_{p2}(\psi) + \frac{(1 - \frac{b_2 \psi_2}{B_k}) \cdot Q}{2\pi c_2 b_2 \psi_2} \quad - \text{ для второго способа, (6)}$$

где ψ_2 - коэффициент стеснения.

Тогда $\kappa_p = \frac{B_k}{b_2 \psi_2}$, а $\Delta C_{p2} = \frac{(1 - \frac{b_2 \psi_2}{B_k}) Q}{2\pi c_2 b_2 \psi_2}$.
Так как $\frac{B_k}{b_2 \psi_2} > 1$, то абсолютная неравномерность скорости C'_{p2} на выходе из рабочего колеса при первом способе перехода будет больше, чем скорости C_{p2} в кольцевой камере. При втором способе перехода абсолютная неравномерность этих скоростей будет одинаковой.

Сделан вывод, что из двух рассмотренных способов перехода от параметров потока в кольцевой камере к параметрам потока на выходе из рабочего колеса вероятно более физически обоснованным является второй способ. Это объясняется тем, что неосесимметричная неравномерность параметров потока в кольцевой камере на границе с колесом или лопаточным отводом, обусловленная неосесимметричным отводом не может, по-видимому, передаваться потоку, выходящему из колеса или лопаточного аппарата, в большей мере, чем есть сама. Абсолютная неравномерность может, по-видимому, только уменьшаться при передаче. Коэффициент уменьшения $\kappa_k \leq 1$ неизвестен, поэтому в первом приближении он может быть принят равным $\kappa_k = 1$. Во втором

способе определения зависимости выполняется именно это условие. В первом способе показано, что $K_R > 1$.

С учетом (4) выражения для расчета радиальных сил представлены в виде

$$R_x = \rho z_2 b_2 \left[\left(\frac{S}{2b_2} - \frac{1}{2} \right) \int_0^{2\pi} c_{p2}^2 \cos \varphi d\varphi + \left(\frac{S}{2b_2} + \frac{1}{2} \right) \int_0^{2\pi} c_{p2}^2 \cos \varphi d\varphi + \right. \\ \left. + \left(\frac{S}{b_2} - 1 \right) \Delta c_{p2} \int_0^{2\pi} c_{p2} \cos \varphi d\varphi + \int_0^{2\pi} c_{p2} c_{p2} \sin \varphi d\varphi + \Delta c_{p2} \int_0^{2\pi} c_{p2} \sin \varphi d\varphi \right] \quad (7)$$

$$R_y = \rho z_2 b_2 \left[\left(\frac{S}{2b_2} - \frac{1}{2} \right) \int_0^{2\pi} c_{p2}^2 \sin \varphi d\varphi + \left(\frac{S}{2b_2} + \frac{1}{2} \right) \int_0^{2\pi} c_{p2}^2 \sin \varphi d\varphi + \right. \\ \left. + \left(\frac{S}{b_2} - 1 \right) \Delta c_{p2} \int_0^{2\pi} c_{p2} \sin \varphi d\varphi - \int_0^{2\pi} c_{p2} c_{p2} \cos \varphi d\varphi - \Delta c_{p2} \int_0^{2\pi} c_{p2} \cos \varphi d\varphi \right],$$

где S - эквивалентная ширина дисков рабочего колеса на радиусе z_2 .

В третьей главе приведен сравнительный анализ расчетных и экспериментальных параметров потока на границах элементов проточной части с комбинированными и кольцевыми отводами. В результате чего были определены основные условия, которые должны выполняться при определении зависимостей между параметрами потока на границах. Эти условия аналогичны приведенным выше для кольцевых отводов.

На поверхности с радиусом z_4 (выход из лопаточного аппарата) при внезапном расширении потока зависимость между скоростями на выходе из лопаточного аппарата c'_{p4} , $c'_{\varphi 4}$ и скоростями в кольцевой камере c_{p4} и $c_{\varphi 4}$ на основании сделанного выше анализа для кольцевых отводов определялась только по второму способу перехода, то есть принималось, что изменение абсолютной неравномерности параметров потока сохраняется.

Тогда радиальная составляющая скорости на выходе из аппарата

$$c'_{p4} = c_{p4} + \Delta c_{p4} = c_{p4} + \frac{(1 - \frac{b_4 \psi_4}{B_k}) Q}{2\pi z_4 b_4 \psi_4} \quad (8)$$

Тангенциальные составляющие скоростей на выходе из аппарата и в кольцевой камере принимались одинаковыми

$$c_{\varphi 4} = c'_{\varphi 4} \quad (9)$$

Обоснование такого допущения было сделано выше.

При переходе от параметров потока на выходе из лопаточного аппарата к параметрам потока на выходе из рабочего колеса c'_{p2} и $c'_{\varphi 2}$ были рассмотрены также два возможных способа, как и в случае с кольцевыми отводами.

$$\begin{aligned} \text{1-й способ: } C'_{p2} &= K_{p2} C'_{p4} & , & \quad C'_{y2} = K_{y2} C'_{y4} \\ \text{2-й способ: } C'_{p2} &= C'_{p4} + \Delta C_{p2} & , & \quad C'_{y2} = C'_{y4} + \Delta C_{y2} \end{aligned}$$

где ΔC_{p2} и ΔC_{y2} - постоянные для каждого режима.

Коэффициенты K_{p2} , K_{y2} и ΔC_{p2} , ΔC_{y2} определялись из уравнений расхода.

В результате получены зависимости между скоростями в кольцевой камере C_{p2} и C_{y2} и на выходе из рабочего колеса C'_{p2} и C'_{y2} в таком виде:

$$\text{1-й способ: } C'_{p2}(\varphi) = \frac{z_4 \delta_4 \psi_4}{z_2 \delta_2 \psi_2} C_{p4}(\varphi) + \frac{\left(1 - \frac{b_4 \psi_4}{B \kappa}\right) Q}{2 \pi z_2 \delta_2 \psi_2},$$

$$C'_{y2}(\varphi) = \frac{z_4 \Gamma_2}{z_2 \Gamma_4} \cdot C_{y4}(\varphi), \quad (10)$$

$$\text{2-й способ: } C'_{p2}(\varphi) = C_{p4} + \frac{\left(1 - \frac{z_4 \delta_4 \psi_4}{2 \pi B \kappa}\right) Q}{2 \pi z_2 \delta_2 \psi_2},$$

$$C'_{y2}(\varphi) = C_{y4}(\varphi) + \frac{\Gamma_2}{2 \pi z_2} \left(1 - \frac{z_4 \Gamma_4}{z_2 \Gamma_2}\right), \quad (11)$$

где Γ_2 и Γ_4 - циркуляции скорости на выходе из рабочего колеса и лопаточного отвода.

$$\Gamma_2 = \frac{2 \pi g H r}{\omega} + \Gamma_1, \quad \Gamma_4 = \frac{Q c l g \alpha_4}{b_4 \psi_4}.$$

Из полученных уравнений (10) и (11) следует, что при применении 1-го способа абсолютная неравномерность скоростей $C'_{p2}(\varphi)$ и $C'_{y2}(\varphi)$ больше, чем $C_{p4}(\varphi)$ и $C_{y4}(\varphi)$. Во втором способе абсолютная неравномерность сохраняется. В обоих способах сохраняется и характер изменения неравномерности. Окончательный выбор способов определяется после сравнения с экспериментом.

Формулы для расчета радиальных сил в насосах с комбинированными отводами имеют вид:

$$R_x = \rho z_2 \delta_2 \left[\left(\frac{S - b_2}{2 b_2} \right) \int_0^{2\pi} (C_{p4}(\varphi) + \Delta C_p)^2 \cos \varphi d\varphi + \left(\frac{S + b_2}{2 b_2} \right) \int_0^{2\pi} (C_{y4}(\varphi) + \Delta C_y)^2 \cos \varphi d\varphi + \int_0^{2\pi} (C_{p4}(\varphi) + \Delta C_p)(C_{y4}(\varphi) + \Delta C_y) \sin \varphi d\varphi \right]; \quad (12)$$

$$R_y = \rho z_2 \delta_2 \left[\left(\frac{S - b_2}{2 b_2} \right) \int_0^{2\pi} (C_{p4}(\varphi) + \Delta C_p)^2 \sin \varphi d\varphi + \left(\frac{S + b_2}{2 b_2} \right) \times \int_0^{2\pi} (C_{y4}(\varphi) + \Delta C_y)^2 \sin \varphi d\varphi - \int_0^{2\pi} (C_{p4}(\varphi) + \Delta C_p)(C_{y4}(\varphi) + \Delta C_y) \cos \varphi d\varphi \right].$$

В четвертой главе дается описание стенда и методика измерения интегральным методом радиальной силы, действующей на рабочее колесо. Стенд выполнен с замкнутой системой циркуляции жидкости и поз-

позволяет получать все внешние характеристики опытного насоса в соответствии с ГОСТ 6134-71 и Правилами 28-64. Конструкция опытного насоса позволяет измерять радиальную силу, вызванную только неравномерным распределением давлений и скоростей на выходе из рабочего колеса, для этого все уплотнения выполнены торцевого типа. Чтобы уменьшить возможность возникновения изгибающего момента от усилий в зубчатой муфте со стороны мотор-весов, ее шлицевое соединение расположили на оси опоры со сферическим подшипником, так что момент от сил, возникающих в муфте, относительно этой опоры равен нулю, так как плечо равно нулю.

Измерительная опора кронштейна состоит из шарикоподшипника с обоймой, которая опирается на датчики сил, расположенные под углом 120° . В качестве датчиков применялись серийные индукционные датчики давления ДД-10 в комплекте с усилителем-двухканальным индикатором давления типа ИД-2И, а также тензодатчик в комплекте с усилителем 8АНЧ-7М. Измерительная система тарировалась как в статике, так и в динамике. Тарировку можно было проверять и во время эксперимента. Погрешность замера составляла $\pm 1,5\%$.

В пятой главе приводятся результаты экспериментальных измерений радиальных сил в модельных насосах кольцевыми и комбинированными отводами. Результаты представлены в виде графических зависимостей $R_r = f(Q)$. На этих же рисунках показаны и расчетные зависимости $R_{rc} = f_1(Q)$ для различных вариантов приведения действительных кольцевых камер к расчетным.

Расчетные кольцевые камеры, полученные в результате приведения, имеют те или иные отличия от реальных камер, при выводе уравнений также были сделаны допущения, идеализирующие реальную картину течения. Насколько существенно повлияли эти отличия на соответствие расчетных и экспериментальных значений радиальных сил можно выяснить сравнительным анализом. Анализ показал, что характеры изменения расчетных и экспериментальных радиальных сил от подачи хорошо согласуются. Они имеют максимальные значения в области оптимальных режимов. При нулевом расходе $Q = 0$ радиальные силы практически равны нулю. Количественное соответствие расчетных значений радиальных сил и экспериментальных разное для различных вариантов расчетных схем.

Установлено, что расчетные радиальные силы, полученные при применении в формулах для расчета радиальных сил параметров потока,

вычисленных при применении 2^{го} способа определения зависимости между скоростями на границах, для всех вариантов расчетных камер имели, как ожидалось, лучшую сходимость с экспериментом. Следовательно эта форма зависимости лучше соответствует действительному процессу преобразования потока на границах элементов проточной части.

Лучшее соответствие с экспериментом имели радиальные силы, вычисленные по расчетным схемам, полученным при применении первого варианта приведения действительных кольцевых камер к расчетным.

В 6^{ти} испытанных вариантах модельных насосов с кольцевыми отводами, которые отличались рабочими колесами и коэффициентами пропускной способности кольцевых камер, расчетные радиальные силы, полученные для оптимальных расчетных схем, имели максимальную погрешность от экспериментальных значений равную $\delta R_{max} \leq 0,19$, а среднюю $\delta R \leq 0,1$ в области оптимальных подач, где значения радиальных сил наибольшие. Сравнивая результаты расчета, выполненные по методам, приведенным в литературе, для этих же насосов, с результатами экспериментов было установлено, что погрешность расчета по этим методам велика, только в одном варианте соответствие расчета с экспериментом было хорошее. Это указывает на ограниченность области применимости методов.

По результатам эксперимента был определен опытный коэффициент $F_R = f(A_c/A_{pc})$ (рис. 3) для шестого варианта расчетной схемы. С этим коэффициентом расчетная радиальная сила имеет также хорошее совпадение с экспериментом.

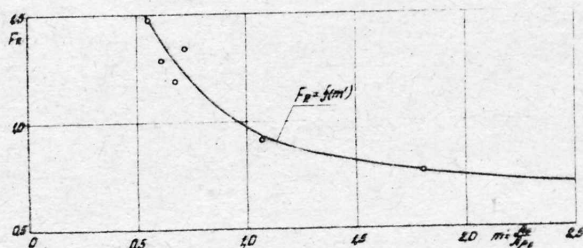


Рис. 3.

Кривая $F_R = f\left(\frac{A_c}{A_{pc}}\right)$ повышается с уменьшением отношения $\frac{A_c}{A_{pc}}$. При $\frac{A_c}{A_{pc}} = 1$ коэффициент $F_R \approx 1$. Это свидетельствует о том, что если действительная кольцевая камера и расчетная одинаковы, то расчетное течение идеальной жидкости хорошо согласуется с реальным течением в кольцевом отводе.

Сравнительный анализ расчетных радиальных сил с экспериментальными проводился для семи модельных насосов с комбинированными отводами, отличающихся рабочими колесами, формами и размерами кольцевых камер и направляющих аппаратов.

Из рассмотренных вариантов расчетных схем меньшие отклонения от экспериментальных значений, как и для кольцевых отводов, имела первая расчетная схема, для которой на оптимальном режиме средняя относительная погрешность расчета равна $\delta R_r = 0,15$, а максимальная не превышала $\delta R_{r,max} = 0,22$. Среднеквадратичная погрешность также невелика $\sigma = 0,17$.

В процессе эксперимента были определены статические давления на выходе из рабочего колеса в насосе с комбинированным отводом $n_2 = 350$. Расчетные величины статического давления для данного варианта имеют хорошее совпадение с экспериментальными значениями, что также подтверждает правильность сделанных выше допущений при выводе расчетных формул.

Расчет радиальной силы от этого давления показал, что она составляет 0,62 от общей силы, поэтому определение общей радиальной силы только по статическому давлению может давать большую погрешность.

При испытании одного рабочего колеса в кольцевых отводах с различными пропускными способностями было установлено, что с увеличением коэффициента пропускной способности радиальная сила уменьшается. Однако, при значениях $A_d/A_p > 2$ радиальная сила остается практически неизменной.

Увеличение диаметра выходного отверстия также уменьшает радиальную силу, что объясняется уменьшением радиальной составляющей скорости в выходном отверстии и связанным с ней уменьшением неравномерности параметров потока в кольцевой камере.

Направления радиальных сил в насосах с кольцевыми и комбинированными отводами, полученные экспериментально и расчетным методом имеют удовлетворительное совпадение на расчетном режиме.

Диапазон углов направления радиальных сил находится в пределах от 250° до 300° , отсчитываемых от оси выходного патрубка по направлению вращения.

Приведенные расчеты радиальных сил для некоторых типов мощных насосов ТЭС и АЭС подтверждают необходимость учета радиальных сил при расчете элементов конструкции насосов.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Увеличение единичной мощности и повышение степени надежности оборудования ТЭС и АЭС обусловили применение в крупных насосах комбинированных отводов, радиальные силы в которых имеют максимальные значения в рабочей зоне подачи и могут достигать значительных величин. В связи с чем разработка метода их достоверного определения является актуальной задачей.

По результатам проделанной работы можно сделать выводы:

1. Разработаны расчетные схемы кольцевых и комбинированных отводов центробежных насосов и методы приведения к ним действительных отводящих устройств.
2. Разработана методика определения параметров потока в кольцевой камере, основанная на расчете плоского потенциального течения идеальной жидкости в круге от вихресточника, расположенного в центре, с выходом потока через щель на границе круга.
3. Получены зависимости, позволяющие для насосов с кольцевыми и комбинированными отводами определять параметры потока на выходе из рабочего колеса по известным параметрам потока в кольцевой камере.
4. Предложен метод расчета радиальных сил, действующих на рабочие колеса насосов с кольцевыми и комбинированными отводами, имеющие произвольные формы меридиональных сечений кольцевых камер. Применимость разработанного метода подтверждена экспериментальными исследованиями.
5. Исследовано влияние геометрических параметров отвода на величину радиальной силы. При этом установлено - увеличение размеров камеры и выходного отверстия приводит к снижению радиальной силы. Увеличение коэффициента пропускной способности ($m = A_d/A_p$) кольцевой камеры более 2 нецелесообразно, так как при $m > 2$ величина радиальной силы изменяется незначительно.
6. Показано, что радиальная сила только от статического давления может составлять примерно 60% от общей радиальной силы, то есть точность такого определения радиальной силы недостаточна.
7. Разработана программа для ЭВМ, реализующая метод расчета радиальных сил в насосах с кольцевыми и комбинированными отводами.
8. Результаты работы использованы во ВНИИАЭН при проектировании насосов для АЭС и составлении раздела РТМ 0610-29-80. "Проточная часть главных циркуляционных насосов с уплотнением вала для АЭС" (ВНИИАЭН, г. Сумы, 1980).

Основные результаты исследования опубликованы в следующих работах:

1. Особенности конструкции основных узлов главного циркуляционного насоса для атомных электростанций с водо-водяным реактором. / А.И.Бирюков, Н.Н.Боярко, Е.И.Янкин и др. - В кн.: Лопастные насосы / Под редакцией Л.П.Грянко и А.Н.Папуга. Л.:Машиностроение, 1975, с. 357-361.

2. Косторной С.Д., Янкин Е.И., Бирюков А.И. Расчет радиальных сил в насосах с кольцевым отводом. - Гидравлические машины. Харьков: Вища школа, 1976, вып. 10, с. 10-14.

3. Янкин Е.И. - К расчету стационарной радиальной силы в ступенях с кольцевыми и комбинированными отводами: - Тезисы доклада. Шестая научно-техническая конференция, Калуга, 1980, с.94-95.

Янкин

