М 383327

НА ДОМ НЕ ВЫДАЕТСЯ

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

на правах рукописи

Винокуров Анатолий Филиппович

ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ВИХРЕВЫХ НАСОСОВ ОТКРЫТОГО ТИПА С БОКОВЫМ КАНАЛОМ

/ Специальность 05.04.03. Гидравлические машины, машины и аппараты холодильной и криогенной техники./

Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук

Москва - 1981

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

на правах рукописи

Винокуров Анатолий Филиппович

№863827

ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ВИХРЕВЫХ НАСОСОВ ОТКРЫТОГО ТИПА С БОКОВЫМ КАНАЛОМ

/ Специальность 05.04.03. Гидравлические машины, машины и аппараты холодильной и криогенной техники./

Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук

НТБ МГТУ им.Н.Э.Баумана
1383327
Винокуров А.Ф. Долговечност

Москва - 1981

МВТУ им. Н.Э. Баумана
БИБЛИОТЕКА

Работа выполнена на Щелковском насосном заводе.

Научный руководитель – профессор, доктор технических наук О.В.Байбаков.

Официальные оппоненты: д.т.н.профессор Шерстюк А.Н.
к.т.н.,ст.н.с.Смолянский Б.Г.

Ведущее предприятие – ВНИИГидромаш

Автореферат разослан "28" октября 1981 г.

Защита состоится "30" ноября 1981 г. в 16 00 мин. на заседании Специализированного Совета "Криогенные, холодильные, гидравлические и вакуумные машины и аппараты".

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатями, просим направлять по адресу: г. Москва, 107005, 2-я Бауманская ул., д. 5.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МВТУ им. Н.Э. Баумана.

Ученый секретарь Совета

Л-86669 от 21.10.81 г. тир. 100 экз.объём 1.0
заказ 1371
Типография МВТУ им.Н.Э.Баумана

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы

Вихревые насосы являются одной из наиболее распространенных разновидностей насосов. В связи с постоянно растущей потребностью народного хозяйства в вихревых насосах вопрос увеличения их долговечности становится актуальным. Долговечность вихревых насосов главным образом определяется износом торцовых поверхностей рабочего колеса и корпуса насоса и, следовательно, увеличением торцовых зазоров, которое приводит к существенному снижению напора, к.п.д. и самовсасывающей способности. Большое влияние на долговечность вихревых насосов оказывает кавитационный износ колеса и корпуса.

Намеченное XXVI съездом КПСС техническое совершенствование производств требует качественного обнавления выпускаемых насосов, в частности вихревых. Работы в этом направлении проводятся ведущим институтом отрасли насосостроения ВНИИГидромашем, Ливинским филиалом ВНИИГидромаш, Высшем техническим училищем им. Н.Э. Баумана, Щелковским насосным заводом и другими организациями, связанными с конструированием, изготовлением и эксплуатацией вихревых насосов. Основу их составляют исследования Руднева С.С., Байбакова О.В., Находкина Б.И., Коваленко В.Г. Купряшина Н.Н, Литвинова В.И. и многих других исследователей, усилиями которых разработаны теория и методы расчета рабочих органов насосов, способов гидравлического уравновешивания рабочих колес и улучшения кавитационных свойств вихревых насосов закрытого типа. Однако, совершенно не исследована природа возникновения осевой силы, возникающей на рабочем колесе вихревых насосов, не созданы методы расчета ее величины. Разработанные устройства для гидравлического уравновешивания осевых сил на рабочем колесе и методика их расчета не проверены экспериментально. Недостаточно изучены кавитационные свойства насосов открытого типа и не разработаны в должной степени способы улучшения кавитационных свойств этих насосов.

Целью работы является разработка методов расчета величины осевой силы, действующей на рабочее колесо вихревого насоса, экспериментальное исследование устройств для гидравлического уравновешивания осевой силы и методов расчета этих устройств, разработка способов улучшения кавитационных свойств вихревых насосов открытого типа, совершенствование методов расчета и конструирования насосов с высокими кавитационными свойствами.

В диссертации защищается: гипотеза, объясняющая причину возникновения осевой силы на рабочем колесе и методика ее расчета, а также методика расчета и конструирования подвода и всасывающего участка канала насоса открытого типа, обеспечивающая лучшие кавитационные свойства насоса.

Общая методика проведения исследований предусматривала использование основных положений гидродинамики, общей теории вихревых гидромашин, лабораторных экспериментов, включающих определение осевых сил, на рабочих колесах различных конструкций на специальном стенде, кавитационные испытания опытных образцов насосов, а также измерение поля скоростей во всасывающем окне насосов.

Научная новизна диссертационной работы заключается в том, что впервые была определена величина и направление осевой силы, возникающей на рабочем колесе вихревого насоса, выявлена причина, порождающая осевую силу, дана методика ее расчета, установлена эффективность гидравлических устройств для разгрузки от осевой силы рабочих колес, проверена методика расчета этих устройств, установлены оптимальные соотношения тангенциального подвода и начального (всасывающего) участка канала насоса открытого типа, обеспечивающие конструирование насосов с высокими кавитационными свойствами. Все это позволило резко повысить износостойкость насосов.

Практическая ценность работы заключается в разработке методов проектирования и расчета вихревых насосов открытого типа, обеспечивающих снижение износа как механического, так и кавитационного и, следовательно, повышающих ресурс работы насосов.

Реализация результатов впервые осуществлена при разработке и модернизации вихревого насоса СВН-80А на Щелковском насосном заводе. В результате ресурс работы насоса повышен с 2000 часов у насоса СВН-80, взамен которого создан насос СВН-80А, до 10000 часов, критический кавитационный запас уменьшен с 3,5 метров до 2,4 метров. В 1977 году и повторно в 1980 году насосу СВН-80А присвоен государственный Знак качества. Экономический эффект от внедрения насоса СВН-80А в промышленности составил более 1,7 миллиона рублей в год.

В 1980 году результаты работы внедрены при модернизации насоса СЦЛ-20-24Г на Щелковском насосном заводе. Экономический эффект от внедрения в производство насосов СЦЛ-20-24Г составил 500 тыс.рублей в год. Результаты работы используются также во ВНИИПО при разработке серии пожарных насосов.

Апробация работы. Вопросы, рассмотренные в работе, были изложены в докладах на семинаре кафедры Гидропневмоавтоматики МВТУ им. Н.Э. Баумана в 1976 г., в январе 1980г., в январе 1981г. и в докладе на Всесоюзной научно-технической конференции по гидромашиностроению в июне 1978 года.

По теме диссертации опубликованы тезисы доклада на Всесоюзной научно-технической конференции по гидромашиностроению и одна статья.

Объем работы включает 164 стр., в том числе 89 стр. основного текста, 15 таблиц, 67 рисунков, список литературы и приложение на 11 листах.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав и заключения.

В введении дана краткая характеристика вихревых насосов открытого типа, обоснована актуальность темы, сформулирована цель и научная новизна диссертационной работы.

В первой главе содержится анализ имеющейся литературы. Рассмотрены причины износа рабочих колес и корпуса насоса. Дан анализ работ, посвященных изучению кавитационных свойств вихревых насосов.

Во второй главе описана специальная установка для измерения осевой силы на рабочем колесе насоса и результаты эксперимента для насосов с различными вариантами рабочих колес. На рис.I представлены графики зависимости осевой силы от подачи насоса. Здесь график I для колеса с серпообразными лопатками в насосе СВН-80А h =6 мм, 2 - серпообразные лопатки, h =I,25 мм; 3 - прямоугольные лопатки, h =8 мм; 4- прямоугольные лопатки, h =I,4 мм. Причиной возникновения осевой силы на рабочем колесе является наличие продольного вихря в насосе (рис.2а). Жидкость из внутренней части канала засасывается в колесо, проходит через него и выбрасывается в периферийную часть канала. В результате возникает продольно-вихревое движение жидкости. При натекании жидкости на лопатку серпообразной формы с большими углами атаки на входной части лопатки возникает большой перепад давлений на выпуклой и вогнутой поверхностях лопатки. Следовательно, здесь возникает сила давления P . Эта сила имеет осевую составляющую $P_к$. В колесах, имеющих лопатки прямоугольного сечения, осевая сила $P_к$ отсутствует. Этим объясняется меньшая величина силы, определенной из графика 3 (см.рис.I), по сравнению с графиком I. Разница сил на этих графиках равна величине осевой силы $P_к$, возникающей при обтекании лопатки серпообразной формы. При обтекании обода жидкостью со скоростью $V_{м об}$ на обод действует сила лобового сопротивления $P_{об}$. Из разницы сил, определенных из I и 2 графиков, а также 3 и 4 графиков можно определить величину этой осевой силы. Опыты показывают, что при отсутствии обода и при прямоугольных лопатках осевая сила все же имеет место (график 4). Эта сила ($P_{тд}$) возникает из-за разной величины давления на левую и правую кромки лопаток.

Из уравнения количества движения, написанного для колеса, выделенного показанной на рис.2а контрольной поверхностью получим, что сила $P_к$ может быть определена из уравнения

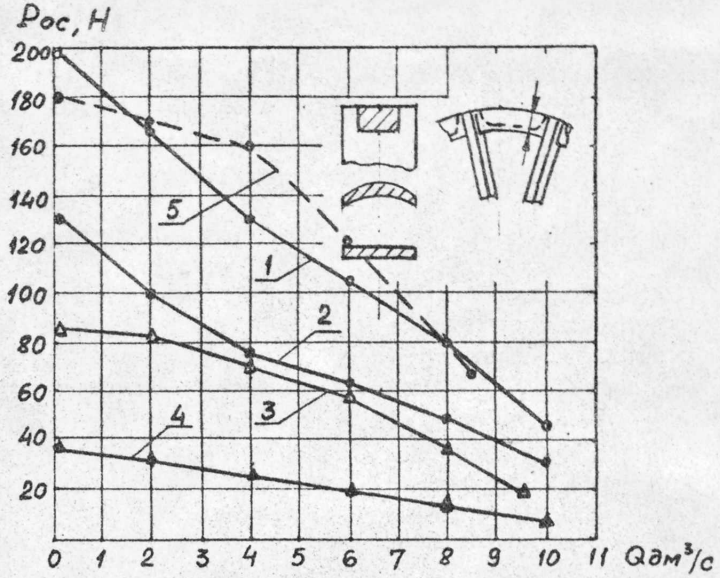


Рис.1 Зависимость осевой силы от подачи в насосе СВН-80А при различных вариантах колес

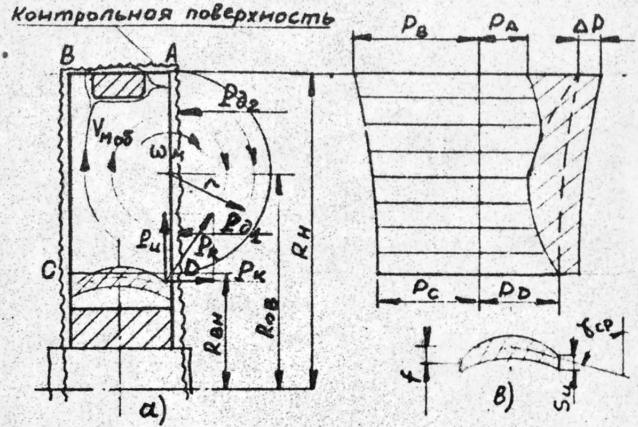


Рис.2 Модель течения жидкости в канале и колесе

$$P_к = C\Delta P\left[\pi\left(R_н^2 - R_{вн}^2\right) - z f_л\right]\frac{\varphi_{ак}}{360}, \qquad (1)$$

где C - коэффициент, корректирующий допущения, принятые при выводе уравнения; $R_н$ и $R_{вн}$ - наружный и внутренний радиусы канала; z - число лопаток; $f_л$ - площадь торцовой поверхности одной лопатки в пределах канала; $\varphi_{ак}$ -угол охвата активной части канала; ΔP - разность давлений в точках D и C.

Разность давлений ΔP можно получить из уравнения Бернулли для относительного движения, написанного для точек D и C струйки. Пренебрегая разницей меридиональных скоростей в этих точках, а также принимая величину окружной составляющей относительной скорости в точке C равной нулю, получим

$$\frac{\Delta P}{\rho g} = \frac{P_c - P_D}{\rho g} = \frac{W_{uD}^2}{2g} - h_л, \qquad (2)$$

где W_{uD} - окружная составляющая относительной скорости в точке D.

Основными потерями на участке DC являются потери на вихреобразование на входе в колесо, которые могут быть приближенно получены из уравнения

$$h_л = \frac{\left(W_{uD} - \frac{W_{uP}}{tg\,\beta_{л1}}\right)^2}{2g}, \qquad (3)$$

где $\beta_{л1}$ - угол между входным элементом лопатки и направлением, противоположным окружной скорости вращения рабочего колеса; V_{mD} - меридиональная скорость жидкости в точке D.

Определение силы $P_к$ из уравнения (I) затруднено тем, что входящие в уравнение (2) величина $h_л$ определяется из уравнения (3) с чрезмерно большой погрешностью.

Силу $P_к$ можно определить также, исходя из следующего. Сила $P_к$ тем больше, чем больше окружная составляющая силы давления на лопатки колеса P_u и чем меньше тангенс осредненного угла $\gamma_{ср}$ между средней линией профиля лопатки и окружностью (см.рис.2в).

$P_к \approx \frac{P_u}{tg\gamma_{ср}}$ так как $P_u \approx \frac{N_{гв}}{u}$, где

$N_{гв}$ - гидравлическая мощность вихревого рабочего процесса,

u - окружная скорость колеса на радиусе центра тяжести сечения канала, и $tg\gamma_{ср} \approx \frac{b}{f}$, где f - стрела прогиба средней линии профиля лопатки; b - ширина рабочего колеса, то

$$P_к \approx \frac{N_{гв} f}{u b}$$

Мощность $N_{гв} \approx H\rho g F u$, где F - площадь сечения канала.

Отсюда

$$P_к = AH\rho g F \frac{f}{b} \qquad (4)$$

Коэффициент А зависит от коэффициента быстроходности насоса и формы сечения проточной полости.

Осевая составляющая силы давления на обод определяется из уравнения

$$P_{об} = 0{,}5 C_x \rho F_{об} V^2_{м об}, \qquad (5)$$

где C_x - коэффициент лобового сопротивления; $F_{об}$ - площадь проекции обода на плоскость перпендикулярную оси вращения на угле $\varphi_{ак}$; $V_{м об}$ - меридиональная скорость жидкости обтекающая обод.

Скорость $V_{м об}$ заменим меридиональной скоростью на выходе из колеса на расчетной струйке $V_{м2}$, которая определяется по величине напора насоса. Получающаяся при такой замене неточность компенсируется выбором коэффициента C_x.

В работе показано, что осевую силу давления на кромки лопаток можно определить из уравнения.

$$P_{тл} = \frac{P_{э1} + P_{э2} + P_к + P_{об}}{\frac{\pi D_{ср}}{z S_u} - 1}, \qquad (6)$$

где $P_{э1}$ и $P_{э2}$ - динамические реакции потока на входе в колесо и на выходе из него; $D_{ср}$ - средний диаметр канала; S_u - толщина торцовой поверхности лопатки в окружном направлении.

Осевые составляющие динамической реакции потока

$$P_{д_1}+P_{д_2}=\rho\int_{r_в}^{r_н} V V_м\left(r+\frac{D_{ср}}{2}\right)\frac{\varphi^\circ_{ак}}{360}\cos\chi\,dr=$$

$$=\rho\int_{r_в}^{r_н} V_м^2\left(r+\frac{D_{ср}}{2}\right)\frac{\varphi^\circ_{ак}}{360}\,dr, \qquad (7)$$

где r – координаты точек омываемой кромки лопатки, измеренные от средней точки; $r_в$ и $r_н$ – координаты r внутренней и периферийной точек омываемой кромки лопатки.

Меридиональная составляющая скорости на омываемой кромке лопаток может быть приближенно апроксимированна уравнением

$$V_м \approx (ar+br^2+cr^3)\frac{D_{ср}}{2r+D_{ср}} \qquad (8)$$

отсюда для случая $r_н=-r_в$ приближенно

$$P_{д_1}+P_{д_2}=B\rho\frac{\varphi^\circ_{ак}}{360}D_{ср}\left(a^2\frac{r_н^3}{3}+2ab\frac{r_н^5}{5}+b^2\frac{r_н^7}{7}\right), \qquad (9)$$

где B – коэффициент, корректирующий принятые допущения.

Коэффициенты a и b можно найти, зная значения $V_{м2}$ на расчетной струйке и полагая $V_м=0$ при $r=r_н$ и $r=r_в$

Результаты расчета осевой силы по изложенной выше методике в насосе СВН-80А представлены на графике 5 (рис.I). Насос СВН-80А имеет при подаче $Q=0{,}5$ F и $n_s=36$. При этом опытные значения коэффициентов $A=0{,}32$; $C_x=2{,}6$; $B=2{,}0$.

В третьей главе приведены опытные данные о влиянии величины торцового зазора на параметры насоса. Установлено, что увеличение торцового зазора приводит к резкому снижению напора и к.п.д. насоса и ухудшает его кавитационные свойства. Эти опыты подтверждают острую необходимость уменьшения износа торцовых поверхностей рабочего колеса и корпуса, приводящего к увеличению торцовых зазоров, что позволит сильно повысить ресурс работы насоса.

Рассмотрены два устройства для гидравлического уравновешивания осевой силы и приведена методика расчета этих устройств, разработанная О.В. Байбаковым и В.И. Литвиновым. В первом устройстве симметричные кольцевые пазухи корпуса, расположенные у вала с обоих сторон колеса соединяются дросселирующими

отверстиями с областью высокого давления насоса. При смещении колеса из среднего относительно корпуса положения изменяются величины давления в пазухах, благодаря чему возникает восстанавливающая сила. Во втором устройстве кольцевые пазухи в корпусе, расположенные у вала с обеих сторон колеса, имеют разные диаметры. Меньшая пазуха соединяется, как можно большим отверстием с областью высокого давления. В ступице колеса выполняется дросселирующее отверстие. При смещении колеса из среднего относительно корпуса положения в сторону большей пазухи, давление в обеих пазухах становится одинаковым и, следовательно, появляется восстанавливающая сила, которая отталкивает колесо от корпуса с большей пазухой. При смещении колеса к меньшей пазухе давление в меньшей пазухе становится больше, чем в большей пазухе, и опять же появляется восстанавливающая сила.

Приведены результаты экспериментального исследования этих устройств. Установлено, что у обоих устройств величина восстанавливающей силы, полученной расчетом, хорошо совпадает с опытной величиной. Установлено также, что второе устройство обеспечивает большую величину восстанавливающей силы, чем первое.

В четвертой главе (кавитационные исследования вихревых насосов) излагается характер кавитационных разрушений в вихревых насосах открытого типа.

В результате анализа и статистической обработки кавитационных графиков насосов, полученных в процессе экспериментов установлена зависимость кавитационных свойств насоса от размеров и формы начального (всасывающего) участка бокового канала насоса (рис. 3)

Установлено положительное влияние на кавитационные свойства насоса более быстрого расширения начальной части всасывающего участка канала, которое объясняется следующим. Жидкость, находящаяся в межлопаточном пространстве колеса в области перемычки замкнута и в радиальном направлении не движется. При подходе межлопаточной ячейки колеса к начальной части всасывающего окна эта жидкость приходит в ускоренное движение. Чем больше ускорение, тем равномернее распределение скоростей по всасывающему окну и тем выше кавитационные качества насоса.

Увеличение площади сечения начальной части всасывающего участка канала приводит к увеличению создаваемого здесь напора. В результате давление в начале канала уменьшается и, следовательно, возрастает подсасывающее действие, оказываемое на жидкость, находящуюся в межлопаточных ячейках колеса. При этом ускорение жидкости в межлопаточных ячейках возрастает. Однако чрезмерно большое увеличение площади сечения начальной части всасывающего участка канала приводит к столь сильному падению давления в начале канала, что здесь возникает кавитация. Поэтому есть оптимальный закон изменения площади сечения всасывающего участка канала. Опыты показали, что при $n_s = 36$ оптимальная средняя площадь сечения первой трети всасывающего участка канала

$$F_{1/3\,ср} = 0{,}57\,F$$

Опытным путем найдена зависимость критического числа кавитации $\lambda_{3\%}$ от наружного радиуса всасывающего окна (см. рис.4). При $R_н / R_{вн} = 2{,}25$ происходит излом кривых графика. Это свидетельствует о существовании у входа жидкости из подвода в рабочее колесо двух разных форм движения жидкости. Измерение распределения скоростей по всасывающему окну показало, что при малом наружном радиусе ($R_н / R_{вн} < 2{,}25$) обратные токи во всасывающем окне отсутствуют и что меридиональная скорость жидкости максимальна на периферии всасывающего окна, а окружная составляющая скорости наоборот на периферии минимальна. Такое распределение скоростей неблагоприятно в отношении кавитации. При достаточно больших $R_н$ ($R_н / R_{вн} > 2{,}25$) на периферии всасывающего окна возникает обратный ток жидкости из рабочего колеса в подвод. При этом меридиональная скорость на периферии уменьшается, а окружная скорость основной части потока здесь под действием обратного тока увеличивается. Такое распределение скоростей значительно благоприятнее в отношении кавитации.

В результате анализа и статистической обработки кавитационных характеристик насосов, имеющих тангенциальный подвод с различными углами θ_0, определен оптимальный угол для тангенциальных подводов. На рис.5 дана зависимость критического кавитационного запаса от угла подвода θ_0,

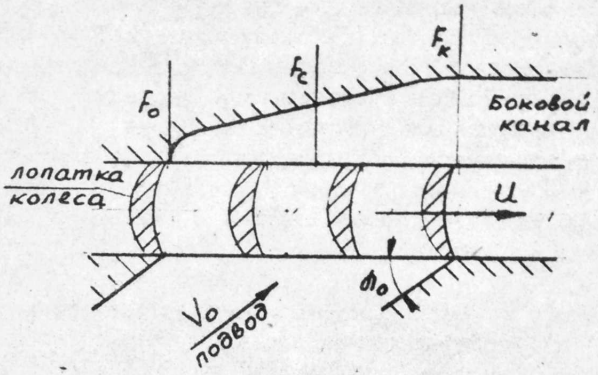


Рис. 3 Размеры и форма всасывающего участка бокового канала

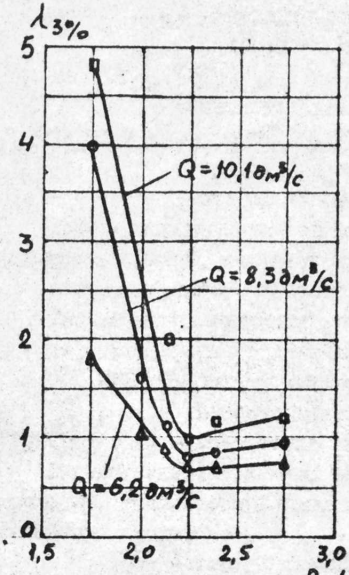


Рис. 4 Зависимость кавитационных свойств от размеров всасыв. окна

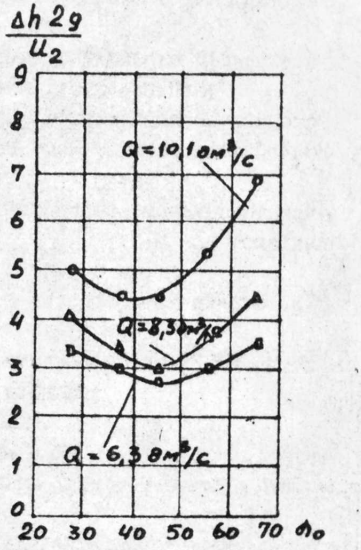


Рис. 5 Зависимость кавитационных свойств насоса от угла подвода

для различных режимов работы насоса СВН-80А, из которой следует, что оптимальная величина $\phi_0 = 45^0$.

О.В. Байбаков, приняв что $\lambda_{кр}$ не зависит от ϕ_0 и $R_н$ получил из основного уравнения кавитации

$$\Delta h_{кр} = \varphi \frac{V_0^2}{2g} + \lambda_{кр} \frac{W_0^2}{2g} \qquad (10)$$

уравнение для определения оптимального угла подвода.

$$tg\,\phi_{0\,опт} = \left(1 + \frac{\varphi}{\lambda_{кр}}\right) \frac{V_{м0}}{u_1} \qquad (11)$$

Из этих уравнений получим

$$\lambda_{кр} = \frac{\Delta h_{3\%}}{\left(tg\,\phi_{0\,опт} \frac{u_1}{V_{м0}} - 1\right) \frac{V_0^2}{2g} + \frac{W_0^2}{2g}} \qquad (12)$$

$$\varphi = \left(\Delta h_{3\%} - \lambda_{кр} \frac{W_0^2}{2g}\right) \frac{2g}{V_0^2} \qquad (13)$$

Отсюда получим для насоса СВН-80А, имеющего при $Q/Fu = 0{,}5$ $n_s = 36$ $\lambda_{кр} = 0{,}41$ и $\varphi = 2{,}88$. Эти величины и позволяют из уравнения (II) определить $\phi_{0\,опт}$, а также найти такой радиус $R_{н\,опт}$, при котором критический кавитационный запас минимален. Так при $R_н / R_{вн} < 2{,}25$ кавитационные свойства насоса ухудшаются, таким образом найденная теоретически величина $R_{н\,опт}$ должна быть не меньше $2{,}25\,R_{вн}$

Заключение

I. Разработана и экспериментально подтверждена физическая модель возникновения осевой силы на рабочем колесе насоса. Причиной возникновения осевой силы является наличие продольно-вихревого движения жидкости в канале и колесе. Разработана методика расчета осевой силы на рабочем колесе.

2. Экспериментально подтверждена методика расчета устройств для уравновешивания осевой силы.

3. Найдена оптимальная по кавитационным свойствам насоса форма всасывающего участка канала.

4. Определены оптимальные размеры наружного радиуса всасывающего окна и углы тангенциальных подводов, обеспечивающие наилучшие кавитационные качества насосов.

5. Определены величины коэффициентов $\lambda_{кр}$ и φ, используемых для расчетов тангенциальных подводов насосов с оптимальными кавитационными свойствами.

Полученные результаты будут полезны при конструировании вихревых насосов и при дальнейших исследованиях, направленных на их совершенствование.

По теме диссертации опубликованы следующие работы

I. Винокуров А.Ф. Осевая сила в вихревых насосах. Всесоюзная научно-техническая конференция по гидромашиностроению. Проблемы и направления развития гидромашиностроения, тезисы докладов, М, 1978, с.184-187.

2. Байбаков О.В., Винокуров А.Ф. Осевая сила в вихревых насосах. Известия ВУЗ, "Машиностроение", 1979, №I с.57-62.