

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ УКРАИНЫ
ИНСТИТУТ СИСТЕМНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ОБРАЗОВАНИЯ
СУМСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННОЙ УНИВЕРСИТЕТ

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ И ГИДРОПНЕВМОАГРЕГАТЫ:
ТЕОРИЯ, РАСЧЕТ, КОНСТРУИРОВАНИЕ

Тематический сборник научных трудов

Рекомендовано Институтом
системных исследований образования
Украины

Киев 1994

УДК 621.22

Гідравлічні машини і гідропневмоагрегати: теорія, розрахунок, конструювання: Тематичний збірник наукових праць / За ред. І.О. Ковальова. - К.: ІСД, 1994. - 324 с. - Рос. мовою.

До збірника включені статті, присвячені актуальним питанням розвитку насособудування на Україні, математичного моделювання робочого процесу гідродинамічних машин та приводів, дослідження та розрахунок гідропневмоагрегатів та апаратів різноманітного призначення, їх конструювання.

Рекомендується для широкого кола спеціалістів вузів, науково-дослідних та проектних організацій, виробничих та експлуатаційних відповідну техніку підприємств.

Сборник содержит статьи, посвященные актуальным вопросам развития насосостроения на Украине, математического моделирования рабочего процесса гидродинамических машин и приводов, исследования и расчета гидропневмоагрегатов и аппаратов различного назначения, их конструирования.

Рекомендуется для широкого круга специалистов вузов, научно-исследовательских и проектных организаций, производственных и эксплуатационных соответствующую технику предприятий.

Ответственный редактор — И.А. Ковалев, канд. техн. наук, проф.

Редакционная коллегия: А.А. Евтушенко, канд. техн. наук
В.А. Марцинковский, д-р техн. наук
В.М. Коваленко, д-р техн. наук
С.Д. Косторной, д-р техн. наук
В.А. Хворост, канд. техн. наук
Н.И. Волков, канд. физ.-мат. наук
В.М. Арсеньев, канд. техн. наук

ISBN 5-7763-1876-9

$$A = (z_2 - z_0)(y_1 - y_0) - (z_1 - z_0)(y_2 - y_0);$$

$$B = (x_2 - x_0)(z_1 - z_0) - (x_1 - x_0)(z_2 - z_0);$$

$$C = (y_2 - y_0)(x_1 - x_0) - (y_1 - y_0)(x_2 - x_0).$$

Литература

1. Aoki M. *Studies on the Vortex Pump: 1-st Report. Internal Flow // Bulletin of the JSME.* - 1983. - 26. - N213. - P.387-393

2. Степанов Г.Д. Гидродинамика решеток турбомашин. - М.: Физматгиз, 1962.

3. Викторов Г.В. Трехмерная задача для решеток лопастей гидромашин // Труды МЭИ. - Вып. 132. - М., 1972. - С. 66-79.

4. Белоцерковский С.М., Никит М.И. Отрывное и безотрывное обтекание тонких крыльев идеальной жидкостью. - М.: Наука, 1978.

5. Белоцерковский С.М., Лифанов И.К. Численные методы в сингулярных интегральных уравнениях и их применение в аэродинамике, теории упругости, электродинамике. - М.: Наука, 1985.

УДК 621.68

В.Ф. Герман

ИССЛЕДОВАНИЕ СТРУКТУРЫ ПОТОКА В СВОБODНОВИХРЕВОМ НАСОСЕ

Сложное пространственное течение в проточной части свободновихревого насоса /СВН/ не поддается точному математическому описанию. В силу этого при определении основных гидродинамических параметров СВН используются расчетные методы, основанные на различных физических моделях или на гипотезах рабочего процесса [1-6].

Исследования, проведенные Л.С. Пресманом [1] по изучению влияния геометрических параметров и распределения скоростей в свободной камере СВН, позволили сделать вывод о существовании меридиональной циркуляции жидкости в этом насосе, а его рабочий процесс отождествить

о рабочем процессе гидродинамической муфты. Расчетное уравнение для напора было получено с учетом поправки К. Пфлейдерера на конечное число лопаток. Исследуя рабочий процесс СВН с помощью скоростной киносъемки, А.Н. Капелюк [2] сделал заключение, что меридиональная циркуляция жидкости в этом насосе оказывает второстепенное влияние на характер рабочего процесса. Уравнение напора получено им при рассмотрении СВН как "идеального" центробежного насоса /рабочий процесс в насосе происходит без потерь, течение в рабочем колесе /р.к./ одномерное, лопатки колеса перекрывают всю свободную камеру/.

В [3] К. Ючи сделал вывод о невозможности отождествления рабочих процессов свободновихревого и вихревого насосов, поскольку коэффициент напора СВН ниже, чем вихревого. При этом СВН рассматривается как центробежный насос с увеличенным зазором между р.к. и корпусом. Проводится аналогия и в порядке расчета этих насосов.

М. Аски [4] разработал модель течения и получил расчетные зависимости на основании измерения распределения скоростей в свободной камере. Предложенная им модель течения жидкости в насосе предполагает наличие возвратного течения в камере и разделение потока в р.к. на протекающий и циркуляционный. Данная модель отличается от ранее предложенной Г. Грабовым [5], в которой входящий в СВН поток разделяется на потоки протекания через р.к. и свободную камеру. Существует ряд других моделей рабочего процесса, в частности, основанных на турбулентной гипотезе [6], предполагающей процесс обмена энергией между р.к. и свободной камерой по аналогии с турбулентным процессом в потоке жидкости.

Многообразие гипотез о рабочем процессе СВН можно объяснить недостаточностью накопленного экспериментального материала, разнообразием конструктивных схем исследуемых насосов, а также сложностью физических процессов, происходящих в них.

На основании изложенного практически интерес представляло проведение дополнительных экспериментальных исследований по изучению структуры потока в СВН и разработке обобщенной модели течения жидкости в этом насосе. Исследования были выполнены на кафедре гидромашин СМТИ по конструктивной схеме "Turo", как наиболее широко применяемой при разработке насосов данного типа. В комплексе экспериментальных исследований входило зондирование потока, изучение картины течения в каналах р.к. с помощью лакокрасочных покрытий и визуальное наблюдение потока впуском пузырьков воздуха и красителей при стробоскопическом освещении.

Зондирование проводилось пятиточечным шаровым зондом в трех сечениях по всей ширине свободной камеры. Выбранная плоскость зондирования перпендикулярна к оси р.к. и расположена на противоположной стороне патрубка для исключения его влияния /рис. 1/. Скорости и давления измеряли в четырех режимах: $Q = 0, 0,75Q_p, Q_p, 1,25Q_p$ - результаты исследований обрабатывали по общеизвестной методике. Следует отметить, что трехмерность и нестационарность потока, особенно в области, близкой к лопаткам р.к., создавали дополнительные трудности и вносили погрешность в измерения скоростей. Поэтому в основном была поставлена задача качественного определения эпюры распределения скоростей. Достоверность эпюры определялась по повторным испытаниям.

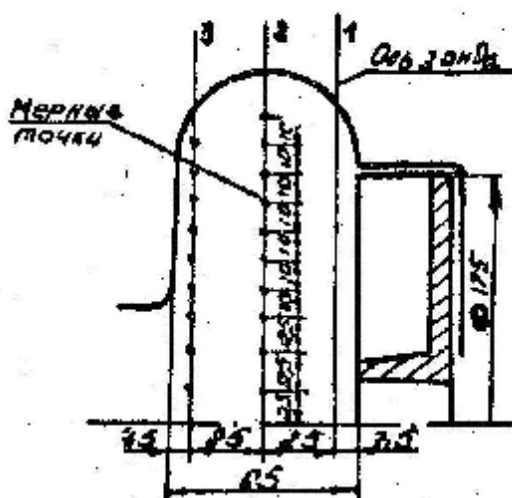


Рис. 1. Схема точек зондирования в свободной камере насоса

Характер изменения окружной составляющей скорости в свободной камере насоса показан на

рис. 2, а, из которого следует, что скорость v_u мало изменяется по ширине камеры. Однако обращает на себя внимание тот факт, что окружная скорость вращения жидкости в свободной камере v_u на некоторых участках /от 0,35 до 0,65 r/R_2 / превышает окружную скорость вращения р.к. $U = \omega r$. Это явление впервые наблюдал и объяснил Л.С. Пресман [1]. Связано это с тем, что частицы жидкости при движении внутри колеса имеют окружную скорость, близкую к окружной скорости U р.к. Перемещаясь в свободной камере от выхода к входу, колеса частицы стремятся двигаться по закону $v_u r = const$, т.е. ускоряются при переходе на меньший радиус. Однако вследствие потерь на вихревое трение /реальная жидкость/ энергия движущихся частиц непрерывно убывает. Это приводит к тому, что скорость частиц в свободной камере на участке выхода из р.к. становится меньше U , а на входном остается большей U . Таким образом, жидкость на выходном участке р.к. в свободной камере тормозится, на входном - ускоряется.

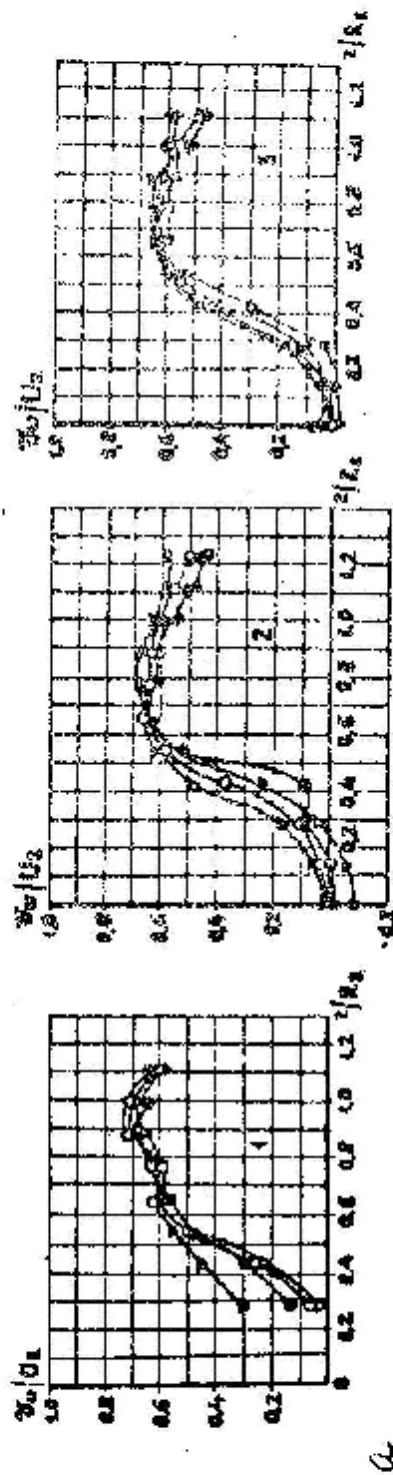


рис. 2. Распределение составляющих абсолютной скорости в свободной камере:
 а - окружной; б - осевой; в - радиальной; ($Q = Q/nD_0^3$): $\nabla - Q = 0,042$;
 $\bullet - Q = 0,034$; $\square - Q = 0,025$; $\nabla - Q = 0$

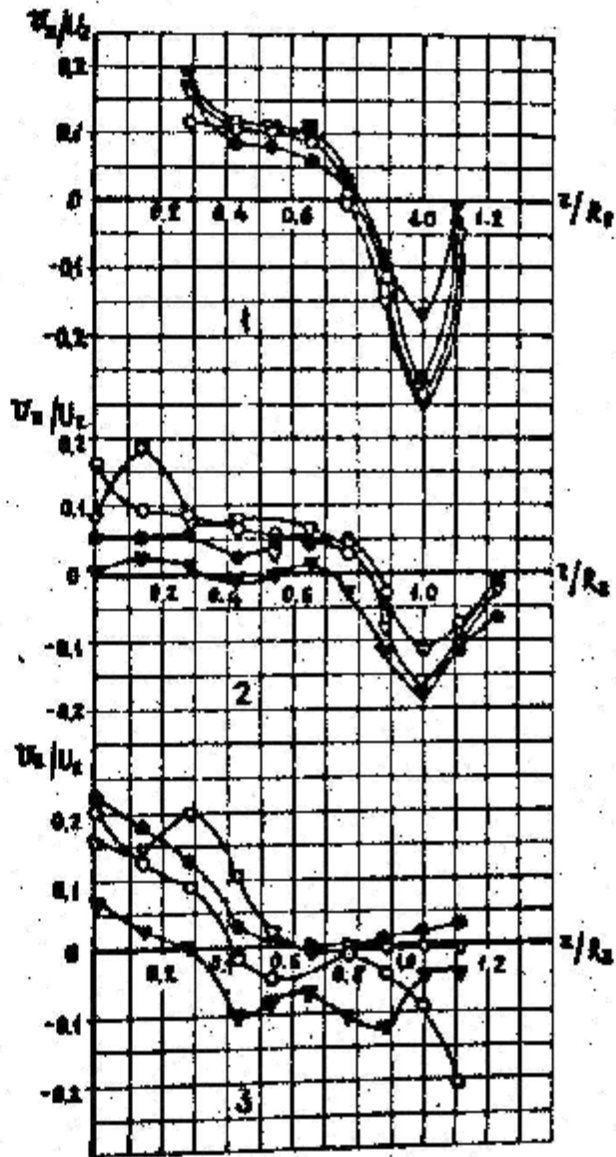


Рис. 2. Продолжение

Отличительной особенностью обладает распределение скорости U_u и в области входа в р.к. На участке с относительным радиусом $r/R_2 < 0,5$ скорость U_u близка к нулю, закрутка потока отсутствует и он имеет осевое направление. При увеличении относительного радиуса скорости U_u резко возрастает, поток приобретает сложное торoidalное движение.

Окружная составляющая скорости значительно превышает скорость, рассчитанную как $U_u = Q/F$, где Q - подача насоса; F - площадь сечения свободной камеры. Расчеты показывают, что суммарный расход жидкости через свободную камеру примерно в 4-5 раз превышает подачу насоса. Это подтверждает ранее сделанные выводы [2; 5] о том, что жидкость многократно /в среднем 2-3 раза/ вращается в корпусе, прежде чем попадает в напорный патрубок.

Распределение осевой составляющей скорости U_z показано на рис. 2, б. Размет количества входящей и выходящей из р.к. жидкости, проведенный по результатам распределения U_z вдоль радиуса вблизи р.к. /сечение I/, позволяет приблизительно оценить расход через р.к. относительно подачи насоса. Установлено, что количество жидкости, проходящее через р.к., больше подачи насоса. Соотношение ее изменяется в зависимости от режима работы насоса и составляет $1,8 + 2,2/Q$. Полученные результаты согласуются с результатами [4] и предполагают разделение потока в р.к. на протекающий в отвод и циркуляционный /возвращающийся на вход в колесо/.

Характер изменения радиальной составляющей скорости U_r /рис. 2, в/ различен в каждом исследуемом сечении. Изменение знака скорости U_r после радиуса выхода из р.к. указывает на наличие обратного течения жидкости в свободной камере насоса. Поскольку абсолютное значение радиальной скорости U_r значительно меньше значения окружной скорости U_u , то частицы жидкости должны совершать неоднократную циркуляцию в свободной камере перед выходом в напорный патрубок, что подтверждает ранее сделанное предположение по результатам окружных скоростей.

Совместное рассмотрение эпюр скоростей U_u , U_z , U_r , а также показанное на рис. 3 распределение меридиональной составляющей скорости U_m ($U_m = \sqrt{U_z^2 + U_r^2}$) в свободной камере насоса указывает на существование меридионального течения /продольного вихря/ в СВН. Поток входит в р.к. в области ступицы. Часть выходящей из р.к. жидкости направляется в отвод, другая часть вследствие разницы окружных составляющих скоростей в колесе и камере, а также потерь энергии

на входе в переднюю стенку, возвращается к выходу в р.к. Жидкость вращается вокруг центра продольного вихря, положение которого изменяется в зависимости от режима работы насоса.

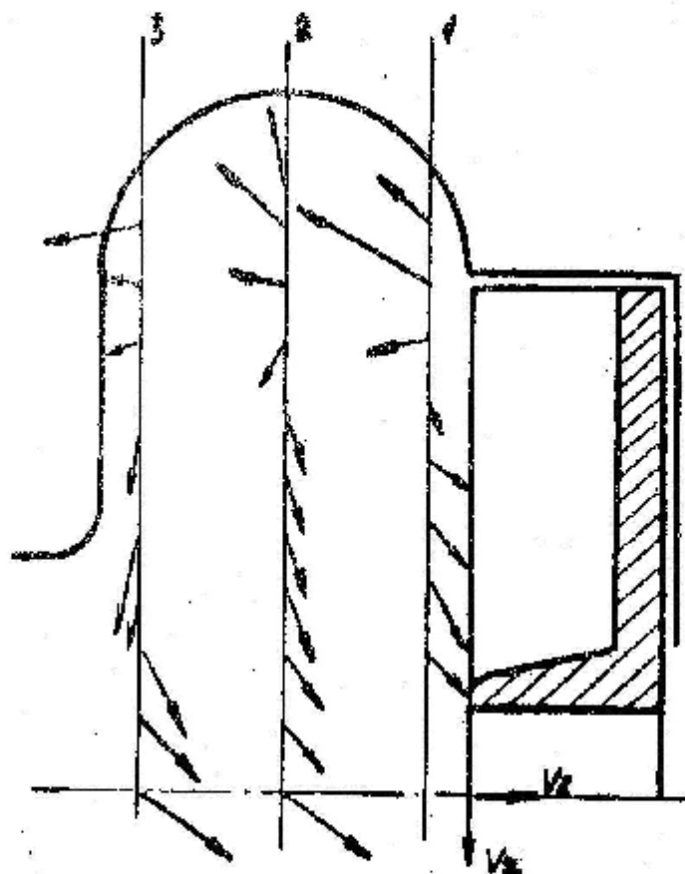


Рис. 3. Распределение меридиональной составляющей скорости

были проведены специальные испытания с применением лакокрасочных покрытий. На рис. 4 показаны фотоснимки р.к. после испытаний на расчетном режиме насоса.

Данный метод был впервые применен в отечественной практике исследований свободновихревых насосов. Одновременно такие же исследования проводил М. Аоки [4]. Сопоставление результатов подтверждает достоверность полученной картины течения в пристеночных областях и на лопатках р.к.

Теоретически наличие продольного вихря было доказано Л.С. Пресманом [1]. Он показал, что в замкнутом объеме, где существует асимметрия поля окружных скоростей, меридиональная циркуляция не равна нулю $\Gamma = \oint \sigma_m ds \neq 0$. Проведенные эксперименты и результаты [4] подтверждают наличие продольного вихря для р.к. типа "Turo" в отличие от ранее рассмотренных р.к. Веико. Как было замечено, часть потока из р.к. поступает непосредственно в отвод, поэтому весь проходящий через р.к. поток может быть разделен на два: поток циркуляции и поток протекания.

Для представления возможной картины течения в каналах рабочего колеса

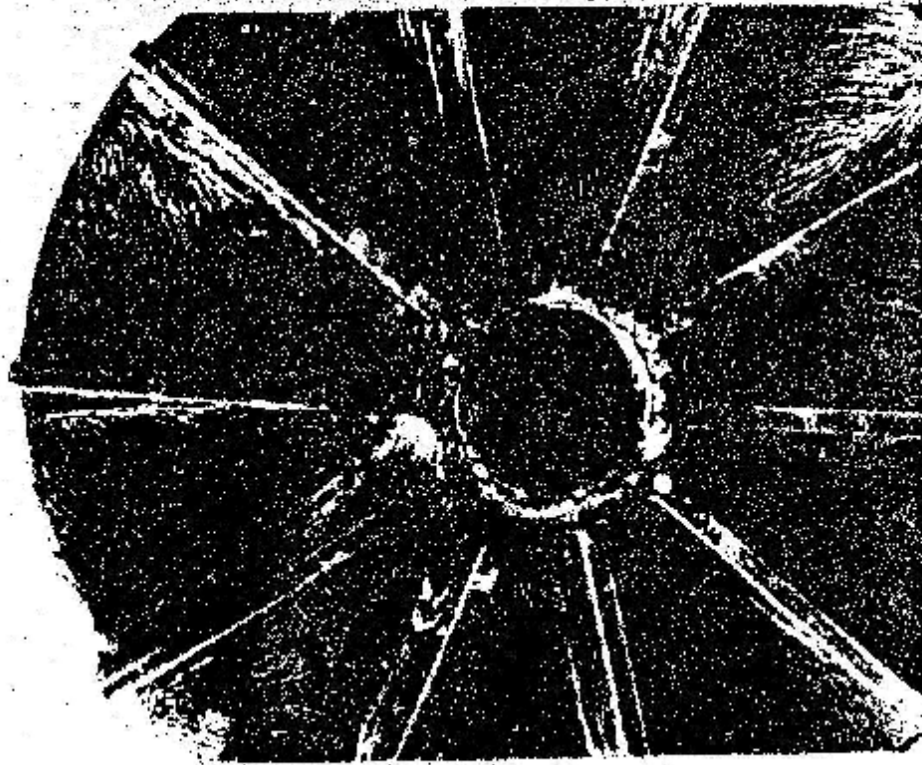
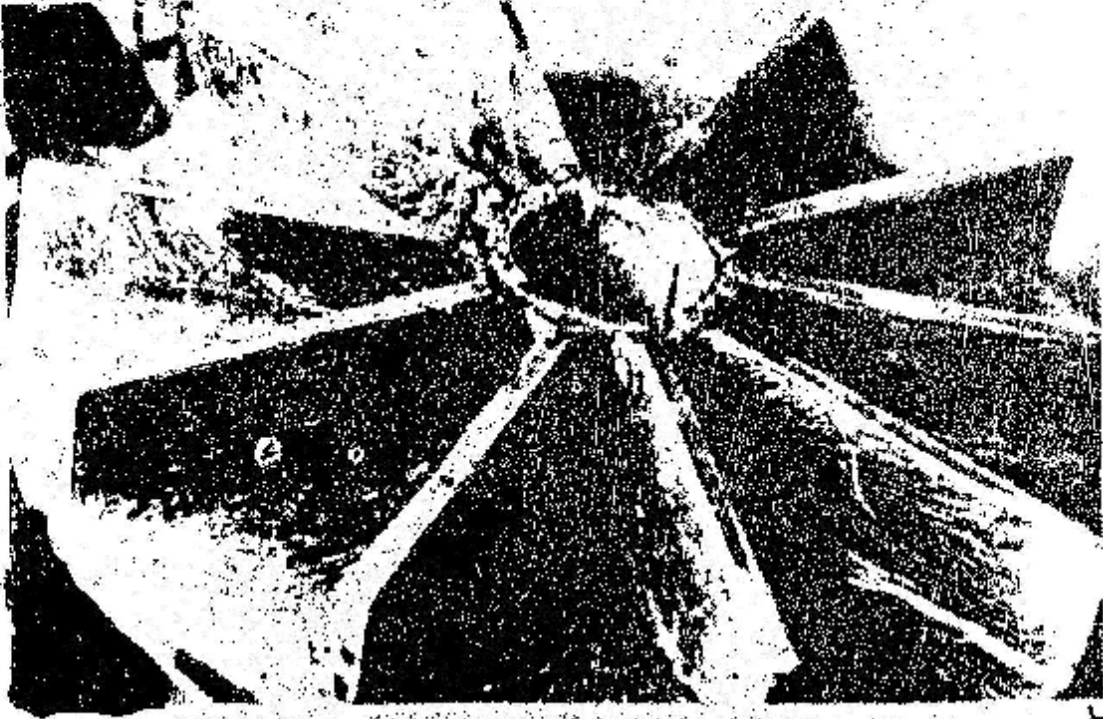
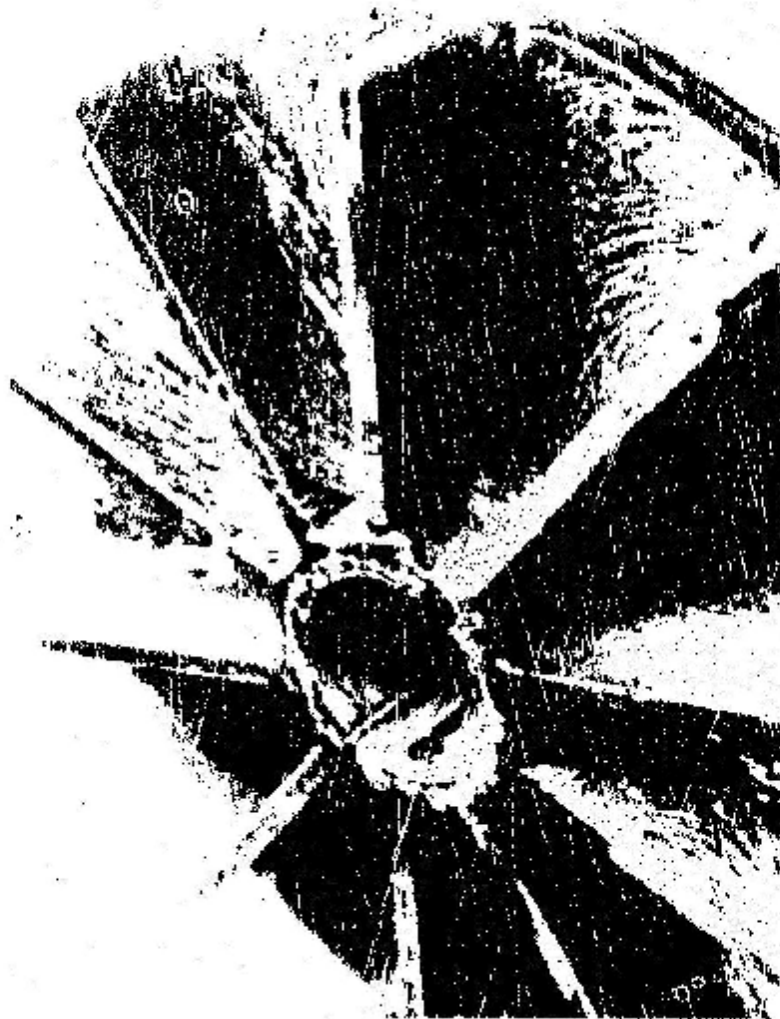


Рис. 4. Дни ток на диске р.к. СВН:
а - в межлопаточных каналах;
б - на рабочей стороне лопатки;
в - на тыльной стороне лопатки



6

Рис. 4. Окончание

Метод исследования потока с помощью лакокрасочных покрытий позволяет получить картину течения приблизительно и схематично, поскольку влияние вязкости приводит к усложнению потока в р.к. и вызывает интенсивные вторичные течения. Картина течения жидкости в межлопаточных каналах р.к. /рис. 4, а/ позволяет наблюдать искривление линий тока в направлении рабочей стороны лопатки. Это можно объяснить действием вторичных течений, обусловленных осевым вихрем /осевой вихрь вызывает отклонение относительной скорости от лопатки/.

На выходе из р.к. поток ударяется о низу корпуса, при этом часть жидкости возвращается обратно в каналы р.к. На снимке отчетливо видны вихревые зоны у рабочей и тыльной стороны лопатки, обусловленные действием на протекающую в колесе жидкость возвратного течения.

На рабочей поверхности лопатки /рис. 4, б/ хорошо видны линии тока входящего и выходящего потоков. Поток входит в рабочее колесо в области ступицы, течет вдоль поверхности лопатки в радиальном направлении, но по мере приближения к выходу р.к. отклоняется в осевом направлении вследствие изменения направления осевой составляющей скорости жидкости. Кроме того, наблюдаются линии схода циркуляционного потока, потока протекания и перетока жидкости на тыльную сторону лопатки.

Расположение линий тока на тыльной стороне лопатки /рис. 4, в/ отличается от их расположения на рабочей стороне. Данные зондирования показали, что закрутка потока на входе в р.к. очень мала. Следовательно, вектор относительной скорости входящего потока должен образовывать большой угол с плоскостью вращения р.к., т.е. жидкость должна входить в р.к. с наклоном к основному диску. Имеющийся наклон линий тока на тыльной стороне лопатки в области входа жидкости в р.к. подтверждает это.

Представляет интерес область двух сталкивающихся потоков, наблюдаемая на выходном участке тыльной стороны лопатки, сходящего с тыльной и перетекающего с рабочей стороны лопатки. Жидкость перетекает через зазор между р.к. и корпусом, что обусловлено разностью давлений по обе стороны лопатки. Следы раздела этих потоков хорошо видны на лопатке, при этом граница раздела оставалась примерно одинаковой на всех режимах и отстояла от наружного радиуса р.к. на $\ell = (0,1 + 0,12) R_2$.

Наличие вихревых зон в каналах р.к. на выходе, а также перетока жидкости с тыльной стороны лопатки вызывает увеличение потерь энергии и, как следствие, снижение экономичности насоса.

Таким образом, полученные результаты не расходятся с данными по зондированию потока в свободной камере насоса, хорошо согласуются с результатами [4] и подтверждают наличие продольно-вихревого движения в СВН.

Поток в СВН визуально исследовали в насосе с прозрачным корпусом из органического стекла впуском воздуха, красителей, а также ввода нитей при стробоскопическом освещении, что позволило получить качественную картину течения жидкости в свободной камере, подводящем и напорном патрубках насоса.

Испытания проводились на различной частоте вращения при полностью открытой задвижке на напорном трубопроводе и на режимах: $Q = 0$; $0,75 Q_p$; Q_p ; $1,25 Q_p$ при $n = 2250$ об/мин. Расчетный режим насоса соответствовал подаче $Q = 60$ м³/ч.

Впуск воздуха на малой частоте вращения /до 500 об/мин/ позволил наблюдать разделение потока на входе в насос: часть пузырьков поступала непосредственно в р.к., а часть уносилась вращающимся перед колесом потоком в отвод и далее в напорный патрубок. Следует отметить, что пузырьки воздуха несколько раз заходили из р.к. и вращались в свободной камере до момента выхода из насоса. При увеличении частоты вращения основная масса пузырьков воздуха поступала в р.к. Разделение потока не наблюдалось.

Необходимо было выяснить изменение картины потока на различных режимах работы насоса. Визуальные наблюдения на принятых режимах исследования показали следующее. На всех режимах, кроме $Q = 0$, впускаемые пузырьки воздуха и красители поступали в основном в р.к., затем совершали несколько заходов в р.к. и вращений в камере насоса перед выходом в напорный патрубок. Цикличность заходов и вращений пузырьков уменьшалась с увеличением подачи насоса. Вводимые при этом во всасывающий патрубок нити были направлены вдоль оси трубопровода, т.е. поток на входе имел чисто осевое направление. Общая картина потока на этих режимах оставалась неизменной.

На нулевой подаче насоса у стенок входного патрубка наблюдалось вращение пузырьков воздуха и отклонение вводимых нитей в сторону р.к., что указывало на наличие обратных токов. Обратные токи, двигаясь по винтовым линиям, захватывали всю массу жидкости в трубопроводе. Следует отметить, что в центральной части входного патрубка и вблизи струицы р.к. отмечалась некоторая закрутка потока в сторону, противоположную его вращению. Наличие этого вращения потока было установлено с помощью стеклянной бусинки, укрепленной на длинной нити и вводимой в насос через подводящий трубопровод вдоль оси р.к.

Таким образом, проведенные исследования позволяют сделать следующие общие выводы:

подтверждено ранее доказанное теоретически Л.С. Пресманом [1] и экспериментами [4; 5] наличие меридионального течения /продольного вихря/ в свободновихревом насосе типа " *Turo* ";

распределение меридиональных скоростей в свободной камере насоса и следы линий тока на рабочей стороне лопатки р.к. показали, что поток, выходящий из колеса, разделяется на поток протекания, поступающий непосредственно в отвод, и поток циркуляции, возвращающийся обратно на вход р.к.;

визуальное исследование потока и расчет расхода жидкости в свободной камере насоса по результатам зондирования подтвердили вывод [2; 5] о существовании многократной циркуляции жидкости в плоскости, перпендикулярной к оси р.к.;

расчет количества проходящей через р.к. жидкости, проведенный по результатам распределения осевой составляющей скорости вдоль радиуса р.к., позволил установить, что поток жидкости, проходящий через р.к., превышает подачу насоса и соотношение его изменяется в зависимости от режима работы насоса;

в результате проведенных испытаний с применением лакокрасочных покрытий получили приближенную картину течения жидкости в пристеночных областях межлопаточных каналов р.к. и определили местоположение вихревых зон, влияющих на потери энергии в р.к.;

исследования подтвердили правомерность применения формулы Л.С. Пресмана [1] для расчета положения центра продольного вихря на оптимальном режиме.

На основании проведенных исследований и обобщения результатов [1-5] представляется следующая модель течения жидкости в проточной части СВН /рис. 5/. Жидкость из всасывающего патрубка поступает в свободную камеру и р.к. насоса. По аналогии с р.к. центробежного насоса жидкость входит в колесо в области ступицы и под действием центробежной силы отбрасывается к периферии. Поскольку средняя окружная составляющая скорости жидкости в свободной камере меньше окружной скорости жидкости в р.к., меньшими, чем в колесе, будут и центробежные силы, действующие на частицы жидкости в камере. Из-за разности напора центробежных сил в свободной камере насоса возникает меридиональное движение жидкости /продольный вихрь/. Такое же организованное течение - продольно-вихревое движение наблюдается и в вихревом насосе [7]. Часть жидкости из р.к. уходит непосредственно в отвод

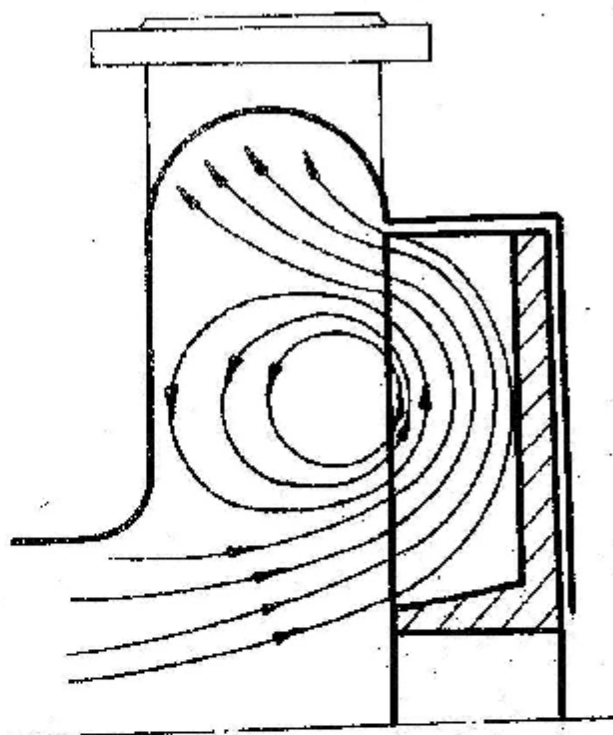


Рис. 5. Схема движения жидкости в СВН

2/ в свободной камере насоса происходит обмен количеством движения между частицами выходящего из р.к. и поступающего из всасывающей патрубки потоком. При смешении этих двух потоков жидкость в камере насоса закручивается в направлении движения колеса, поступает в отвод и под действием центробежных сил отбрасывается в напорный патрубок. Смешение двух потоков сопровождается интенсивным вихреобразованием.

В СВН не исключена возможность передачи энергии за счет поперечных вихрей, возникающих при обтекании торцов лопаток, а также турбулентного обмена частиц жидкости в колесе и в свободной камере. Однако базовым при обмене энергией является продольно-вихревое движение.

Гидравлические потери при обмене количеством движения и потери в р.к. будут характеризовать потери рабочего процесса СВН. Эти потери определяются КПД насоса. Как уже отмечалось, вторая стадия передачи энергии сопровождается интенсивным вихреобразованием и, как

вследствие того, что энергия частиц этой жидкости превышает энергию частиц жидкости в отводе. Другая часть, теряя энергию, возвращается к входу в р.к. Следует отметить, что на существующее интенсивное меридиональное течение накладывается окружное течение, поэтому в свободной камере наблюдается сложное тороидальное движение частиц жидкости.

При рассмотрении процесса передачи энергии в СВН можно выделить две стадии:

1/ энергия от р.к. передается проходящему через него потоку. Здесь механическая энергия двигателя преобразуется в энергию потока жидкости;

следствие, неизбежными большими потерями энергии. В центробежных насосах таких неизбежных потерь нет. Этим объясняется более низкий КПД СВН по сравнению с центробежным насосом.

Литература

1. Пресман Л.С. Смерчевые /свободновихревые/ насосы // Тр. ВНИИГидромаша: Респуб. межвед. научн.-техн. сб. - 1967. - Вып. 36. - С. 46-65.

2. Капелкин А.Н. Исследование рабочего процесса насосов свободно-вихревого типа с помощью скоростной киносъемки. Гидравлическая добыча угля // Тр. ЦНИИГМУгля. - 1965. - № 11. - С. 35-37.

3. Rütshi K. Die Arbeitsweise von Freistrompumpen // Schweizerische Bauzeitung. - 1968. - N32. - S. 575-582.

4. Аоки М. Исследование свободновихревого насоса. Модель течения. - Эхара Дзико, 1982. - № 121. - С. 2-8.

5. Grabov G. Untersuchungen an Freistrompumpen // Internationale Symposium Pumpen und Verdichter. - Leipzig, 1970. - S. 15-19.

6. Fitero J., Gyulai. Considerach teoretice asupra transferului de energie in pumpela PSNS // Bulatinul stiintific si tehnic al Institutului Politehnic "Traian Vuia" (Timisoara). Seria "Mecanica". - 1980. - V. 25/39/-N2. - S. 79-87.

7. Байбаков О.В. Вихревые гидравлические машины. - М.: Машиностроение, 1981. - 197 с.

УДК 621.964.31/.33.001.5

И.А. Ковалев, В.А. Соляник

ВЛИЯНИЕ ОСНОВНЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ РАЗМЕРОВ КОРПУСА СВОБОДНОВИХРЕВОГО НАСОСА НА ЕГО ХАРАКТЕРИСТИКИ

К настоящему времени границы областей применения свободновихревых насосов /СВН/, их достоинства и недостатки четко определились как на основе научных исследований, так и на опыте промышленной эксплуатации. Из-за наличия широкого свободного пространства, не пере-

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
Кафедре гидравлических машин Сумского государственного университета - 25 лет	4
Евтушенко А.А., Ржебаев Э.Е., Швиндин А.И., Шифрин М.И. Состояние и проблемы развития насосостроения на Украине	9
Малик А.В., Недоспасов В.П., Головин В.А., Визенков Г.В. О направлении работ по стандартизации в насосостроении на Украине	16
Евтушенко А.А. Стандартизация выбора параметров вновь создаваемых насосов общепромышленного назначения	20
Косторной С.Д. Моделирование нестационарного отрывного обтекания лопастных систем гидромашин	28
Косторной С.Д. Численное моделирование отрывных течений в лопастных гидромашинах	39
Григоров В.П. Дифференциальные уравнения движения жидкости с переменной вдоль потока массой по криволинейной вращающейся стенке	50
Ковалев И.А. Численное моделирование течения жидкости в проточной части свободновихревого насоса	56
Герман В.Ф. Исследование структуры потока в свободновихревом насосе	67
Ковалев И.А., Соляник В.А. Влияние основных геометрических размеров корпуса свободновихревого насоса на его характеристики	81

Саложников С.В. Исследование влияния газосодержания на характеристики свободновихревого насоса	89
Ковалев И.А., Олада Н.М., Кравцова Н.А. Агрегаты насосные свободновихревые типа АННС для систем шариковой очистки трубок конденсаторов и теплообменников	96
Ржебаева Н.К., Агаджанова С.В. Разработка физической модели течения в полукрытых рабочих колесах центробежных насосов с коэффициентом быстроходности $n_r \leq 80$	101
Ржебаева Н.К., Ржебаев Э.Е., Агаджанова С.В. Исследование полукрытых рабочих колес центробежных насосов	106
Киселев Е.Н., Перехрест А.Н., Пырьов А.А. Опыт создания консольных насосов для горячих жидкостей	113
Василенко Л.А., Тазетдинов В.Г. Выбор типа спирального отвода в зависимости от параметров одноступенчатого насоса с двусторонним входом	118
Вертячих А.В., Стеценко А.А., Шарбуль С.Н. Влияние неравномерности потока, формируемого боковым подводом, на энергокавитационные и виброшумовые характеристики лопастных насосов повышенной быстроходности	128
Гусак А.Г., Евтушенко А.А. О целесообразности и принципах создания типоразмерного ряда погружных моноблочных насосов со схемой проточной части "направляющей аппарат - рабочее колесо"	141

Вертепов Ю.М., Арсеньев В.М. Перепуск в жидкостно-кольцевых вакуумных насосах	151
Мандрыка А.С. Исследование двух реверсивных насосных колес в потоке без кавитации	156
Марцинковский В.А., Гулый А.Н. Бесконтактные уплотнения центробежных насосов и компрессоров	168
Хворост В.А., Беда И.Н., Прядко С.В. Вынужденные колебания горизонтальных роторов центробежных машин при сейсмическом воздействии	194
Курилов А.Ф. Критическое отношение давлений при течении газа в эквидистантных щелевых каналах	203
Курилов А.Ф. Определение расхода газа через щелевые эквидистантные каналы	206
Евтушенко А.А., Неня В.Г., Твердохлеб И.Б. Расчет гидродинамического привода в составе сложной гидросети	211
Ржебаев Э.Е., Тазетдинов В.Г. Создание отечественных рекуперативных гидротурбин и агрегатов мотор-насос-турбина	221
Тазетдинов В.Г. Новый способ эксплуатации рекуперативных гидротурбин	226
Ванеев С.М., Королев С.К., Рухлов Ю.Л., Федотов Ю.Т., Бостан И.А. Струйно-реактивные двигатели для приводов шаровых кранов	233

Кулинич С.П., Игнатьев А.С. Исследование влияния некомпенсированной гидродинамической силы на характеристики пропорционального электрогидравлического распределителя клапанного типа	239
Коваленко В.М. Исследования по аэродинамике вертикально-осевых ветроэнергетических установок /ВЭУ/	251
Бабенко Н.П., Волков Н.И. Расчет обтекания ротора быстроходного ветродвигателя вертикально-осевого типа методом дискретных вихрей	254
Волков Н.И. Анализ изменения углов атаки лопастей ортогонального ветродвигателя на режимах различной быстроходности	259
Волков Н.И. Влияние нестационарности обтекания лопастей на аэродинамические характеристики ортогонального ветродвигателя	265
Якуба А.Р. Фракционная эффективность конических аппаратов с закрученными потоками	269
Якуба А.Р., Кузько С.А. Структура потоков прямоочных вихревых аппаратов	281
Якуба А.Р. Оптимизация геометрических и технологических параметров центробежных пылеуловителей	291

Кузько С.А., Якуба А.Р. Определение перепада давления в изогнутом диоде	300
Ремнев А.И. Некоторые аспекты практического при- менения технологии крепления труб с тонкой трубной решеткой осевым деформированием	303
Ремнев А.И., Матушкин В.Л. Влияние конструктивно- технологических факторов на усталостную прочность узла крепления трубы с решеткой теплообменного оборудования ...	312