

УДК 621.224

А. С. КОСТОРНОЙ, канд. техн. наук; гл. конструктор «ВНИИАЭН», Сумы;
А. О. БОНДАРЕВ, аспирант СумГУ, Сумы

ПРОЕКТИРОВАНИЕ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ НА ОСНОВЕ РЕШЕНИЯ ОБРАТНОЙ И ПРЯМОЙ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ ЗАДАЧИ

Обоснованная математическая модель (ММ) течения жидкости в проточной части (ПЧ) лопастной гидравлической машины (ГМ) (турбины или насоса) способствует развитию методов их проектирования и определения гидродинамических параметров для целенаправленного совершенствования энергетических, кавитационных и силовых характеристик на этапе проектирования, что значительно сокращает сроки выполнения технического задания и заменяет дорогостоящий физический эксперимент вычислительным.

Ключевые слова: обратная задача, прямая задача, квазипотенциальное (сложно-слоистое) течение, винтовое течение.

Введение

Развитие химической, угольной и нефтяной промышленности, черной и цветной металлургии, энергетики и сельского хозяйства, морского и речного флота требуют опережающего развития машиностроения и его составной части – насосного машиностроения.

Высокие темпы развития в стране «Большой энергетики» определяют задачи в той области энергомашиностроения, которая связана с отработкой и производством питательных, конденсатных, циркуляционных и сетевых насосов. Турбоблоки мощностью от 150 до 800 тыс. кВт оборудованы насосами отечественного производства. Все эти насосы по своим технико-экономическим показателям находятся на современном уровне и не уступают лучшим зарубежным образцам.

Сумы – центр энергетического машиностроения в стране. «ВНИИАЭН», «СМЗ», «НАСОСЭНЕРГОМАШ», СНПО им. Фрунзе – ведущие предприятия, а СумГУ – кузница кадров, которая обеспечивает их материалами по теории, расчету, проектированию, производству и эксплуатации центробежных насосов. Здесь наибольшее внимание уделено изучению структуры потока в проточной части и её связи с оптимальными значениями основных конструктивных параметров. Особое внимание уделено вопросам проектирования питательных, нефтяных и погружных насосов.

Расширение области работы насосов по подаче и напору, с одной стороны, и дальнейшее сокращение типов конструкций насосов с другой – выдвигают ряд задач связанных с унификацией проточной части и узлов конструкции и стандартизацией насосов. Эти вопросы рассматриваются с перспективой развития отечественного насосостроения.

Дальнейшее повышение надежности и энергоёмкости насосного оборудования в значительной степени зависит от правильного определения величины основных параметров проектируемой машины. Согласно планам развития народного хозяйства страны в теплоэнергетике намечено строительство крупных электростанций мощностью до 4 млн. кВт с энергетическими блоками от 300 тыс. до 1,5 млн. кВт.

Анализ основных достижений и литературы

Увеличение единичной мощности турбоагрегатов приводит к росту единичной мощности питательных насосов, которые в условиях отсутствия резервных насосов в силу ответственного характера своей работы приравниваются к основному оборудованию ТЭС. При этом обращается внимание на необходимость максимальной унификации машин с сохранением достигнутых энергетических показателей, что является важным условием быстрого развития машиностроения, в частности к производству питательных насосов указанных выше турбоблоков. В этой связи рассматривается возможность максимальной унификации этих насосов. При этом под максимальной унификацией подразумевают применение для всех насосов одинаковых конструкций, отличающихся лишь геометрическими параметрами проточных частей, рабочего колеса и лопаточного отвода при одинаковых габаритных размерах последних.

Обоснование осуществления такой унификации базируется на следующих основных положениях. Гидравлические потери в рабочем колесе в достаточно широком диапазоне подач практически не изменяются, т.е. не имеют четко выраженного минимума. Гидравлические же потери в отводе имеют четко выраженный минимум. Что касается механических и объемных потерь ступени, то они минимума не имеют и их относительная величина уменьшается с увеличением подачи, а соответствующие КПД несколько повышаются. В этой связи оптимальный режим работы ступени определяется отводом. Ввиду указанного выше характера распределения всех видов потерь представляется возможным одно и то же колесо использовать для работы в ступенях с различными оптимальными подачами. В качестве наглядного подтверждения указанных положений послужили материалы балансовых испытаний одного из вариантов модельной ступени, отработанной кафедрой гидромашиностроения ЛПИ им. М.И. Калинина применительно к питательному насосу турбоблока 1200 МВт [1].

Кроме того, при решении поставленной задачи учитывался опыт этой же кафедры по разработке ступеней к унифицированным питательным насосам, выпускаемым заводом «Экономайзер» к турбоблокам 300, 500 и 800 МВт.

На основе проведенного авторами анализа установлено, что создание унифицированных насосов к мощным турбоблокам целесообразно осуществлять на базе ступени с уменьшенными радиальными размерами, отработанной применительно к насосу турбоблока 1200 МВт, которая по сравнению с существующими ступенями имеет радиальные размеры на (10–16) % меньше.

Обеспечение требуемого оптимального режима достигается расчетом входного сечения отвода по методике, основные положения которой сводятся к следующим выражениям.

Входное сечение диффузора направляющего канала отвода рассчитывается по величине скорости в нем

$$V_{\Theta} = K_{\Theta} \sqrt{2gH} . \quad (1)$$

Здесь коэффициент K_{Θ} , определяющий пропускную способность отвода,

$$K_{\Theta} = \frac{8,5}{n_S^{2/3}} + 2,2 \cdot 10^{-4} n_S . \quad (2)$$

Что касается унификации питательного насоса к турбоблоку 300 МВт на одной базе с насосами турбоблоков 500, 800 и 1200 МВт, то ввиду значительного отличия его таких основных параметров, как подача и потребляемая мощность, от аналогичных

параметров более энергоемких насосов к турбоблокам 500, 800 и 1200 МВт унификация по рассматриваемой схеме не представляется возможной.

Учитывая последнее, для обеспечения требуемого значения конечного давления, одинакового для насосов всех турбоблоков, напоры, приходящиеся на одну ступень, также должны быть одинаковы. Равенство же напоров в ступенях всех насосов, в свою очередь, определяет для них равную частоту вращения.

По интуитивному убеждению авторов [1] делается вывод, унификацию питательных насосов для мощных энергоблоков выполнять совместно с созданием также и унифицированных приводных турбин. Согласование частоты вращения приводной турбины и питательного насоса представляет собой сложную задачу. Стремление выполнить высоконапорный и высокоэкономичный насос с малым числом ступеней компактной конструкции требует принятия высокой частоты вращения (более 5500–6000 об/мин).

Необходимость дальнейшего повышения частоты вращения приводит к созданию двухпоточной турбины, что существенно усложняет её конструкцию и приводит к увеличению габаритов и массы турбины.

Учитывая, что по условиям унификации диаметры рабочих колес всех ступеней одинаковы и равны D_2 рабочего колеса базовой ступени, определяющим для обеспечения заданных параметров ступеней насосов 500 и 800 МВт является правильный выбор выходного угла β_2 лопастей нового рабочего колеса, рассчитанного на среднюю для этих ступеней подачу $Q_{ср}$. Угол β_2 лопастей рабочего колеса для ступеней насосов к турбоблокам 500 и 800 МВт определяется из условия равенства напоров ступени с этим колесом и ступени насоса турбоблока 1200 МВт (базовый вариант с индексом «б»), которое запишем в виде:

$$\frac{u_{2б}}{g} \mu_б \eta_{Г.б} \left(u_{2б} - \frac{v_{2мб}}{\operatorname{tg} \beta_{2б}} \right) = \frac{u_2}{g} \mu \eta_{Г} \left(u_2 - \frac{v_{2м}}{\operatorname{tg} \beta_2} \right), \quad (3)$$

где $\mu_б$ и μ – коэффициенты, учитывающие конечное число лопастей, соответственно колеса базового и нового вариантов; $\eta_{Г.б}$ и $\eta_{Г}$ – гидравлические КПД, соответственно базового и нового вариантов.

Исходя из равенства диаметров D_2 рассматриваемых колес, получаем:

$$u_{2б} = u_2; \quad \eta_{Г.б} = \eta_{Г}. \quad (4)$$

В первом приближении принимают $\mu_б = \mu$. Учитывая равенства (4) и пренебрегая разницей в величине коэффициентов стеснения на выходе из колес, из выражения (3) определяют

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \operatorname{tg} \beta_{2б} Q / Q_б, \quad (5)$$

и считают, что таким образом выбранный угол β_2 для нового рабочего колеса, согласно (5), позволит обеспечить необходимую величину напора на режиме, среднем для ступеней насосов турбоблоков 500 и 800 МВт. Обеспечение требуемых оптимальных (расчетных) режимов для этих насосов достигается, как отмечалось выше, выбором величины площади входного сечения направляющих каналов отвода. Очевидно, что получаемая при этом величина напора будет отличаться от расчетной (требуемой). Оценить, на сколько напор, создаваемый вновь рассчитанным колесом, будет отличаться от расчетного для насосов турбоблоков 500 и 800 МВт, авторы предлагают рассчитывать по формуле

$$H = 4,46 \cdot 10^{-5} n^{2,175} Q^{-0,177} D_2^{2,53} \eta_{Г}^{1,265}. \quad (6)$$

Если напор и другие параметры одной из ступеней принять за исходные и обозначить индексом «и», а параметры произвольной ступени не обозначать индексами, то, используемая формула (6), может быть записана в виде

$$H = H_{\text{и}} \left(\frac{n}{n_{\text{и}}} \right)^{2,175} \left(\frac{Q}{Q_{\text{и}}} \right)^{-0,177} \left(\frac{D_2}{D_{2\text{и}}} \right)^{2,53} \left(\frac{\eta_{\Gamma}}{\eta_{\Gamma.\text{и}}} \right)^{1,265} \quad (7)$$

Из выражения (7) формула для определения напора ступени на новом оптимальном режиме её работы в зависимости от параметров ступени исходного варианта имеет вид

$$H = H_{\text{и}} (Q/Q_{\text{и}})^{-0,177}, \quad (8)$$

так как в этом случае предполагают равенства $n = n_{\text{и}}$; $D_2 = D_{2\text{и}}$; $\eta_{\Gamma} = \eta_{\Gamma.\text{и}}$ и при этом режим работы обеспечивается только изменением площади входного сечения отвода.

Практический расчет по приведенным формулам показал, что использование одного рабочего колеса отличается от их расчетной (требуемой) величины на (2,3 %) Такое несовпадение фактической и расчетной величин напоров может быть ликвидировано в процессе выполнения доводочных работ на модельной ступени, например запиловкой выходных кромок лопастей рабочего колеса, если напор недостаточен, или подрезкой колеса по наружному диаметру, если напор больше требуемой величины. Приведенные рекомендации сделаны для модельных ступеней, выполненных в ЛПИ применительно к унифицированным насосам турбоблоков 300 и 500 МВт завода «Экономайзер». При этом в качестве базовой принята ступень насоса турбоблока К-300, а ступень насоса турбоблока К-500 в отличие от базовой имеет меньшую площадь входного сечения отвода.

Выполненные авторами расчеты подтвердили, что погрешность составит $\approx 1,9 \%$ и хотя в экспериментальных исследованиях допускается до 1 %, они делают вывод о возможности применения формулы (7) для определения напора ступени при смещении её оптимального режима путем изменения пропускной способности отвода, как имеющей достаточную для практики точность.

Следует отметить, что рассмотренный вариант унификации питательных насосов мощных турбоблоков не является единственно возможным. Она может быть проведена с некоторым изменением частоты вращения насосов.

Очевидно, что наиболее эффективное решение задачи по унификации питательных насосов мощных турбоблоков, на основе приведенных выше положений, должно быть осуществлено в процессе отработки ступеней к ним.

Цель исследования, постановка задачи

Более перспективным, на наш взгляд, для этих целей является метод математического моделирования реальных и физических явлений на ЭВМ и постановка вычислительного эксперимента, особенно эффективного в тех случаях, когда он сочетается с аналитическими подходами, физическим экспериментом, автоматизированной подготовкой исходных данных и обработкой результатов расчета.

Появление нового, весьма мощного и общего метода исследований – вычислительного эксперимента – как никогда ранее тесно связало физическое содержание задачи, математическую формулировку её и численный метод решения, учитывающий особенности ЭВМ.

Растущие запросы практики ведут к усложнению прикладных задач, для решения которых традиционные методы их решения часто оказываются неэффективными. К числу таких задач относится задача обеспечения не только

высоких энергетических и кавитационных показателей, но и требуемой формы рабочей характеристики на расчетных режимах работы насоса.

Изучение и учет причин рассогласования оптимальных режимов работы с расчетными представляет собой весьма актуальную задачу, так как, как правило, сопровождается экспериментальной доводкой рабочих элементов проточной части уже после изготовления.

Рассогласование оптимальных режимов работы элементов ПЧ в большинстве случаев – явление, приводящее к вредным последствиям: отрыву потока, увеличению сопротивления движению твердого тела в жидкости, уменьшению максимальной подъемной силы лопасти, нестационарным нагрузкам и сопровождается повышенным шумом. При отрыве потока происходят потери энергии. Поэтому все эти явления должны учитываться при проектировании ПЧ с учетом взаимного влияния на рабочий процесс всех элементов на основе математически и физически обоснованных законов течения рабочей жидкости.

Теория лопастных гидравлических машин (ГМ) – это теория, посвященная установлению закономерностей течения жидкости в омываемой ею ПЧ и поэтому должна базироваться на общих законах механики жидкости: законе сохранения массы, количества движения и энергии. На базе такой теории должна быть основана и разработана модель рабочего процесса всех видов ГМ, которые принято разделять по форме течения рабочей жидкости в ПЧ. Предлагаемые нами ММ позволяют создать научно обоснованный автоматизированный метод проектирования и расчета рабочих органов машин с использованием ЭВМ и анализировать экспериментальные данные.

Задача обеспечения максимально высокого КПД является одной из главных при проектировании и отработке элементов ПЧ гидравлических машин. Наряду с требованием высокого КПД на практике часто возникает необходимость обеспечения высоких антикавитационных качеств, повышенной напорности и т.п. (например, для центробежных насосов типа электрического центробежного насоса (ЭЦН) для добычи нефти, определенной формы напорной характеристики $H - Q$, питательные насосы ТЭС с заданной крутизной характеристики) и других возможных требований. Добиться удовлетворения этих требований можно: на основе многовариантного ММ (математического эксперимента) с выбором оптимального варианта, удовлетворяющего требованиям технического задания (ТЗ) на стадии проектирования.

Материалы исследования

До настоящего времени единая теория и рабочий процесс гидротурбин и насосов, основанная на общих закономерностях течения жидкости и методах расчета течения жидкости в ПЧ гидравлических машин, в большинстве случаев рассматривались отдельно, часто не учитывая опыта и достижения в смежных областях. В связи с этим премудрости теории по каждому виду машин постигались отдельно и подчас даже противопоставлялись эти машины друг другу. В таком подходе к изучению теории и практической реализации скрывался ряд методических недочетов, приводящих к излишнему повторению уже достигнутых положительных результатов и увеличению сроков внедрения их в подобных случаях.

Очевидно, что гидротурбины и лопастные насосы имеют свою специфику, свои коренные особенности в рабочем процессе, конструктивные различия и т.д. Однако то общее, что существует в этих родственных ГМ, позволяет рассматривать теорию и методы их проектирования с единой позиции.

Теория лопастных ГМ – это теория, посвященная установлению закономерностей течения жидкости в омываемой ею ПЧ и поэтому должна

базироваться на общих законах механики жидкости: законе сохранения массы, количества движения и энергии.

На базе такой теории должна быть основана и разработана модель рабочего процесса всех видов ГМ, которые принято разделять по форме течения рабочей жидкости в ПЧ на три типа: машины радиально-осевые или центробежные, диагональные и осевого типа.

Предлагаемые нами модели ММ позволяют создать научно обоснованный автоматизированный метод проектирования и расчета рабочих органов машин с использованием ЭВМ и анализировать экспериментальные данные.

В прикладных задачах построение математической модели – это один из наиболее сложных и ответственных этапов работы. Опыт показывает, что во многих случаях правильно выбрать модель – значит решить проблему более чем наполовину. Трудность данного этапа состоит в том, что он требует соединения математических и специальных знаний. Математическая модель никогда не является тождественной рассматриваемому объекту. Она не передает всех его свойств и особенностей. Основанная на упрощении, идеализации, она является приближенным описанием объекта. Поэтому результаты, полученные при анализе модели, всегда носят для объекта приближенный характер. Их точность определяется степенью соответствия, адекватности модели и объекта. Вопрос о точности, о достоверности результатов – это один из самых тонких вопросов прикладной математики. Наиболее просто он решается в случае, когда хорошо известны законы, определяющие поведение и свойства объекта и имеется большой практический опыт их применения. Тогда можно априори, т.е. до начала решения математической задачи оценить точность результатов, которую обеспечивает рассматриваемая модель.

Более сложная ситуация возникает тогда, когда наши знания об изучаемом объекте недостаточны. В этом случае при построении математической модели приходится делать дополнительные предположения, которые носят характер гипотез.

Выводы, полученные в результате исследования такой гипотетической модели, носят для изучаемого объекта условный характер. Они справедливы для него настолько, насколько правильны исходные предположения. Для их проверки необходимо сопоставить результаты исследований модели со всей имеющейся информацией об изучаемом объекте. Степень близости расчетных величин экспериментальным данным позволяет судить о качестве гипотетической модели, о справедливости или ошибочности исходных предположений. Таким образом, вопрос применимости некоторой математической модели к изучению рассматриваемого объекта не является чисто математическим вопросом и не может быть решен математическими методами. Основным критерием истинности является эксперимент, практика в самом широком смысле этого слова. Критерий практики позволяет сравнить различные гипотетические модели и выбрать из них ту, которая является наиболее простой и в то же время в рамках требуемой точности правильно передает свойства изучаемого физического явления.

Чтобы учесть перечисленные особенности рабочего процесса лопастных ГМ, имеющийся многолетний опыт проектирования обобщен и представлен во всех учебниках в виде рисунков и основных соотношений геометрических размеров ПЧ, например в [2]. В качестве критерия определения геометрических параметров ПЧ и области основных расчетных рабочих параметров H , Q , n принят параметр, называемый коэффициентом быстроходности n_s . Выбранный нами подход, основан на решении обратной и прямой гидродинамической задачи с учетом взаимного влияния всех элементов ПЧ на процесс течения жидкости в нестационарной постановке.

Разрабатываемые ММ, использованные нами в методах проектирования ЦН, базируются на решении прямой и обратной гидродинамической задачи, которые опубликованы в работах [3–7].

Результаты исследования

Проектирование многоступенчатых центробежных насосов (рис. 1) добавил ссылку на основе решения обратной и прямой гидродинамической задачи выполняется в следующей последовательности:

- 1) на заданные параметры выбирается схема проточной части рабочего колеса и определяются основные геометрические размеры;
- 2) принимается схема варианта первого направляющего аппарата. Их предусмотрено три;
- 3) выбирается проточная часть второго и всех последующих рабочих колес. Их основные геометрические размеры принимаются с учетом коэффициента n_S ;
- 4) решается прямая задача для первой ступени рабочего колеса и направляющего аппарата;
- 5) проектируем рабочее колесо на рассчитанный меридианный поток и корректируем геометрические размеры первого направляющего аппарата;

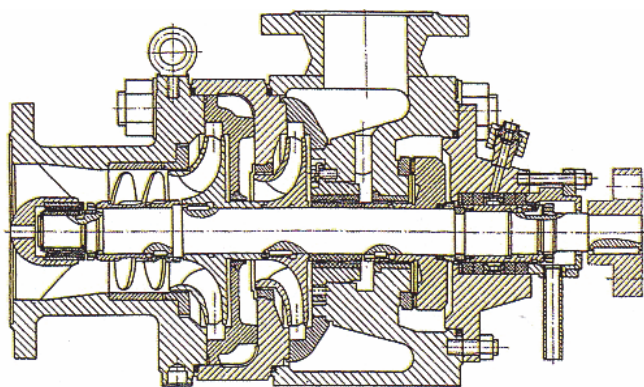


Рис. 1– Многоступенчатый насос

6) проектируем рабочее колесо второй ступени и решаем прямую задачу для второй ступени. При необходимости вносим изменения и оформляем файлы для выполнения расчетов учета вязкости на основе расчета модели пограничного слоя;

7) после выполнения расчета пограничного слоя строится рабочая характеристика. Эти результаты в данной работе не представлены.

Результаты, выполненных расчетов в пунктах 1–6 представлены на рис. 2–21.

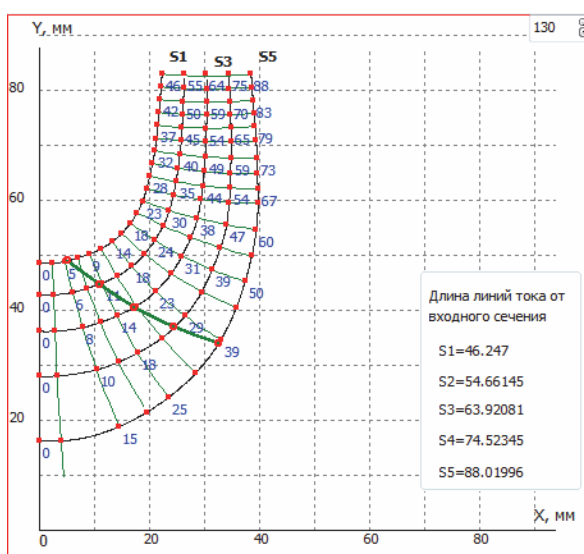


Рис. 2 – РК первой ступени

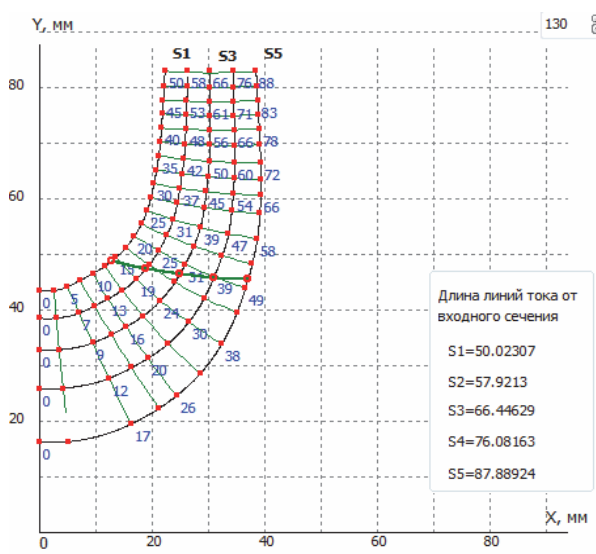


Рис. 3 – РК второй ступени

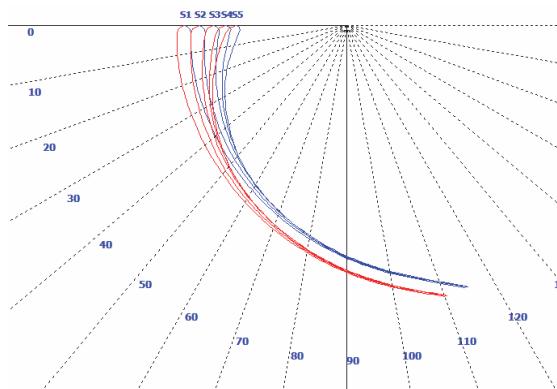


Рис. 4 – Лопасть в плане РК первой ступени

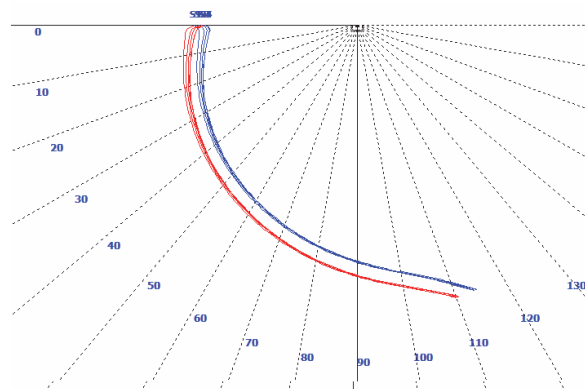


Рис. 5 – Лопасть в плане РК второй ступени

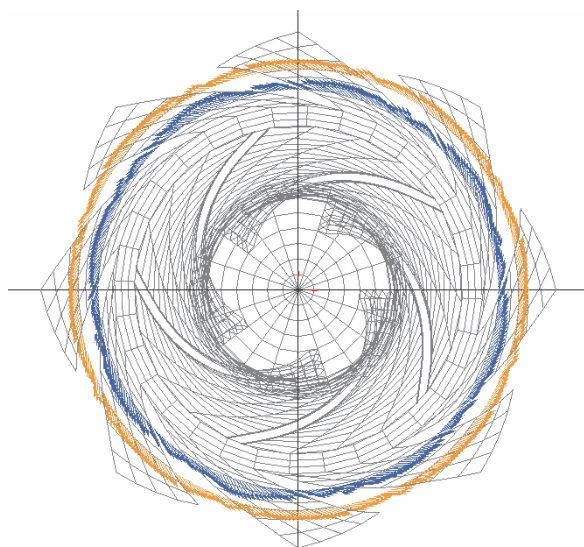


Рис. 6 – Диффузорная часть НА

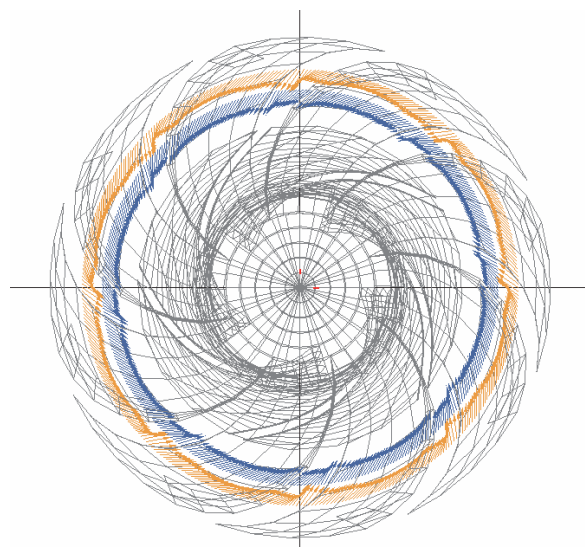


Рис. 7 – Конфузорная часть НА

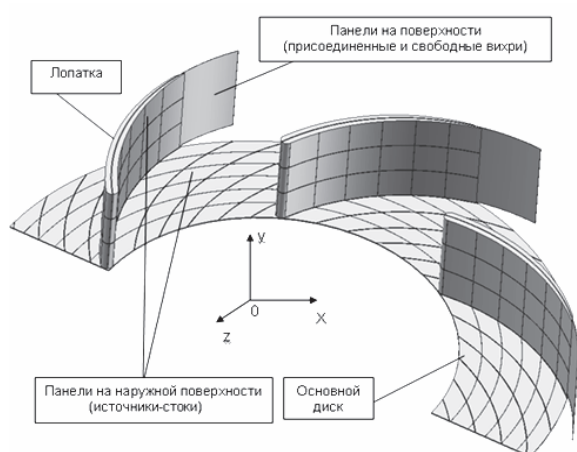


Рис. 8 – Распределение гидродинамических особенностей в проточной части РК

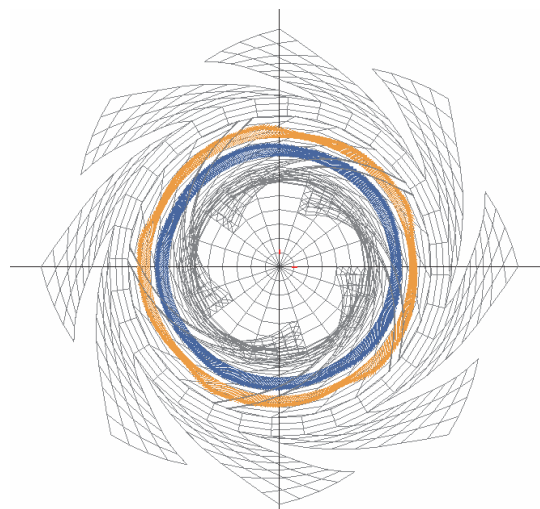


Рис. 9 – Эпюры распределение относительных скоростей в области РК в сечении $R = \text{const}$

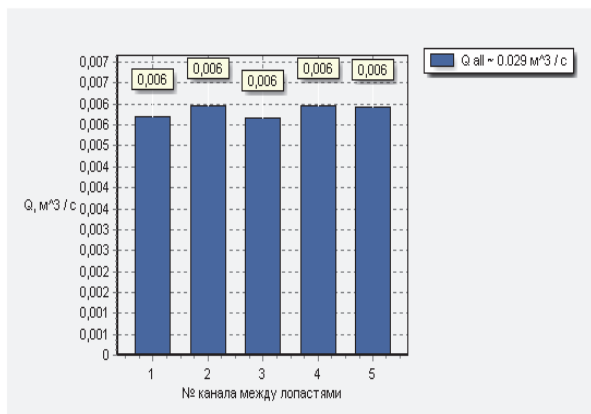


Рис. 10 – Расход в межлопастных каналах РК первой ступени (на $R = 76.3$ мм)

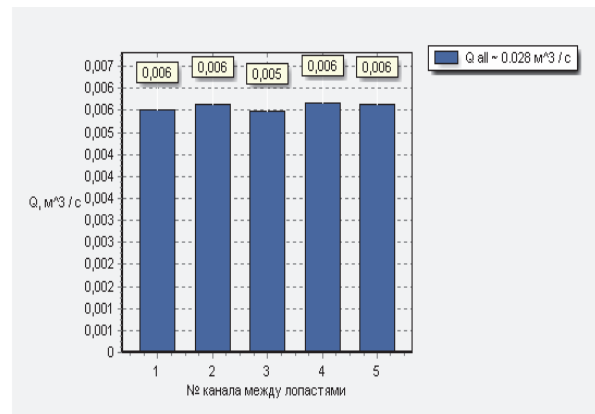


Рис. 11 – Расход в межлопастных каналах РК второй ступени (на $R = 76.3$ мм)

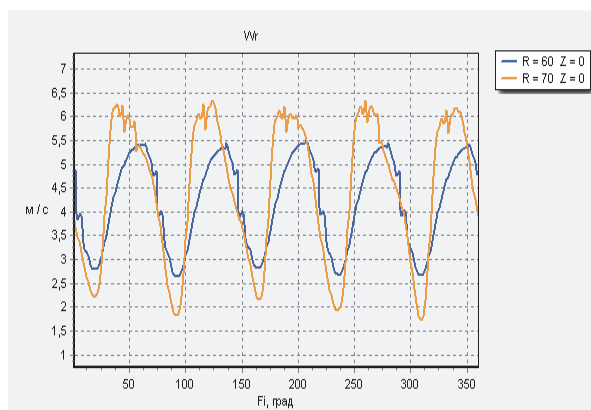


Рис. 12 – Распределение относительной радиальной составляющей скорости W_r в сечении $R = \text{const}$ в области РК первой ступени (см. рис. 9)

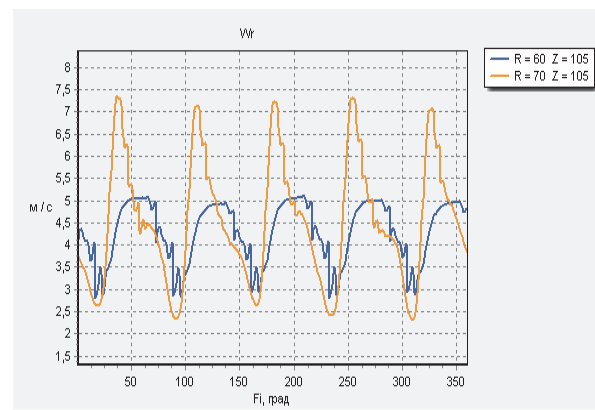


Рис. 13 – Распределение относительной радиальной составляющей скорости W_r в сечении $R = \text{const}$ в области РК второй ступени (см. рис. 9)

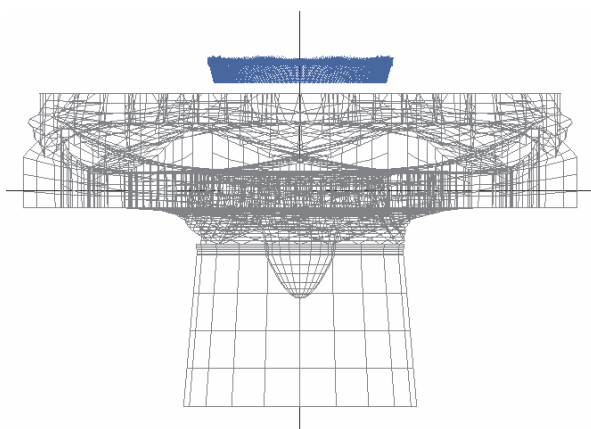


Рис. 14 – Эпюра распределение абсолютных скоростей на выходе из НА в сечении $R = \text{const}$

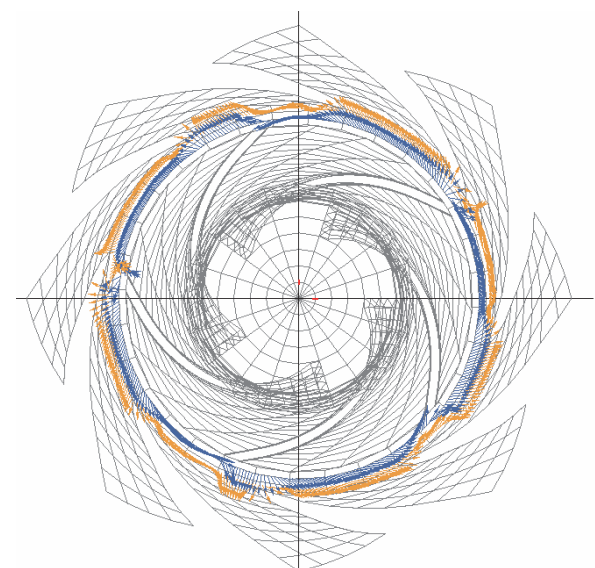


Рис. 15 – Эпюры распределение абсолютных скоростей за РК в сечении $R = \text{const}$

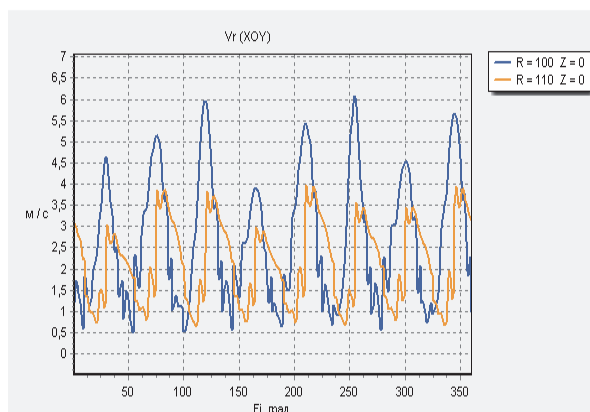


Рис. 16 – Распределение абсолютной радиальной составляющей скорости V_r в сечении $R = \text{const}$ в области НА первой ступени (см. рис. 6)

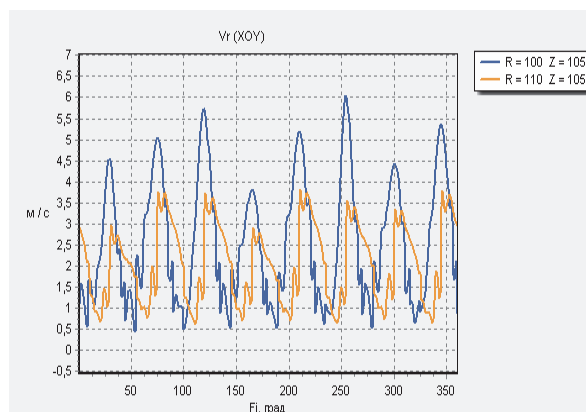


Рис. 17 – Распределение абсолютной радиальной составляющей скорости V_r в сечении $R = \text{const}$ в области НА второй ступени (см. рис. 6)

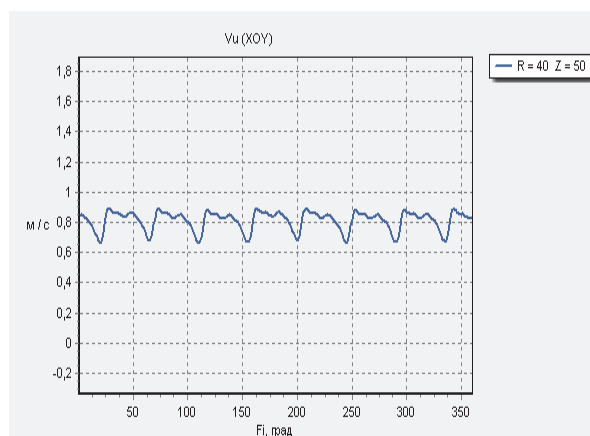


Рис. 18 – Распределение абсолютной окружной составляющей скорости V_u в сечении $R = \text{const}$ на выходе из НА первой ступени (см. рис. 14)

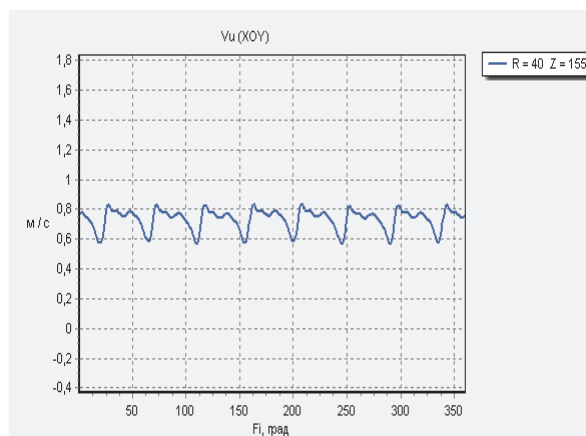


Рис. 19 – Распределение абсолютной окружной составляющей скорости V_u в сечении $R = \text{const}$ на выходе из НА второй ступени (см. рис. 14)

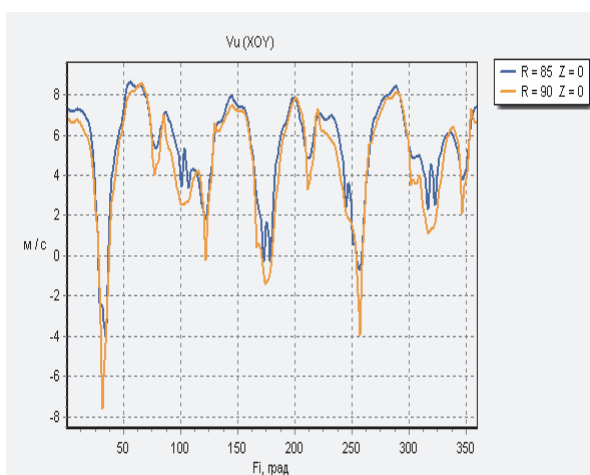


Рис. 20 – Распределение абсолютной окружной составляющей скорости V_u в сечении $R = \text{const}$ за РК первой ступени (см. рис. 15)

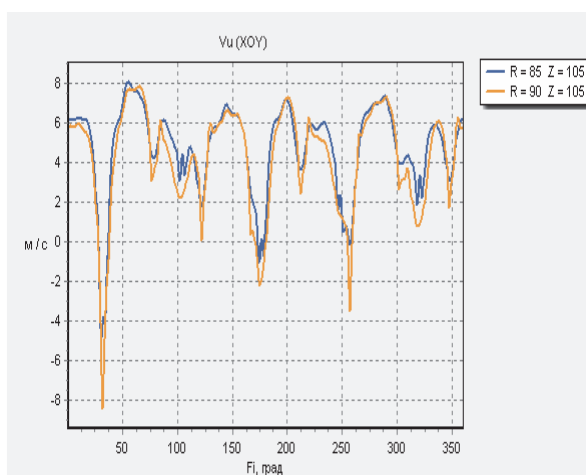


Рис. 21 – Распределение абсолютной окружной составляющей скорости V_u в сечении $R = \text{const}$ за РК второй ступени (см. рис. 15)

Выводы

Расчеты показали, что пренебрежение взаимным влиянием при проектировании и расчете элементов проточной части на поле скоростей и давления в рамках идеальной жидкости приводит к изменению геометрических размеров рабочего колеса – основного элемента проектируемой машины.

Список литературы: 1. Гряно Л. П. Лопастные насосы [Текст] / Л. П. Гряно, А. Н. Папир. – Л.: Машиностроение, 1975. – С. 3–12. 2. Косторной С. Д. Компьютерное проектирование проточной части центробежных насосов [Текст] / С. Д. Косторной, А. О. Бондарев, Л. К. Марченко // Сборник научных статей – Современная наука: исследования, идеи, результаты, технологии. – К.: НПБК ТРИАКОН, 2012. – 2(10). – С. 305–311. – ISSN 2076-6866. 3. Автоматизированное проектирование рабочего колеса центробежного насоса [Текст] / С. Д. Косторной, А. О. Бондарев, Л. К. Марченко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 14(988). – С. 89–95. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X. 4. Косторной С. Д. Построение лопасти радиально-осевой турбины в осесимметричном потоке [Текст] / С. Д. Косторной // Гидравлические машины. – 1968. – № 2. – С. 116–122. 5. Косторной С. Д. Выбор формы течения жидкости при проектировании решеток [Текст] / С. Д. Косторной // Гидравлические машины. – 1971. – № 5. – С. 8–12. 6. Косторной С. Д. Выбор модели течения жидкости при проектировании лопастной гидравлической машины [Текст] / С. Д. Косторной, Н. С. Мартынова // Вісник Сумського державного університету. Серія технічні науки. – 2012. – № 2. – С. 18–28. – ISSN 1817-9215. 7. Косторной А. С. Численное решение прямой задачи течения жидкости в проточной части насоса [Текст] / А. С. Косторной, А. К. Давиденко // Насосы и оборудования. Отраслевой журнал. – 2004. – № 2(25). – С. 32–35.

Bibliography (transliterated): 1. Grjanko, L. P., and A. N. Papir. *Lopastnye nasosy*. Leningrad: Mashinostroenie, 1975. 3–12. Print. 2. Kostornoj, S. D., A. O. Bondarev and L. K. Marchenko. "Komp'yuternoe proektirovanie protochnoj chasti centrobezhnyh nasosov." *Sbornik nauchnyh statej "Sovremennaja nauka: issledovaniya, idei, rezul'taty, tehnologii."* No. 2 (10). Kiev: NPVK TRIAKON, 2012. 305–311. ISSN 2076-6866. Print. 3. Kostornoj, S. D., A. O. Bondarev and L. K. Marchenko. "Avtomatizirovannoe proektirovanie rabocheho koleasa centrobezhnogo nasosa." *Visnyk NTU "HPI". Serija: Energetychni ta teplotekhnichni procesy j ustatkuvannja*. No. 14 (988). Kharkiv: NTU "HPI", 2013. 89–95. ISSN 2078-774X. Print. 4. Kostornoj, S. D. "Postroenie lopasti radial'no-osevoj turbiny v osesimmetrichnom potoke." *Gidravlicheskie mashiny* 2 (1968). 116–122. Print. 5. Kostornoj, S. D. "Vybor formy techenija zhidkosti pri proektirovanii reshetok." *Gidravlicheskie mashiny* 5 (1971). 8–12. Print. 6. Kostornoj, S. D., and N. S. Martynova. "Vybor modeli techenija zhidkosti pri proektirovanii lopastnoj gidravlicheskoj mashiny." *Visnyk Sums'kogo derzhavnogo universytetu. Ser.: Tekhnichni nauky*. No. 2. 2012. 18–28. ISSN 1817-9215. Print. 7. Kostornoj, A. S., and A. K. Davidenko. "Chislennoe reshenie prjamoj zadachi techenija zhidkosti v protochnoj chasti nasosa." *Nasosy i oborudovannja. Otrasleyvoj zhurnal* 2 (25) (2004): 32–35. Print.

Поступила (received) 14.02.2014