

**R. Rusanov**

**M. Szymaniak**, Ph.D.

**A. Rusanov\***, corresponding member NAS of Ukraine

**P. Lampart**, Dr. Sc.

*Institute of Fluid-Flow Machinery Polish Academy of Sciences*

*(Gdańsk, Poland, e-mail: rrusanov@imp.gda.pl)*

*\* Pidhorny Institute of Mechanical Engineering Problems National Academy of Sciences of Ukraine (Kharkov, Ukraine, e-mail: rusanov@ipmach.kharkov.ua)*

## **DEVELOPMENT OF THE 500 kW AND 1 MW ORC TURBINE FLOW PARTS**

A promising technology for small scale cogeneration systems is Organic Rankine Cycle (ORC). One of the main components of this cogeneration cycle is turbine. There are presented the method of designing of the ORC turbine stages. The method is based on the use of methods of analytical describing of the geometry of the flow parts and gas-dynamic calculations of varying complexity. Geometry description of the flow parts is performed using analytical methods of profiling. As the initial data are used the limited number of parameter values. Than to improve the gas-dynamic characteristics of turbine stage with the use of the Tamman equation of state there are provided the 3D calculation of the stage. 3D turbulent flow model is realized in software complex IPMFlow. The last there are provided the final 3D calculations of all turbine stages with accounting the real properties of working media. The real properties are described using an analytical interpolation method for approximating the modified Benedict-Webb-Rubin equation with 32 members.

There are presented two types of developed ORC turbines. The silica oil (MDM) is used as the working media. Proposed turbines are developed for electric power in 500 kW and 1 MW. For the designing of that turbines there were only one geometric constraint: the minimum height of the blade – 20 mm. Gas-dynamic efficiency of the developed turbine flow parts is adequate for the such type of power machines.

**А. Н. Усс**  
**Ю. Г. Пащенко**  
**А. В. Вавилов**

*ПАО «Турбоатом»*

*(г. Харьков, Украина, e-mail: office@turboatom.com.ua)*

## **МОДЕРНИЗАЦИЯ КОНДЕНСАТОРОВ ТУРБОУСТАНОВОК АЭС МОЩНОСТЬЮ 1000 МВт ПУТЕМ ЗАМЕНЫ МАТЕРИАЛА СИСТЕМ ТРУБНЫХ И СОЗДАНИЕ КОНДЕНСАТОРОВ НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ «БЛОЧНО-МОДУЛЬНОЙ» КОНСТРУКЦИИ**

Конденсационные устройства паротурбинных установок в значительной мере определяют надежную и экономичную работу энергоблоков АЭС.

Особенно заметно влияние ухудшения работы конденсаторов на экономичность энергоблоков АЭС, где удельные расходы пара в конденсаторы на много выше, чем на ТЭС.

В некоторых случаях, нарушения в работе конденсаторов приводят к вынужденному снижению электрической мощности энергоблока и ухудшению надежности, а также к существенной недовыработке электроэнергии.

Надежная и экономичная работа конденсаторов достигается за счет применения:

- материалов для трубных систем стойких против эрозионных и коррозионных воздействий со стороны охлаждающей воды (коррозиестойких);
- обеспечения надежности и плотности крепления охлаждающих труб в досках наружных (вальцовка и сварка труб охлаждающих в досках наружных);
- предотвращения стояночной коррозии (установка труб по типу «лук»);
- правильного выбора расстояния между наружными и промежуточными досками с целью уменьшения вибрации и применения эффективной компоновки трубного пучка, а также обеспечивающего оптимальные скорости течения пара;
- применения модульной компоновки трубного пучка;
- организации приёма паро-водяных потоков в конденсатор с целью ликвидации размывов труб охлаждающих;
- поставки модулей-блоков с трубами охлаждающими полной заводской готовности, с обеспечением необходимого контроля и качества.

Выбор материала систем трубных производится с учетом особенностей конструкции, требований Заказчика и качества охлаждающей воды.

Модернизация конденсаторов турбоустановок АЭС мощностью 1000 МВт направлена на замену: существующих систем трубных (трубы охлаждающие из медно-никелевого сплава марки МНЖ 5-1; доски наружные из углеродистой стали марки Ст.3сп5; доски промежуточные из углеродистой стали марки Ст.3сп5) на новые системы трубные (трубы охлаждающие из коррозиестойкой стали аустенитного класса марки TP 316L, со стойкостью к питтинговой коррозии, при коэффициенте питтинговой коррозии  $PRE = 27$  единиц; доски наружные из коррозионно-стойкой стали аустенитного класса марки 316L или 08X18H10T; доски промежуточные из кремне-марганцовистой стали марки 09Г2С, остальные детали и узлы из углеродистой стали марки Сталь 20); усовершенствование конструктивных элементов и создание конденсаторов нового поколения «блочно-модульной» конструкции, которая повышает надежность, работоспособность, увеличивает срок службы конденсаторов турбоустановок мощностью 1000 МВт на АЭС Украины.

Целью данной модернизации, является разработка и установка конденсаторов «блочно-модульного» исполнения на существующий фундамент в машинном зале, с сохранением геометрических и компоновочных решений по машинному залу, получение эффективности модернизации за счет углубления расчетного давления пара с последующим приростом электрической мощности турбоустановки на зажимах генератора.

Основной причиной, определяющей необходимость модернизации конденсаторов является повреждение металла участков труб охлаждающих, вызванные эрозией - коррозией под воздействием турбулентного потока охлаждающей воды, насыщенной кислородом, а также с содержанием твердых частиц и других примесей, что приводит к нарушению водяной плотности трубных систем, выносу меди в цикл турбоустановки и, в конечном итоге, к потере электрической мощности турбоустановки и ухудшению экономических показателей АЭС.

Исключение из оборудования второго контура медьсодержащих материалов и полное отсутствие протечек охлаждающей воды в паровое пространство конденсатора являются приоритетной и главной задачей для обеспечения надежной и безопасной работы оборудования турбоустановки и, в конечном итоге, улучшение показателей работы АЭС.

Эффективность модернизации конденсатора «блочно-модульного» исполнения подтверждается следующим:

- модернизированный конденсатор устанавливается на существующие опоры фундамента, без изменения конструкции последнего и с сохранением компоновочных решений по машинному залу;
- массовые нагрузки от конденсатора не влияют на характеристики фундамента;
- сохраняются габаритные размеры конденсатора;
- оптимизирована поверхность теплообмена с учетом аэродинамики парового потока и кратности охлаждения (поверхность теплообмена увеличена на 15 %, применены сварные трубы охлаждающие из стали марки TP 316L);
- конструкция конденсатора исключает стояночную коррозию за счет установки труб охлаждающих в модулях по типу «лук»;
- частоты собственных колебаний труб охлаждающих имеют запас от основной возмущающей силы (базовой частоты вращения валопровода паровой турбины, второй и третьей кратности частоты вынуждающей силы);
- в конструкции реализованы устройства, позволяющие улучшить процессы деаэрации и снизить кислородную составляющую в конденсате;
- достигнуто снижение расчетного давления пара (вакуума) в конденсаторе;
- получен прирост электрической мощности турбоустановки на зажимах генератора.

Предложенная «блочно-модульная» конструкция конденсаторов нового поколения внедрена на энергоблоках АЭС мощностью 500 ... 1100 МВт в СНГ и на энергоблоке № 2 ОП «Южно-Украинская АЭС», в настоящий момент времени монтируются конденсаторы на энергоблоке № 1 ОП «Южно-Украинская АЭС» и энергоблоке № 3 ОП «Запорожская АЭС».

УДК 535.3

**В. В. Волшаник**, д-р техн. наук

**Г. В. Орехов**, д-р техн. наук

**П. С. Чурин**, канд. техн. наук

*ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет»*

*(г. Москва, РФ, e-mail: orehov\_genrih@mail.ru )*

## **ТРЕХКОМПОНЕНТНОЕ ЛАЗЕРНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ СЛОЖНЫХ ПОТОКОВ ЖИДКОСТИ И ГАЗА**

Существуют три подхода к решению задач гидро-и аэродинамики:

- теоретические исследования;
- применение вычислительных методов (вычислительный эксперимент);
- экспериментальные исследования (натурный или модельный эксперимент).

В настоящее время математическое моделирование с использованием численных методов стало одним из мощных инструментов исследования пространственных течений жидкости и газа. Использование этой технологии позволило существенно расширить исследования в таких важных областях современной науки как гидродинамика и теплообмен, основные математические модели которых являются нелинейными и в силу этого проведение теоретических исследований методами классического математического анализа возможно для сравнительно узкого класса задач.

Результаты вычислений, полученные с помощью таких методов, требуют проверки, сличения (верификации) с результатами, полученными с помощью других методов, поскольку математические модели и их численное решение построены на ряде допущений, не учитывающих реальное течение среды. Сопоставление результатов численного эксперимента в гидромеханике проводится с помощью измерений либо на натурном объекте, либо с помощью физического моделирования. Измерения на натурном объекте являются наиболее достоверными, но их в подавляющем большинстве случаев невозможно осуществить на этапе проектирования, особенно, если речь идёт о гидротехнических или гидроэнергетических объектах. Кроме того натурный эксперимент зачастую весьма дорог, не всегда можно исследовать влияние всех необходимых параметров, а удаётся получить лишь результат их совместного действия. В некоторых задачах организовать натурный эксперимент в принципе невозможно. Физическое моделирование проводится, как правило, в лабораторных условиях с использованием современных методов и методик измерений параметров течений и визуализации потока на специальных исследовательских стендах, где исследуется модель сооружения или устройства определённого масштаба по отношению к натурному объекту. Полученные на такой модели данные сравниваются с результатами теоретических исследований или численного эксперимента. Такая ситуация характерна для многих задач гидро- и аэродинамики, особенно в отношении сложных пространственных течений. Разумное сочетание всех трех подходов позволяет существенно продвинуть исследования, например, в таких сложных областях гидродинамики как теория гидродинамической устойчивости и теория турбулентных течений.

В последнее время в НИУ МГСУ созданы лабораторные экспериментальные стенды для исследований методами физического моделирования течений воздушных и водных потоков и их силового воздействия на тела различной формы. Стенды оснащены современной измерительной и регистрирующей аппаратурой с машинной обработкой сигнала. Назначение стендов – получение силовых характеристик исследуемых моделей и параметров сложных пространственных течений. Таким образом, мощная экспериментальная база в сочетании с имеющимися вычислительными комплексами позволяет получать достоверные результаты проводимых опытов в рамках поисковых программ, а также заказных исследовательских работ.

К таким стендам относится прецизионный исследовательский лоток. Конструкция и оснащение лотка позволяет проводить широкий спектр экспериментов на воде с помощью лазерной измерительной техники. Длина лотка порядка 20 м, ширина 0,4 м и высота прозрачных стенок 0,6 м.

В 2014 году в МГСУ был построен и пущен в эксплуатацию экспериментальный стенд – большая аэродинамическая труба, спроектированная для нужд строительной отрасли. Это аэродинамическая труба малых дозвуковых скоростей с замкнутым проточным контуром. Длина установки 40,3 м, максимальная габаритная ширина – 20 м, высота – 7 м. Длина по оси замкнутого контура стенда – 96 м. Выполненная из металла проточная часть оснащена модельной зоной длиной 6 м и поперечным сечением 2,5×4,0 м. Аэродинамическая труба снабжена вентиляторной установкой, представляющей сборку из девяти вентиляторов серийного производства. Основные технические данные установки: максимальный расход воздуха – 300 м<sup>3</sup>/с, скорость воздуха на концевых срезах выходных диффузоров вентиляторной установки – 30 м/с, максимальное полное давление воздуха на выходе диффузоров – 600 Па, диапазон изменения мощности установки – 333-50 кВт, среднеквадратичные значения виброскорости при работе установки не превышают 6,34 мм/с.

В настоящее время модернизируется малый воздушный стенд для проведения исследований поискового характера. Установка представляет собой аэродинамическую трубу замкнутого типа. Регулируемый вентилятор позволяет создавать скорости воздушного потока в рабочей зоне до 60 м/с. Установка спроектирована таким образом, чтобы максимально использовать возможности лазерной измерительной техники, в частности комплекса PIV. Длина стенда – 8,58 м, ширина – 4,3 м, высота – 3,08 м.

Описанные выше экспериментальные стенды оснащены измерительной и регистрирующей аппаратурой, в том числе современными измерительными комплексами для определения скорости воздушного и водного потоков. В основе работы этих измерительных комплексов лежат метод трассерной визуализации потока, PIV-метод и метод лазерного доплеровского LDA измерения скорости потока. Комплексы позволяют получать 2-х и 3-х мерные поля скоростей ламинарных и турбулентных потоков газов и жидкостей.

Метод цифровой трассерной визуализации с некоторым допущением относится к классу «бесконтактных» методов измерения скорости в потоках. В ряду других инструментов для исследования структуры течений он занимает особое место благодаря возможности регистрировать мгновенные пространственные распределения скорости. Данное преимущество является особенно важным при изучении потоков, содержащих крупномасштабные вихревые структуры, информация о которых частично теряется

при применении одноточечных методов диагностики. К подобным течениям можно отнести большую часть сдвиговых течений, включая струи, следы, слои смешения. Применение методов дает возможность получения информации о динамике структур, их масштабов, расчета дифференциальных характеристик, пространственных и пространственно-временных корреляций, а также статистических характеристик потока.

Измерение «мгновенного» поля скорости потока в заданном сечении проточного тракта модели основано на измерении перемещения частиц примеси, находящихся в плоскости сечения, за фиксированный интервал времени. В поток жидкости или газа добавляются частицы малого размера (трассеры). Размер, плотность и объемная концентрация частиц подбираются таким образом, чтобы эффекты, связанные с двухфазностью потока и плавучестью частиц, были минимальны. Измерительной областью потока считается плоскость, «вырезаемая» световым лазерным «ножом». Частицы в измерительной плоскости потока должны быть освещены минимум дважды. Образы частиц регистрируются электронным носителем (цифровой видеокамерой).

Последующая обработка изображений позволяет рассчитать смещения частиц за время между вспышками источника света и построить двухкомпонентное поле скорости. Измеренные двухкомпонентные значения векторов являются проекциями реальных (трехмерных) векторов на плоскость, перпендикулярную оптической оси регистрирующей образы частиц аппаратуры. Для измерения трех компонент скорости используют, как правило, два регистрирующих модуля (две видеокамеры), оптические оси которых ориентированы под определенным углом относительно друг друга.

В качестве источника излучения обычно используются твердотельные импульсные Nd:YAG лазеры. Такие лазеры имеют малую длительность импульса (~4-10 нс) и достаточно высокую энергию в импульсе. Использование двух лазеров, работающих на одной оптической оси, позволяет получать короткую временную задержку между импульсами, что необходимо для исследования высокоскоростных потоков.

Различают несколько модификаций количественной стробоскопической визуализации в зависимости от концентрации частиц и, соответственно, методов обработки. В качестве критерия обычно используется параметр – «плотность образов частиц», определяемый как:

$$N_I = C \Delta z_0 (D_I / M_0)^2,$$

где:  $C$  – счетная концентрация трассеров,  $\Delta z_0$  – толщина лазерного ножа,  $D_I$  – размер расчетной области,  $M_0$  – коэффициент увеличения. При  $N_I \approx 1$  применяются подходы, в основе которых лежит анализ перемещений каждой частицы (PTV – Particle Tracking Velocimetry), при  $N_I \approx 10$ , проводится анализ спекловых картин (LSV – Laser Speckle Velocimetry).

Существуют два основных типа корреляционных алгоритмов: автокорреляционный, в этом случае на одном кадре записаны как начальные положения трассеров, так и конечные; и кросскорреляционный, когда начальные и конечные положения трассеров фиксируются на разные кадры. Использование кросскорреляционных алгоритмов является предпочтительным, поскольку в автокорреляционных алгоритмах начальные и конечные положения трассеров равнозначны, и смещение определяется с точностью до знака.

Кратко сущность кросскорреляционного подхода заключается в следующем. Имеются два изображения, на одном из которых зафиксированы частицы в момент

первой вспышки, а на другом – в момент второй вспышки лазера. Каждое изображение разбивается на элементарные области (расчетные области) размером  $d_x \times d_y$ . Интенсивность отраженного от частиц и зарегистрированного камерой света (степень серого) можно представить дискретной функцией двух переменных  $x$  и  $y$ :  $I_1(x, y)$  и  $I_2(x, y)$  для первого и второго кадра соответственно. Рассчитывается корреляционная функция:

$$\phi_{I_1 I_2}(m, n) = \sum_{l=-d_y/2}^{d_y/2} \sum_{k=-d_x/2}^{d_x/2} I_1(k, l) I_2(k + m, l + n) \cdot$$

Максимум корреляционной функции соответствует наиболее вероятному сдвигу частиц в данной области. При этом в идеальном случае предполагается, что скорость потока в элементарной области неизменна и все частицы делают одинаковое перемещение, т.е. у корреляционной функции существует один наиболее ярко выделенный максимум на фоне шума. Для более точного определения координат максимума используется подпиксельная интерполяция корреляционной функции в окрестности ее максимума.

Зная временную задержку между вспышками лазера  $\Delta t$  и рассчитав наиболее вероятное перемещение частиц  $D$  в данной элементарной области, можно определить скорость:

$$V = S \cdot D / t,$$

где  $S$  – масштабный коэффициент для пересчета скорости в м/с.

При исследовании течений с помощью PIV системы важным является качественный засев исследуемого потока трассерами. Геометрические размеры частиц, их физические свойства, а также правильная концентрация в исследуемой области потока являются необходимыми условиями эффективной работы всей системы. Частицы должны быть достаточно малы для того, чтобы без искажений следовать линиям тока исследуемого течения. С другой стороны, частицы должны быть достаточно велики для того, чтобы отражать свет в количестве, необходимом для его регистрации цифровой камерой. В идеальном случае частицы должны иметь нейтральную плавучесть, т.е. иметь плотность, равную плотности жидкости или газа, из которого состоит исследуемый поток. Размеры частиц в экспериментах с использованием PIV комплексов могут варьироваться от 100 до 50000 нм. Такие размеры сравнимы с длиной волны лазерного излучения (532 нм) и, следовательно, подчиняться условиям рассеяния Мие. В проводимых опытах использовалась специальная жидкость (синтетическое масло), которая имеет химическую формулу  $C_{26}H_{50}O_4$ . Установка, включающая компрессор и насадки, распыляет жидкость до размера частиц, равных примерно 1000 нм. Важной характеристикой трассерных частиц является значение их гидравлической крупности, т.е. скорости, с которой частица под действием гравитации движется вниз. Данный параметр особенно важен при исследовании течений с малыми скоростями.

Предварительную оценку гидравлической крупности трассерных частиц можно дать, используя формулу

$$\omega = gd^2 \frac{\rho_p - \rho_f}{18\nu},$$

где:  $\omega$  – гидравлическая крупность в м/с,  $d$  – диаметр трассерной частицы,  $\rho_p$  – плотность частицы,  $\rho_f$  – плотность среды, в которой перемещается частица,  $\nu$  – кинематическая вязкость среды, в которой перемещается частица.

Формула справедлива для условий равномерного движения (падения) частицы и числе Рейнольдса  $Re < 1$ . Методические опыты по определению точного значения гидравлической крупности трассерных частиц продолжаются, но уже сейчас можно предварительно сказать, что примерная скорость оседания равна 10-0,75 см/ч в диапазоне диаметров частиц от 100 до 5000 нм. Практически это туман, который не рассеивается в измерительном объеме при нулевой скорости потока воздуха часами.

Погрешность метода определяется характеристиками измерительной системы и параметрами эксперимента. Основной вклад в погрешность PIV вносит точность измерения перемещений частиц, на которую, в свою очередь, влияют следующие факторы: локальный градиент скорости, чем больше градиент, тем выше погрешность; абсолютное значение смещения трассёров; разрядность цифровой камеры, при 6 бит уже не влияет на точность; фоновые шумы изображения; эффективное количество частиц в потоке; оптические эффекты, связанные с абберациями. Наконец, при использовании метода Stereo PIV добавляются погрешности, связанные с выравниванием плоскости калибровочной мишени параллельно плоскости лазерного ножа, погрешности измерения углов позиционирования камер относительно измерительной области.

Комплект аппаратуры PIV снабжён механической системой (координатником), которая позволяет перемещать высокоскоростные камеры и плоскость лазерного ножа одновременно по трем координатам. Скорость перемещения регулируется от 0 до 18 см/мин, при точности 0,1 мм. Длина рабочего перемещения по X составляет 2,6 м; по Y и Z – 1 м. Каждый модуль оснащен системой контроля местоположения. Синхронизация работы координатника с компьютером осуществляется через отдельный блок управления.

В составе оборудования для проведения гидравлических исследований на экспериментальных стендах имеется два лазерных доплеровских измерителя скорости. Один комплекс предназначен для работы на прецизионном лотке и воздушном стенде, а другой комплекс приспособлен для работы на большой аэродинамической трубе. Последний имеет специальную оптическую систему, увеличивающую расстояние от излучателя до зоны измерения и более мощный лазер. Это связано с тем, что ширина модельной зоны большой аэродинамической трубы значительная и составляет 4 м. Принцип действия LDA в докладе не освещается, так как этот метод бесконтактного определения скорости потока жидкости или газа, созданный ещё в 1960-х годах, широко известен и с ним можно ознакомиться в многочисленной литературе по данному вопросу.

В связи с вышеотмеченными факторами, влияющими на точность измерений, выполняемых с помощью системы трассерной визуализации, в настоящее время широко распространен метод верификации результатов измерений другой измерительной системой – LDA. Методические опыты в этом направлении проводились. Расхождения в показаниях PIV и LDA в опытах на ламинарном потоке составили менее одного процента, при экспериментах с развитым турбулентным течением – 2,5 процента. При измерении локальных течений с большим градиентом скоростей (сдвиговые течения) расхождения в показаниях этих приборов находилось в диапазоне 2,8-3,3 процента.

В докладе представлен иллюстративный материал, в том числе результаты конкретных измерений на моделях с помощью описанной аппаратуры.



**В. В. Волшаник**, д-р техн. наук

**Г. В. Орехов**, д-р техн. наук

**П. С. Чуринов**, канд. техн. наук

*ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет»*

*(г. Москва, РФ, e-mail: orehov\_genrih@mail.ru )*

## **ЭФФЕКТИВНЫЕ КОНТРВИХРЕВЫЕ УСТРОЙСТВА ДЛЯ СОЗДАНИЯ ПОТОКОВ ЖИДКОСТИ И ГАЗА С ВЫСОКОЙ СТЕПЕНЬЮ ТУРБУЛЕНТНОСТИ**

Потребности практики, обусловленные перспективами широкого применения циркуляционных потоков жидкости и газа, уже давно выдвинули перед учеными задачи научного анализа этого достаточно сложного явления. К настоящему времени сформировалось несколько самостоятельных научных направлений, каждое связано со своей областью практического применения циркуляционных потоков. Одно из таких направлений – контрвихревые течения. Достаточно теоретических и экспериментальных работ выполнено в этой области гидромеханики закрученных потоков, связанных с гидротехникой, гидромашиностроением, гидроэкологией и другими направлениями.

Контрвихревое течение – пространственное неравномерное течение с взаимодействующими, противоположно вращающимися, коаксиально расположенными в цилиндрическом канале, слоями жидкости или газа. В отличие от широко распространённых в природе и технике продольных и циркуляционно-продольных течений контрвихревые течения в природе не встречаются. Они характеризуются сложной формой распределения компонент скоростей и специфическими структурными параметрами.

Контрвихревое течение – термин, сформировавшийся в отечественной научно-технической и нормативной литературе в процессе изучения данного явления. В лаконичное словосочетание – контрвихревое течение – вложен глубокий смысл тех гидродинамических процессов, которые происходят в этом потоке. Он отражает тот факт, что в круглоцилиндрической камере встречаются и начинают взаимодействовать два или более продольно-циркуляционных слоёв жидкости или газа, которые образуют в проточной части начальные вихри, масштаб которых сравним с исходными, противоположно закрученными коаксиальными слоями. В цилиндрической камере происходит наложение этих слоёв, их пространственное взаимодействие, создается высокий градиент окружных скоростей по радиусу, практически стремящийся к бесконечности в поперечном сдвиговом слое на границе макровихрей. В результате такой суперпозиции взаимодействующих слоёв возникает сложное пространственное течение, обладающее характерными особенностями, отличными от всех других известных течений. В процессе этого возникает интенсивный массо- и энергообмен внутри всего объёма жидкости за счёт искусственно созданной турбулентности. Первоначальные макровихри, равные диаметрам противоположно вращающихся слоёв, начинают генерировать вторичные вихри более мелкого масштаба, при этом энергия начального течения коаксиальных противоположно закрученных слоёв через вихревые течения переходит в энергию

искусственной турбулентности высокой степени интенсивности. В этом смысле рассматриваемое течение является контрвихревым (с противоположно вращающимися вихрями разного масштаба) на всём протяжении своего существования, вплоть до полного его вырождения и перехода в обычное продольное равномерное течение. Каскадная структура вихрей довольно быстро распадается за счёт диссипации энергии, поэтому контрвихревое течение неравномерное, затухающее. Устройства, использующие эффекты контрвихревого течения, называются контрвихревыми устройствами или сооружениями. Например, гидротехнический водосброс, использующий характерные особенности контрвихревого течения, называется контрвихревым водосбросом.

Устройства, формирующие закрученные потоки перед поступлением их в круглоцилиндрическую камеру взаимодействия могут быть любого типа и конструкции, в зависимости от конкретной задачи: тангенциальный, лопаточный, щелевой, шнековый, ленточный. Применительно к гидротехническим объектам, как правило, применяются тангенциальные завихрители бескамерного и цилиндрического типов, а также диагональные.

Характер и интенсивность гидро- и аэродинамических процессов, происходящих в контрвихревых устройствах, обеспечивают эффективность их применения в самых разных отраслях современной техники в целях перемешивания однофазных и многофазных сред, гашения избыточной механической энергии потока жидкости или газа, дезинтеграции конгломератов, создания гомогенных сред, возбуждения механических колебаний и получения других технологических эффектов. Наиболее привлекательным представляется использование контрвихревых устройств в авиационном и космическом двигателестроении, микробиологической промышленности и биосинтезе (в том числе в условиях невесомости), гидроэкологии, теплотехнике, теплоэнергетике, трубопроводном транспорте нефти и газа, химической и парфюмерной промышленности, гидротехнике, водоснабжении и канализации, пресноводном и морском рыболовстве.

На основании многочисленных работ по изучению контрвихревых течений удалось сформулировать их основные особенности:

- чрезвычайно высокая степень гашения энергии потока за счёт сил вязкости, самая высокая из всех известных видов течений;
- вихревая каскадная структура во всём объёме течения с высокой степенью вихревой интенсивности, которая на два порядка превосходит интенсивность в обычных продольных течениях;
- высокая интенсивность искусственной турбулентности, при которой пульсации скорости и давления превосходят в 4-5 раз аналогичные значения в обычных продольных течениях;
- наличие вакуума в осевой зоне контрвихревого течения, который можно регулировать в зависимости от поставленной задачи;
- низкая кавитационная активность, которая в основном проявляется в толще жидкости и не вызывает кавитационную эрозию обтекаемых элементов сооружений и устройств;
- чрезвычайно высокая степень массо и энергообменных процессов и связанная с ней чрезвычайно эффективная перемешивающая способность.

Развитую ячеистую структуру вихревых полей невозможно наблюдать ни в продольно-осевых течениях, где генерирование завихренности исключительно одного знака обусловлено только вязким торможением жидкости в пристенном слое, ни в цирку-

ляционно-продольных течениях с однонаправленной закруткой слоев, в которых имеются две зоны генерации вихрей взаимно противоположного знака: пристенная область вязкого торможения, как в осевом потоке, и приосевая вихревая зона в ядре течения. Таким образом, структура контрвихревых течений формируется под преобладающим воздействием внутренних процессов в зонах генерации каскадных вихревых полей, обусловленных силами вязкости. В целом это кардинальное отличие контрвихревых течений от циркуляционно-продольных и продольно-осевых. Сравнение показывает, что контрвихревые течения обладают исключительно высоким значением вихревой интенсивности. Генерируемые на входе в активную зону азимутальные ( $\text{rot}_\theta U$ ) и аксиальные ( $\text{rot}_x U$ ) вихри достигают значений более 500 расчётных нормированных единиц (ламинарный режим течения). Это в несколько раз превышает максимальные значения вихревых полей, генерируемых при тех же числах Рейнольдса в циркуляционно-продольных течениях с любой степенью закрутки потока, и, тем более, в продольных течениях, где единственная продольная компонента  $\text{rot}_x U = 4$  (на два порядка меньше контрвихревых). Такой характер течения порождает искусственную интенсивную турбулентность. Исследования на модельных и натурных контрвихревых устройствах показали, что максимум стандарта пульсаций давления в зоне взаимодействия коаксиальных слоёв составляет 9-10%, что в 4-6 раз превышает значение стандарта пульсаций обычного продольного турбулентного течения, которое составляет примерно 1,5-2 %. Уровень пульсаций скорости в начальном створе камеры взаимодействия достигает чрезвычайно высоких значений, равных  $\sigma_\theta = 0,8$  в азимутальном и  $\sigma_x = 0,55$  в аксиальном направлениях. Процессы интенсивного турбулентного массо- и энергообмена при контрвихревом течении являются результатом исключительно высоких градиентов угловых ( $\Omega = u_\theta/r$ ) скоростей.

Давление жидкости или газа в циркуляционном потоке снижается к оси вращения, где может наблюдаться вакуум. В зависимости от режимов работы контрвихревых устройств, вакуум может быть глубоким до давления паров насыщения (физический предел), когда возникает разрыв потока в виде полого вихревого жгута. Эти явления связаны с центробежными силами, обеспечивающими положительный радиальный градиент давления и стремящимися разорвать циркуляционный поток в центральной (приосевой) зоне, отбросив его к периферии – к стенкам цилиндрического канала. При формировании контрвихревого течения с помощью двух циркуляционно-продольных слоёв образуются две области с давлением ниже атмосферного. При больших напорах и высоких скоростях движения жидкости глубокие вакуумы в приосевой зоне контрвихревого течения – явление вполне закономерное, в то время как на моделях при относительно невысоких скоростях движения модельного потока появление предельных вакуумов невозможно. В натурных условиях высоконапорных водосбросов при напорах более 50 м вакуум может достигать абсолютного значения (-98,1 кПа), при этом относительный вакуум достигает значения  $P_0/\rho g H = -0.2$ . Структуры и динамика циркуляционного течения без жгута (то есть течения, при котором поток заполняет все сечение водовода) и со жгутом кардинально разнятся. Поэтому при моделировании контрвихревого течения необходимо обеспечивать относительные вакуумы в приосевой зоне потока такими же, как на натурном объекте, а также моделировать саму полость вихревого жгута. И то и другое моделируется впуском воздуха в приосевую зону контрвихревого течения. На-

пример, если в процессе экспериментов установлено, что в приосевой области модельного контрвихревого течения вакуум в пересчете на натурный объект превышает физически возможный, то регулируемым впуском воздуха вакуум на модели необходимо снизить до требуемых по масштабному пересчету значений, при этом, как показала практика, линейные размеры вихревого жгута на модели также приходят в масштабное соответствие с размерами жгута на натуре.

Надо отметить, что рассматриваемые характеристики не зависят от внешних условий, поскольку определяются полем массовых центробежных сил, формируемых циркуляционно-продольными слоями жидкости из которых состоит контрвихревое течение.

Одним из наиболее важных практических вопросов, возникающих при рассмотрении характеристик контрвихревых устройств, это их энергогасящая способность. Энергогасящая способность может определяться коэффициентом гашения энергии, приведенным к общему напору на закручивающих устройствах

$$\eta = 1 - \frac{V^2}{2gH},$$

где,  $V$  – среднерасходная скорость течения,  $H$  – общий напор, определяемый как разность давлений в потоках перед закручивающими устройствами и в отводящем канале.

Кроме коэффициента гашения энергии эффективность контрвихревых систем может оцениваться также традиционным методом через коэффициент гидравлического сопротивления

$$\zeta = \frac{2g\Delta h_{w\Sigma}}{V^2},$$

где,  $\Delta h_{w\Sigma}$  – суммарные гидравлические потери проточного тракта.

Результаты исследований показывают, что эффективность гашения энергии потока при взаимодействии коаксиальных противоположно закрученных потоков весьма высока, достигая на исследованных моделях и натуральных объектах максимальных значений, равных  $\eta = 90-99\%$  от напора. Причём длина, на которой происходит полное гашение энергии, сравнительно небольшая и составляет для многочисленных исследованных физических моделей порядка 6-8 радиусов камеры взаимодействия. Коэффициент гашения энергии может регулироваться в зависимости от поставленных задач в довольно широком диапазоне.

Контрвихревые течения широко применяются в системах аэрации для улучшения качества воды в открытых водоёмах на естественных и урбанизированных территориях. Контрвихревой аэратор использует особенности контрвихревого течения, связанные с вихревой структурой течения и, как следствие, чрезвычайно высокой искусственной турбулентностью всего потока. Наличие вакуума в осевой зоне формирует эжектирующий эффект и создаёт возможность самотёком транспортировать воздух в жидкую фазу. В камере взаимодействия за счёт вихреобразования и турбулентности происходит дробление воздуха на мелкие пузырьки (0,3-2 мм), что приводит к многократному увеличению площади контакта газовой и жидкой фаз. Это в свою очередь интенсифицирует процесс растворения кислорода воздуха в водных массах, насыщая их кислородом, а за счёт массообменных процессов распределяет по всему аэрированному объёму. Внутреннее давление в пузырьках малого диаметра за счет действия сил поверхностного на-

тяжения  $P_{ПВЗ.В} = \frac{2\sigma}{r_{П}}$  больше, чем в крупных пузырьках, и тем легче находящийся

в них кислород растворяется в жидкости. Здесь  $\sigma$  – коэффициент поверхностного натяжения,  $r_{\Pi}$  – радиус пузырька воздуха.

Отношение объемного расхода воздуха  $Q_A$  к расходу проходящей через аэратор воды  $Q$  характеризуется коэффициентом эжекции  $k_A = \frac{Q_A}{Q}$ , который может доходить для контрвихревых аэраторов до  $k_A = 2$ .

Затраты механической энергии потока характеризуют и эффективность контрвихревых смесителей, показывая полезно использованную на перемешивание потоков жидкости (жидкостей) энергию. Смесители жидких сред могут широко использоваться в технологических схемах различных отраслей техники.

УДК 621.11

**О. Л. Шубенко**, член-кор. НАН України

**Н. М. Курська**, канд. техн. наук

**О. В. Сенецький**, канд. техн. наук

**В. П. Сарапін**, канд. техн. наук

**С. В. Роговий**

*Інститут проблем машинобудування ім. А.Н. Підгорного НАН України*

*(м. Харків, Україна, e-mail: senetskyi@ipmach.kharkov.ua, shuben@ipmach.kharkov.ua)*

## **МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛООБМІННОГО ОБЛАДНАННЯ З МЕТОЮ СТВОРЕННЯ ПАРОТУРБІННИХ ЦИКЛІВ НА РІЗНИХ РОБОЧИХ ТІЛАХ**

В даний час активно розвивається в усьому світі та перспективною для України є утилізація вторинних енергетичних ресурсів різних технологічних процесів з метою виробництва електричної енергії при використанні турбоустановок на низькокиплячих робочих тілах (НРТ), що реалізують так званий органічний цикл Ренкіна (ORC – organic Rankine cycle). Значне число вторинних енергетичних ресурсів (ВЕР) мають температуру 80 – 350 °С (вихлопні гази ГТУ, гази, що йдуть від котлів опалювальних котелень, гаряче повітря технологічних процесів та ін.), цього температурного потенціалу досить для використання турбін на НРТ, які дозволені до застосування (силіконове масло, пентан, бутан, різні фреони і їх суміші).

Будь-яка теплова схема енергетичної установки включає в себе взаємно розташовані агрегати і апарати, які беруть участь в технологічному процесі вироблення електричної та теплової енергії. До складу енергетичного циклу входить основне і допоміжне теплоенергетичне обладнання. Принципова теплова схема (ПТС) наочно показує взаємний зв'язок між основними елементами енергогенеруючого об'єкту, напрямки, параметри і витрати потоків теплоти та робочого тіла у вузлових точках теплової схеми, але з ПТС складно оцінити геометричні характеристики кожного елемента індивідуально. У зв'язку з цим необхідно проводити розрахункові дослідження з оцінки теплових і масогабаритних характеристик теплообмінного, турбінного та іншого устаткування з урахуванням термодинамічних особливостей робочих тіл.

Вибір елементів теплової схеми відіграє важливу роль у виробленні теплової та електричної енергії, отже, кожен з них повинен бути підібраний під існуючі режими роботи енергетичної установки, що розробляється, це дозволить максимально ефективно використовувати паливно-енергетичні ресурси.

Для вирішення даного завдання виконано побудову математичної моделі, що дозволяє на даному етапі проводити розрахункові дослідження з визначення геометричних і масогабаритних характеристик теплообмінного обладнання, що входить до теплової схеми з НРТ. Для спрощення вирішення поставленого завдання результати, отримані при моделюванні теплообмінників, порівнюються з наявними технічними рішеннями, в разі відсутності типової конструкції, що підходить за витратними, тепловими і газодинамічними характеристиками, пропонується спроектувати новий теплообмінний апарат з характеристиками, що максимально підходять під умови експлуатації. В результаті отримано, що даний підхід дозволить в окремих випадках скоротити витрати на проектування нового теплообмінного обладнання та максимально ефективно використовувати паливні ресурси.

**О. Л. Шубенко**, член-кор. НАН України  
**М. Ю. Бабак**, канд. техн. наук

*Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України  
(м. Харків, Україна, E-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua)*

## **ОПТИМІЗАЦІЯ ГРУПИ ТУРБІННИХ СТУПЕНІВ ВИСОКОГО ТИСКУ З УРАХУВАННЯМ ХАРАКТЕРИСТИК МІЦНОСТІ ТА ВІБРАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ МЕТОДОМ ВИПАДКОВОГО ПОШУКУ**

Досвід вирішення в ІПМаш НАН України завдань з проектування відсіків ступенів турбомашин на базі 3D газодинамічних розрахунків показав, що у разі проектування машин нового ряду часто відсутні прототипи відсіків проточних частин високого тиску. Для розробки прототипів, які є початковим наближенням для вдосконалення групи турбінних ступенів з використанням моделей просторової газодинаміки, КБ ПАТ «Турбоатом» витрачає близько місяця. Для прискорення і більшої формалізації процесу підготовки відповідного початкового наближення доцільно використовувати ПК, шляхом вирішення одномірних задач оптимізації групи турбінних ступенів.

З цією метою сформульовано задачу оптимального проектування групи (до 15 шт.) осьових турбінних ступенів високого тиску на базовому режимі з урахуванням характеристик статичної міцності і вібраційної надійності лопаток.

Ця задача вирішується в просторі станів (на кожному кроці рішення задачі виконується розрахунок течії пара в проточній частині, розрахунок напружено-деформованого стану соплових і робочих лопаток, вібраційних характеристик останніх, тобто визначається вектор параметрів, що характеризують фізичний стан пари і елементів конструкції з використанням системного підходу, і може бути зведена до задачі оптимізації з обмеженнями типу рівностей (статичний тиск пари на виході групи ступенів  $[P_k]$  задано) и нерівностей. Для вирішення задачі оптимізації обраний метод нелінійного програмування, зокрема метод випадкового пошуку Монте-Карло. При цьому заданими є: значення вектора режимних параметрів, які визначаються під час вирішення задачі проектування теплової схеми (задачі більш високого ієрархічного рівня), як і значення вектора геометричних параметрів форми проточної частини, які уточнюються при вирішенні задач оптимізації вищого або нижчого рівнів.

Розглянута задача є задачею з умовної оптимізації зі складною допустимою областю зміни, що задається обмеженнями типу рівностей і нерівностей (навіть для двох турбінних ступенів кількість обмежень  $\sim 20$ ). Наявність обмежень у вигляді рівностей накладає певні особливості на спосіб реалізації задачі.

Оскільки ми маємо задачу оптимізації з обмеженням у вигляді рівності, для її вирішення, враховуючи той факт, що в процесі пошуку екстремуму потужності групи ступенів  $N_\Sigma$  має зростати, а нев'язка ( $P_k - [P_k]$ ) - падати (не перевищуючи розумну похибку), в якості функції цілі використано наведену потужність групи ступенів, яка визначається наступним чином:

$$\bar{E} = N_\Sigma / (P_k - [P_k]),$$

де  $P_k$ ,  $[P_k]$  – розрахункове та задане (визначене при вирішенні задачі оптимізації теплової схеми) значення тиску пари за групою ступенів.

При вирішенні задачі оптимізації досліджено фактори, що впливають на формування втрат механічної енергії в лопаткових апаратах ступенів турбіни. Проаналізовано особливості прийнятих (розроблених) математичних моделей:

одновимірної течії пара в ступенях циліндра високого тиску парової турбіни, розрахунку втрат енергії.

До особливостей задачі слід віднести використання розроблених авторами:

- математичних моделей для оцінки профільних втрат енергії в лопаткових вінцях на базі статистичної обробки профілів «типу атласних» з урахуванням збільшення цих втрат від «нестационарності» потоку;

- статистичних залежностей для оцінки геометричних характеристик профілів: площ, моментів інерції, опору, необхідних при оцінці міцності і вібраційних характеристик.

Запропонована методика оптимального проектування групи турбінних ступенів була випробувана при вирішенні задачі оптимізації для групи з 8 перших ступенів ЦВТ турбіни К-325-23,5 ПАТ «Турбоатом».

Достовірність результатів моделювання процесів в проточній частині турбомашини з використанням розглянутих моделей перевірялася порівнянням з результатами розрахунку ПАТ «Турбоатом».

Витрати часу на підготовку вихідних даних для роботи комплексу залежать від наявності прототипу проточної частини, що розробляється і досвіду розраховувача, та можуть становити від двох-трьох годин до двох-трьох днів.

На виконання 1000 розрахунків функції цілі і обмежень потрібно до 40 с часу на ПК середньої продуктивності. На аналіз одержаних результатів та корекцію вихідних даних для підготовки наступного запуску комплексу витрачалося до 15-20 хв. часу. Для пошуку оптимуму, як правило, необхідно виконати 20-25 запусків комплексу, отже на рішення даної задачі потрібно не менш ніж два-три робочих днів.

В подальшому планується розвинути методику в напрямку вирішення задачі оптимального проектування групи турбінних ступенів високого тиску з урахуванням змінних на протязі року режимів роботи.



УДК

**В. П. Субботович**, д-р техн. наук

**А. В. Лапузин**, канд. техн. наук

**С. А. Темченко**, канд. техн. наук

**А. Ю. Юдин**, канд. техн. наук

**Ю. А. Юдин**, канд. техн. наук

*Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»*

(г. Харьков, Украина, e-mail: yury55yudin@ukr.net)

## **АКТУАЛЬНЫЕ ПРОБЛЕМЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВЫХЛОПНЫХ ПАТРУБКОВ ПАРОВЫХ ТУРБИН**

УДК 621.165

**В. И. Гнесин**, д-р техн. наук

**Л. В. Колодяжная**, д-р техн. наук

**И. Ф. Кравченко\***, д-р техн. наук

**В. М. Меркулов\***, канд. техн. наук

**А. В. Шереметьев\***, канд. техн. наук

**А. В. Петров\***, канд. техн. наук

*Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины  
(г. Харьков, Украина, e-mail: gnesin@ukr.net)*

*\*ГП «Ивченко-Прогресс»*

*(г. Запорожье, Украина, e-mail: velichkota@ivchenko-progress.com)*

## **ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ АЭРОУПРУГОГО ПОВЕДЕНИЯ ЛОПАТОЧНОГО ВЕНЦА ВЕНТИЛЯТОРА АВИАЦИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ**

Представлен численный анализ аэроупругого поведения вибрирующего лопаточного венца вентилятора авиационного двигателя. Численный метод основан на решении связанной задачи нестационарной аэродинамики и упругих колебаний лопаток, уравнения которых интегрируются параллельно-последовательно с обменом информацией на каждой итерации.

Приведены результаты расчетов аэроупругих характеристик и коэффициентов аэродемпфирования лопаточного венца вентилятора при гармонических и связанных колебаниях лопаток для заданных режимов граничных условий на входе и выходе за венцом.

**Vitaly Gnesin**, prof.  
**Luba Kolodyazhnaya**, Dr. Sc.  
**Romuald Rzadkowski\***, prof.  
**Leszek Kubitz\***, pHd.

*Pidhorny Institute of Mechanical Engineering Problems National Academy of Sciences  
of Ukraine (Kharkov, Ukraine, e-mail: gnesin@ipmach.kharkov.ua)*

*\*Institute of Fluid-Flow Machinery Polish Academy of Sciences  
(Gdańsk, Poland, e-mail: z3@imp.gda.pl)*

## **FLUTTER IN LAST STAGE OF LP STEAM TURBINE**

This paper presents a numerical study of flutter in the last stage of a LP steam turbine blades using in-house viscous codes. The mode shapes and natural frequencies of the steam turbine bladed disk are calculated using an FEM model. The instability regions in 5 mode shapes and the distribution of the aerodamping coefficient along the blade length were shown in the case of harmonic blade oscillations with an assumed interblade phase angle. The two way coupling were analysed. The flutter was found for the first mode shape. The pressure distribution behind the rotor blades were non-uniform as the result of exhaust hood.

УДК 621.5.049

**В. Н. Сырый**

**И. И. Петухов**, канд. техн. наук

*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ",  
(г. Харьков, Украина, e-mail: ilya2950@gmail.com)*

## **МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВУХФАЗНЫХ МНОГОКОМПОНЕНТНЫХ ПОТОКОВ В СОПЛАХ СТРУЙНЫХ АППАРАТОВ ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ И ОЧИСТКИ ЖИДКОСТЕЙ**

Двухфазные потоки в соплах находят применение в задачах охлаждения жидкости и её очистки от растворенных примесей за счет частичного испарения. По сравнению с вакуумированием парового пространства и барботажем жидкости в емкости в сопловых потоках возможна существенная интенсификация тепломассообмена за счет развитой межфазной поверхности. Кроме того, совместное течение фаз в сопле позволяет полезно использовать располагаемую работу пара для повышения полного давления жидкости.

Технические жидкости содержат растворенные вещества, меняющие условия вскипания в сопле. Растворение низкокипящих компонентов позволяет сместить сечение закипания в область более высокого статического давления и увеличить относительную длину двухфазной области течения. Например, растворение в жидком кислороде 5 % азота позволяет при расширении от 0,24 до 0,1 МПа добиться дополнительного снижения температуры жидкости на 1 К и прироста динамического напора 0,3 МПа. Для сопловых течений при концентрировании растворов вклад увеличения доли растворенного компонента прямо противоположный.

Ввод инертной компоненты в двухфазной области течения можно использовать для интенсификации межфазного теплообмена с целью глубокого охлаждения жидкостей, вплоть до получения кристаллической фазы. В работе представлены результаты моделирования течения смеси вскипающего водорода с гелием. Численные исследования показали, что добавление 10% гелия позволяет при расширении от 0,15 до 0,01 МПа снизить температуру водорода на срезе сопла до температуры тройной точки 13,8 К и закристаллизовать до 15 % массы жидкости.

Высокая степень расширения диффузорной части сопла Лаваля при глубоком охлаждении жидкостей или низкой плотности их паров предопределяет интерес к соплам с проницаемыми стенками. Отвод паровой фазы на участке парокапельной структуры позволяет не только снизить степень сухости потока на срезе сопла, но и существенно уменьшить его площадь. Разработанная математическая модель такого потока может использоваться и при анализе методов регулирования расхода через сопло Лаваля путем ввода пара или неконденсирующегося газа вблизи его горла.

Сопловые течения многокомпонентных двухфазных смесей представляют интерес и для систем очистки жидкостей от растворенных примесей. В работе представлены результаты численного исследования обезвоживания керосина при совместном истечении с первоначально сухим азотом. При расширении от 0,4 до 0,1 МПа к срезу сопла удается снизить концентрацию воды в каплях с 0,05 до 0,02 %. Причем динамический напор жидкости составляет около 2 МПа, что позволяет осуществлять её безнасосную циркуляцию.

УДК

**В. П. Герасименко\***, д-р техн. наук

**М. Ю. Шелковский**

*\*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “ХАИ”*

*(г. Харьков, Украина)*

*ГП НПКГ “Зоря”- “Машпроект”*

*(г. Николаев, Украина, e-mail: spe@mashproekt.nikolaev.ua)*

## **ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ ГАЗОТУРБОБУДУВАННЯ НА ОСНОВІ ДОСЯГНЕНЬ У АВІАДВИГУНОБУДУВАННІ**

*(до 100 річниці із дня народження В.М. Єршова)*

УДК

**В. П. Герасименко\***, д-р техн. наук

**М. Ю. Шелковский**

*\*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “ХАИ”*

*(г. Харьков, Украина)*

*ГП НПКГ “Зоря”- “Машпроект”*

*(г. Николаев, Украина, e-mail: spe@mashproekt.nikolaev.ua)*

## **АЭРОДИНАМИЧЕСКОЕ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОМПРЕССОРА НА ОСНОВЕ АНАЛИЗА ПРОСТРАНСТВЕННОЙ ФОРМЫ ТЕЧЕНИЯ**

Предложен комплексный подход к аэродинамическому совершенствованию лопаточных венцов многоступенчатого осевого компрессора, который состоит в многопараметрической трикритериальной оптимизации, где в качестве критериев использованы коэффициент полезного действия, степень повышения давления и запасы устойчивой работы, а в качестве параметров – “управляемая” диффузорность межлопаточных каналов, S-образность профилей лопаток и их окружной навал, парусность и радиальный зазор, которые варьировались геометрическим путем. Минимизация источников потерь в компрессорных лопаточных венцах при их профилировании достигнута благодаря учету сложного трехмерного вихревого нестационарного характера течения идеального газа и применению современных программных комплексов для решения уравнений Навье-Стокса.

**А. Л. Шубенко**, член-кор. НАН Украины

**Н. Ю. Бабак**, канд. техн. наук

**Д. О. Сенецкая\***

**И. В. Решитько\*\***

*Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины*

*(г. Харьков, Украина, e-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua)*

*\* Харьковский национальный университет им. В. Н. Каразина (г. Харьков, Украина)*

*\*\* ПАО «Турбоатом», (г. Харьков, Украина)*

## **РАЗВИТИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ НЕСТАЦИОНАРНОЙ КОНДЕНСАЦИИ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОБЪЕМОВ И МОМЕНТА ВРЕМЕНИ ВЫПАДЕНИЯ ВЛАГИ В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТУРБИНЫ**

Работы по исследованию с использованием математического моделирования процессов течения влажного пара в проточной части турбин с целью борьбы с эрозией и увеличения ресурса лопаток влажнопаровых ступеней в ИПМаш НАН Украины начаты в 70-х годах XX века под руководством академика НАН Украины Л.А. Шубенко-Шубина при участии А.Л. Шубенко. Последние двадцать лет выполняются под руководством последнего.

За это время были решено ряд важных и сложных локальных задач, касающихся вопросов образования, трансформации и переноса влаги в проточной части турбины. Вместе с тем не все основные задачи, необходимые при проектировании влажнопаровых турбинных ступеней, были решены, да и возможности вычислительной техники не позволяли связать эти локальные задачи. В настоящее время такая возможность, во-первых, появилась, во-вторых, есть потребность в развитии имеющихся наработок.

В начале 90-х годов XX века А.Л. Шубенко и В.А. Шнейдманом разработана теория нестационарной конденсации водяного пара в проточной части паровой турбины. Получены тестовые решения.

В отличие от классического подхода авторами введено понятие нестационарности (множитель в уравнении для скорости зарождения в классической теории), что отвечает физической картине течения, которая имеет место в проточной части турбины, дает дополнительные возможности для управления и оценки процесса конденсации. Нестационарность связана с зависимостью от времени внешних условий, т.е. с быстрым изменением параметров пара при расширении в лопаточных аппаратах.

Особенность процесса конденсации состоит в том, что этот процесс происходит в течение очень короткого времени ( $\sim 6-20 \times 10^{-6}$  с), причем реализуется не сразу после пересечения линии насыщения, а с запаздыванием, после достижения некоего активационного энергетического порога, т.е. имеет место переохлаждение пара. Границу области влажного пара, где начинается выпадения влаги, принято называть линиями Вильсона (лежат ниже линии насыщения).

Учитывался также тот факт, что при конденсации влаги в проточной части имеют место два процесса: конденсация (группы молекул воды переходят из газообразного в жидкое состояние) и переконденсация (часть молекул воды из жидкого состояния возвращается в газообразное).

Алгоритм расчета процесса нестационарной конденсации следующий.

Для начальной точки процесса в перегретом паре, определяемой заданием давления и температуры пара при известном (заданном) предполагаемом законе расширения пара (изменения удельного объема), с использованием разностей вперед и

системы уравнений, описывающей происходящие процессы. Эта система включает: уравнение состояния среды, уравнение изменения температуры (учитывает количество энергии, которая выделяется при конденсации за счет скрытой теплоты парообразования и количество энергии, которое затрачивается на расширение пара) Используя эту систему можно, используя метод моментов для интегрирования уравнения образования новой фазы, определить количество выпадающей при конденсации влаги и момент времени, когда это происходит.

Система моментных уравнений (к подобной системе, но с несколько другими коэффициентами приходят и при классическом подходе) для процесса конденсации решается подстановкой; при расчете процесса переcondенсации подстановкой сводится к одному уравнению, решение которого реализуется методом итераций.

На каждом временном шаге ( $10^{-7}$  с) рассчитывается сначала процесс нестационарной конденсации, а затем – переcondенсации.

Помимо перевода программных средств на ПК современная доработка модели расчета нестационарной конденсации состояла:

- в уточнении для перегретого и влажного пара аппроксимационных зависимостей для определения таких функций состояния как: коэффициент поверхностного натяжения, скрытая теплота парообразования, теплосодержание, коэффициент адиабаты и др.;
- в уточнении алгоритма определения граничных (начальных) значений моментов в точке начала конденсации (фазовый переход 1 рода);
- в развитии алгоритма касательно возможности задания закона расширения пара не только в виде линейной функции (тестовый пример), но и в виде одномерной таблично заданной функции

Время расчета процесса нестационарной конденсации из одной начальной точки (50 шагов по времени) составляет несколько секунд на ПК средней производительности.

Разработанные программные средства будут использоваться для оценки количества и момента времени выпадения влаги по результатам 3D расчета течения в проточной части турбинной ступени, используя подход плоских сечений, при совершенствовании характеристик экономичности, надежности (продление ресурса) проточной части влажнопаровых ступеней турбин.



**С. В. Ершов**<sup>\*</sup>, д-р техн. наук  
**В. А. Яковлев**<sup>\*\*</sup>, канд. техн. наук

<sup>\*</sup> (г. Харьков, e-mail: sergiy.v.yershov@gmail.com)

<sup>\*\*</sup> Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины  
(г. Харьков, e-mail: yava@ipmach.kharkov.ua)

## **ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ИНДЕКСА СЕТОЧНОЙ СХОДИМОСТИ ПРИ РАСЧЕТАХ ТРЕХМЕРНЫХ ВЯЗКИХ ТЕЧЕНИЙ В РЕШЁТКАХ И СТУПЕНЯХ ТУРБОМАШИН**

В настоящей работе ставится задача сравнить исследование сходимости при расчетах трехмерных вязких течений в решётках и ступенях турбомашин с использованием индекса сеточной сходимости (grid Convergence Index – GCI) с традиционным приближенным способом оценки сходимости «на глаз». Особое внимание уделяется анализу как индекса сеточной сходимости и «наблюдаемого» порядка сходимости, так и качеству разрешения скачков уплотнения, контактных разрывов, отрывных зон, следов и пр. На основании таких сравнений сделаны выводы, касающиеся выбора измельчения сетки.

GCI может быть определен не только для интегральных характеристик течения, таких как потери, силы и т. д., но и для трехмерных полей газодинамических параметров. В настоящей работе рассматривается GCI, рассчитанный по трехмерному полю плотности.

Исследование сеточной сходимости с использованием GCI позволило сделать следующие выводы:

1). Потери кинетической энергии при измельчении сетки, показали наиболее медленную сходимость, по сравнению с полной силой и трехмерным полем плотности. Кроме того, обнаружено, что у потерь кинетической энергии более узкий диапазон асимптотической сходимости, чем у других рассмотренных параметров. Можно рекомендовать коэффициент измельчения сетки меньше 2 (от 1,3 до 1,5).

2). Индекс сеточной сходимости, рассчитанный по потерям, может возрастать при измельчении сетки, если для его вычисления используются грубые сетки. Такое поведение наблюдалось, например, для ступени ABB-Saturn и для турбинной решетки TFAST на сетках от  $10^6$  до  $10^7$  расчетных ячеек и, по-видимому, объясняется узким диапазоном асимптотической сходимости для потерь кинетической энергии.

3). Индекс сеточной сходимости может быть достаточно высоким, если используются мелкие сетки и наблюдается насыщение решения (выход за пределы диапазона асимптотической сходимости). Примером такого поведения в настоящем исследовании может быть решение для решетки компрессора TFAST, полученное на самой мелкой сетке с 250 млн ячеек в межлопаточном канале. С другой стороны, GCI по некоторым параметрам может быть небольшим, а решение демонстрирует ощутимые изменения при измельчении сетки. Такими примерами могут быть расчеты на сетке с несколькими десятками миллионов ячеек в межлопаточном канале ступени ABB-Saturn и особенно турбинной решетки TFAST с пленочным охлаждением.

В целом, полученные в настоящей работе результаты исследований, позволяют сделать вывод, что для оценки сеточной сходимости недостаточно GCI самого по себе. Дополнительную важную информацию о сеточной сходимости может дать анализ величины относительной погрешности, а также сравнение «на глаз» решений, полученных на различных сетках.

УДК 621.625+621.438

**Ю. А. Быков**, канд. техн. наук

*Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины  
(г. Харьков, Украина, e-mail: yubykoff@gmail.com)*

## **ЧИСЛЕННЫЙ МЕТОД ПОВЫШЕННОГО ПОРЯДКА ТОЧНОСТИ ДЛЯ ЗАДАЧ АЭРОУПРУГОСТИ**

В докладе представлен метод численного моделирования течения вязкого сжимаемого газа через решетку колеблющихся лопаток. Описываемый метод интегрирует нестационарные двумерные уравнения Навье-Стокса, осредненные по Рейнольдсу, дополненные уравнением моделирования турбулентности. Метод имеет локально третий порядок аппроксимации по пространственным координатам и времени. Для интегрирования по времени используется схема Рунге-Кутты, для аппроксимации параметров течения применяется ENO реконструкция. Для моделирования турбулентности используется двухпараметрическая схема  $k-\omega$ .

С использованием данного метода проведен численный анализ аэроупругих характеристик решетки турбинных профилей 4-й стандартной конфигурации в трансзвуковом потоке. В результате расчетов получены распределения коэффициентов нестационарного давления по поверхности профиля, а также осредненные характеристики работы аэродинамических сил.

Произведено сопоставление полученных результатов с данными численного моделирования с использованием методов второго и первого порядка аппроксимации, а также с данными эксперимента.

УДК 62.135.3

**Н. И. Гриценко\*** \*\*

**В. Н. Голощанов\*\***, канд. техн. наук

*\*ООО «ИТЦ Донвентилятор»,*

*(г. Харьков, Украина, e-mail: donvent@gmail.com)*

*\*\*Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины*

*(г. Харьков, Украина)*

## **ГАЗОДИНАМИЧЕСКОЕ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ШАХТНЫХ ОСЕВЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ НА ОСНОВЕ ПРОСТРАНСТВЕННОГО ПРОФИЛИРОВАНИЯ ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ**

Приведен комплексный метод проектирования высоконапорных вентиляторов главного проветривания и тягодутьевых машин. Метод создан с целью сокращения сроков проектирования и количества натурных экспериментов при создании энергоэффективных современных вентиляторов.

Для этого на первом этапе используются математические модели, основанные на решении упрощенных уравнений сохранения рабочей среды (массы), импульса энергии в форме уравнения Бернулли, уравнения состояния, позволяющие определить основные геометрические характеристики проточной части вентилятора и его интегральные характеристики

На втором этапе выполняется совершенствование пространственной формы проточных частей вентиляторов, в том числе, при помощи комплекса IPMFlow, предназначенного для моделирования трехмерных вязких течений в лопаточных системах роторных машин. Подход реализован в виде автоматизированного комплекса с возможностью последующей передачи данных в сторонние CAD/CAM/CAE системы. Выполнена верификация как отдельных модулей, так и комплекса в целом подтвердила его эффективность. Метод проектирования позволяет создавать осевые вентиляторы различных компоновочных схем, а также с различной пространственной геометрией проточной части – цилиндрической, конической, цилиндро-конической.

С использованием предложенного подхода создан высоконапорный вентилятор ВО–32ДН, который по основным характеристикам значительно превосходит серийно выпускаемые вентиляторы данного класса.

**А. И. Бабаев,**

**В. Н. Голощапов,** канд. техн. наук

*Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины  
(г. Харьков, Украина, e-mail: artembabayev90@gmail.com)*

## **ВЛИЯНИЕ ПОДРЕЗКИ ЗАПОРНОЙ ЧАШИ НА ЭФФЕКТИВНУЮ РАБОТУ РЕГУЛИРУЮЩЕГО КЛАПАНА ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ**

Применяемый профиль основной запорной чаши регулирующих клапанов мощных паротурбинных установок можно условно разделить на два типа:

- профилированная чаша – для формирования плавно изменяющегося конфузорно-диффузорного канала при полном открытии клапан чаша проектируется совместно с седлом;

- чаша с подрезкой – ниже посадочного диаметра чаши по ходу пара выполняется торцевая подрезка различной протяженностью для фиксации точки отрыва потока на всех эксплуатируемых режимах.

Анализ литературных источников показал, что в настоящее время отсутствует оптимальное конструктивное решение, способное обеспечить высокую экономичность регулирующего клапана при удовлетворительной вибрационной надежности. Исходя из этого, для решения задачи обеспечения эффективной работы регулирующего клапана необходимо определить рациональную форму основной запорной чаши.

Для этого выполнено сравнение четырех вариантов чаши: № 1 – типа Вентури, № 2 – типа Вентури с торцевой подрезкой 0,4 от диаметра посадки ( $D_n$ ), № 3 – шаровая с торцевой подрезкой  $0,95D_n$ , № 4 – шаровая с торцевой подрезкой  $0,95D_n$  и торцевой цилиндрической выемкой.

Исследование проведено для двух режимов работы: 1 – режим полного открытия, когда площадь зазора между седлом и чашей равно площади горла седла и перепаде давления 0,98; 2 – режим частичного открытия, когда площадь зазора между седлом и чашей составляет 0,25 и перепаде давления 0,8. Подвод пара в клапанный канал соответствовал равномерному входу из неограниченного пространства, а расстояние выходной границы от горла бездиффузорного седла соответствовала  $10D_r$ .

В результате численного исследования нестационарного течения в проточной части исследуемых моделей определено, что для режима полного открытия клапана наибольшую пропускную способность и наименьший уровень пульсаций давления под чашей имеет профиль № 1 и № 2. При этом подрезка чаши №2 практически не сказалась на изменении пропускной способности клапана типа Вентури. Наименьшую пропускную способность и наибольший уровень пульсаций усилий на чаше имеет № 3. Для профиля чаши № 4 с выемкой в торцевой поверхности с глубокой подрезкой по сравнению с № 3 удалось значительно снизить уровень пульсаций давления под чашей и увеличить его пропускную способность на 3,4 %.

По результатам исследования нестационарного течения на режиме частичного открытия определено, что пропускная способность всех исследуемых моделей практически одинакова и отличается менее чем на 1 %. Для моделей клапанов № 2, № 3 и № 4 получено стабильное обтекание и незначительный уровень пульсаций давления под чашей. Наибольший уровень виброактивности получен для модели № 1.

В результате работы сделаны следующие выводы:

1. При равномерном подводе пара в клапанный канал наиболее эффективным является профилированный клапан с умеренной торцевой подрезкой чаши, равной  $0,4D_n$ .

2. Для повышения эффективности эксплуатируемых регулирующих клапанов с глубокой торцевой подрезкой рекомендуется выполнение цилиндрической выемки на торцевой поверхности чаши, высотой не менее  $0,06D_{\text{п}}$ .

УДК 621.165

**В. Н. Голощапов**, канд. техн. наук

**Н. М. Курская**, канд. техн. наук

**Н. В. Пащенко**, канд. техн. наук

**О. В. Котульская**

*Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины  
(г. Харьков, Украина, e-mail: katulska@ipmach.kharkov.ua)*

## **О ПОЯВЛЕНИИ ВЛАЖНОГО ПАРА В ПОСЛЕДНИХ СТУПЕНЯХ ЦИЛИНДРА НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ ТУРБИНЫ К-200-130**

Для повышения КПД ступени необходимо получить четкое представление об условиях формирования в ступенях влажнопарового потока и его пространственной структуры. На базе расчета параметров пара в трех ступенях одного потока варианта предлагаемой конструкции для модернизации проточной части цилиндра низкого давления (ЦНД) турбины К-200-130 ЛМЗ определено положение граничной линии, разделяющей области перегретого и влажного пара. В качестве граничных условий приняты значения давлений, температуры пара на входе и давление на выходе из рабочего колеса последней ступени, которые соответствует работе турбины на номинальном режиме.

Как показали расчетные исследования параметров пара в ступенях ЦНД, первые две ступени трехступенчатого потока работают в области перегретого пара и только в последней ступени происходит зарождение влаги в движущемся паре. Анализ изменения значений давлений и температур в каналах направляющего аппарата и рабочего колеса позволил оценить положение граничной кривой  $x = 1,0$  по условию равенства температуры, рассчитанной для движущегося пространственного потока пара, и температуры насыщенного пара, определенной по давлению в рассматриваемой точке.

Обработка полученных результатов показала, что в третьей ступени предлагаемой конструкции проточной части ЦНД область влажного пара находится только в каналах рабочего колеса, занимая при этом в корневой и средней зонах меньше половины длины канала, а в периферийной – только косой срез. В направляющем аппарате все пространство межлопаточных каналов заполнено перегретым паром.

Таким образом, формирование эрозионноопасного влажного пара на номинальном режиме работы турбины происходит вне пределов рабочих лопаток последней ступени. Следовательно, можно предположить, что эрозионный износ входных кромок рабочих лопаток ступеней будет отсутствовать.

УДК 621.224

**О. М. Хорєв**, канд. техн. наук

**А. В. Русанов**, чл.-кор. НАН України

**Д. Ю. Косьянов**, канд. техн. наук

**С. О. Рябова\***,

**П. М. Сухоребрий**, канд. техн. наук

*Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України  
(м. Харків, Україна, e-mail: oleg\_xo@ukr.net)*

*\*ВАТ «Турбоатом» (м. Харків, Україна)*

## **ПОКРАЩЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОСЬОВИХ ГІДРОТУРБІН ШЛЯХОМ ЗАСТОСУВАННЯ НАВАЛІВ ЛОПАТЕЙ РОБОЧОГО КОЛЕСА**

Перспективним способом підвищення ефективності проточних частин (ПЧ) гідротурбін є їх гідродинамічне удосконалення за рахунок просторового профілювання їх основних елементів, в першу чергу робочого колеса (РК).

Проведено дослідження впливу окружних та осьових навалів на структуру потоку та енергетичні характеристики.

В якості об'єкту дослідження обрано ПЧ осьової поворотно-лопатевої гідротурбіни ПЛ20 Кременчуцької ГЕС. Розрахункова область складається з одного міжлопаткового каналу направляючого апарату, одного міжлопаткового каналу РК і відсмоктувальної труби (ВТ).

Дискретизація розрахункової області виконана за допомогою сітки з шестикутними елементами. Загальна кількість елементів 1,640 млн: міжлопатковий канал НА – 518 тис., міжлопатковий канал РК – 622 тис., ВТ – 500 тис.

Дослідження виконано за допомогою програмного комплексу *IPMFlow*. Моделювання в'язкої течії нестисливої рідини виконано на основі чисельного інтегрування рівнянь Рейнольдса з додатковим членом, що містить штучну стисливість. Для врахування турбулентних ефектів використано диференціальну двопараметричну модель SST Ментера. Чисельне інтегрування рівнянь проведено за допомогою неявної квазімонотонної схеми Годунова другого порядку апроксимації за простором і часом.

Чисельні дослідження виконано для моделі з діаметром РК  $D_1 = 1$  м при напорі  $H = 1$  м для оптимального режиму: приведена витрата  $Q_1^* = 1117,9$  л/с, приведена частота обертання  $n_1' = 152,9$  хв<sup>-1</sup>, відкриття НА  $a_0 = 26$  мм, кут установки лопаті РК  $\phi_l = 15^\circ$ , кут потоку на вході в розрахункову область  $\alpha_n = 38,9^\circ$ .

Для визначення впливу окружного навалу чисельні дослідження проведено для розрахункових областей з вихідними лопатями РК (кут шаблеподібності  $\gamma_U = 0^\circ$ ) та чотирма варіантами складного окружного навалу (кути шаблеподібності  $\gamma_U = -40^\circ; -20^\circ; +20^\circ; +40^\circ$ ). Застосування навалу з кутом  $\gamma_U = 40^\circ$  призводить до зсуву периферійного перетину в окружному напрямку відносно вихідного варіанту на  $7,5^\circ$ , з кутом  $\gamma_U = 20^\circ$  – на  $3,3^\circ$ .

Для осьового навалу розрахунки проведено для ПЧ з вихідним РК та робочого колеса з осьовим периферійним навалом при чотирьох значеннях кутів шаблеподібності  $\phi_U$ :  $-20^\circ; -10^\circ; +10^\circ; +20^\circ$ . Осьовий навал з позитивними значеннями кута шаблеподібності призводить до зсуву периферійного участка лопаті вниз по потоку та навпаки, з негативними – вгору.

Результати впливу навалів на структуру потоку оцінювалися по епюрах тиску уздовж перетинів лопаті; розподілу компонент швидкості за РК і характером течії у ВТ. Розглянуто також залежності потужності та ККД від величин навалів.

На основі чисельного дослідження робочого процесу визначено закономірності впливу складних осьових і окружних навалів робочих коліс осьової гідротурбіни на структуру потоку, енергетичні та кавітаційні характеристики проточної частини. Встановлено, що застосування периферійного окружного і осьового навалів має незначний вплив на структуру потоку в області перед робочим колесом і істотну – за ним, а також на вході в відсмоктувальну трубу: при цьому помітно змінюється вигляд епюр тиску на поверхнях лопаті, особливо в районі вхідних кромek. У випадку осьових навалів зміщення периферійної частини лопаті вниз по потоку призводить до збільшення перепаду тиску по всій лопаті за рахунок його підвищення на лицьовій стороні, що дає можливість вирівняти розподіл повного тиску по ширині каналу з метою зменшення поперечних течій. Крім того, осьовий навал впливає на розподіл швидкості в відсмоктувальній трубі і на характер відновлення тиску в ній.

Чисельні дослідження показали, що урахування відсмоктувальної труби в розрахунковій області дає можливість коректно моделювати течію рідини в проточній частині, враховуючи взаємний вплив її елементів, і більш достовірно визначати інтегральні характеристики гідротурбіни. Підвищення максимального відносного ККД і потужності для розрахункової області з урахуванням відсмоктувальної труби отримано при окружному навалі РК  $\gamma_U = -20^\circ$  і складає 0,74 і 0,71 % відповідно; при осьовому  $\phi_U = +10^\circ$  підвищення ККД становило 0,21 %, потужності – 2,66 %.

Роботу виконано в межах наукового завдання ОБ.4.2 «Підвищення ефективності та збільшення потужності осьових поворотно-лопатевих гідротурбін ПЛ20, призначених для модернізації ГЕС Дніпровського каскаду» цільової програми наукових досліджень НАН України «Науково-технічні основи енергетичного співробітництва між Україною та Європейським Союзом» («Об'єднання-3»).



УДК 621.224

**О. Н. Хорев**, канд. техн. наук

**А. В. Русанов**, чл.-кор. НАН Украины

**П. Н. Сухоребрий**, канд. техн. наук

**В. Н. Дедков**, канд. техн. наук

*Инстит проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины  
(г. Харьков, Украина, e-mail: oleg\_xo@ukr.net)*

## **РАЗРАБОТКА ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ НАСОС-ТУРБИНЫ НА УСЛОВИЯ КАНЕВСКОЙ ГАЭС**

Представлены результаты разработки проточной части радиально-осевой насос-турбины повышенной быстроходности на напор до 120 м для условий Каневской ГАЭС. Строительство этой станции предусмотрено Программой развития гидроэнергетики Украины на период до 2026 года, утвержденной Кабинетом Министров 13 июля 2016 г. № 552-р.

Проточная часть насос-турбины Каневской ГАЭС состоит из спиральной камеры, статора, направляющего аппарата (НА), рабочего колеса (РК) и отсасывающей трубы.

Спиральная камера с круглыми меридиональными сечениями, рассчитанными по закону  $V_u = \text{const}$ , где  $V_u$  – окружная составляющая скорости потока. Угол охвата в плане спирали  $\varphi_{\text{сп}} = 360^\circ$ . Скоростной коэффициент во входном сечении спирали  $K = V_{\text{вх}}/H_{T \text{ расч}} = 0,97$ , где  $V_{\text{вх}}$  – скорость потока во входном сечении спирали, а  $H_{T \text{ расч}}$  – расчетный напор в турбинном режиме. Решетка статора состоит из 20 колонн, включая зуб спирали. Профиль колонны небольшой положительной кривизны. Радиальный НА состоит из 20 лопаток положительной кривизны, высотой  $b_0 = 0,25D_1$  (где  $D_1$  – диаметр РК). Диаметр расположения осей поворота лопаток  $D_0 = 1,2D_1$ . Распределение толщины по скелетной линии профиля принято как у профиля лопатки Днестровской ГАЭС. Расчет, профилирование и исследование решетки статора и НА выполнено с использованием комплекса программ, разработанных в ИПМаш НАН Украины.

Рабочее колесо имеет девять лопастей, угол охвата лопасти в плане на периферии  $85,5^\circ$ .

Отсасывающая труба выполнена с коленом типа КУ-ЗРО и габаритными размерами: высота  $h = 3,15D_1$ , длина  $l = 4,5D_1$ .

В разработанной проточной части насос-турбины проведены численные исследования течения жидкости в решетках НА и РК в турбинном режиме работы. Исследования выполнены с помощью программного комплекса *IPMFlow*, позволяющего моделировать пространственные вязкие течения несжимаемой жидкости в проточных частях гидромашин.

Численные исследования в турбинном режиме проведены для модели с диаметром РК  $D_1 = 1$  м при напоре  $H = 1$  м для пяти значений открытия НА и соответствующих им прогнозным значениям приведенного расхода  $Q_1$  и частоты вращения  $n_1$ .

Определена структура потока в характерных сечениях проточной части, построены эпюры распределения давления и скорости вдоль сечений лопастных систем НА и РК. Получены зависимости гидравлических потерь от расхода в НА и РК.

**О. Н. Хорев**, канд. техн. наук  
**А. В. Русанов**, чл.-кор. НАН Украины  
**Е. С. Агибалов**  
**Ю. Б. Мосцевенко**

*Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины  
(г. Харьков, Украина, e-mail: oleg\_xo@ukr.net)*

## **РАЗРАБОТКА РАБОЧЕГО КОЛЕСА СО СПЛИТТЕРОМ РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ НАСОС ТУРБИНЫ НА ОСНОВЕ СОВРЕМЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ**

Гидротурбины и насос-турбины на ГЭС и ГАЭС используют для покрытия пиков нагрузки в энергосистемах. В последние годы появились требования эксплуатировать гидромашины в турбинном режиме в более широком диапазоне низких расходов – до 20-30% мощности от номинальной. При применении традиционных конструкций элементов проточной части, в частности рабочего колеса (РК), в зоне низких расходов наблюдаются значительные пульсации давления, приводящие к повышению уровня вибрации всех элементов гидроагрегата, а также к ухудшению кавитационных характеристик.

Одним из эффективных методов решения этой проблемы является применение радиально-осевых РК с промежуточными лопастями меньшей длины – сплиттерами. Проведен анализ современных литературных источников по этой теме, который показал перспективность использования таких колес как в гидротурбинах Фрэнсиса, так и в насос-турбинах. В то же время установлено, что вопросы влияния геометрических параметров РК насос-турбин со сплиттером (число лопастей, относительная длина сплиттера, расположение его в канале и др.) изучены недостаточно полно и требуют дальнейших исследований.

Разработана методика проектирования РК со сплиттером радиально-осевого типа. Построены компьютерные модели серии рабочих колес со сплиттером для насос-турбин на параметры Днестровской ГАЭС: модель восьмилопастного колеса с лопастями одинаковой длины (в РК ОРО170/5217, установленном на Днестровской ГАЭС, 7 лопастей); модели РК с четырьмя исходными лопастями и четырьмя укороченными – с относительной длиной лопасти 80; 65; 50 %.

Разработана и изготовлена модель РК диаметром  $D_1=350$  мм. Покрывающий верхний диск со втулкой и обтекатель изготовлены из металла, нижний диск – из оргстекла. Лопасты напечатаны на 3D-принтере из материала PLA. Конструкция позволяет менять одни лопасти на другие.

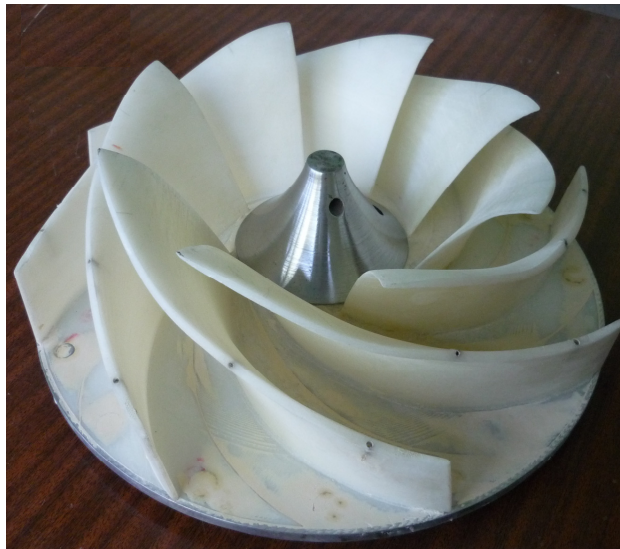
Предполагается провести экспериментальные и численные исследования влияния длины сплиттера на структуру потока и энергетические показатели проточной части в турбинном и насосном режимах.

Экспериментальные исследования будут проведены на гидродинамическом стенде ИПМаш НАН Украины, который по своим параметрам и оборудованию является уникальным сооружением, соответствует всем рекомендациям международного кода ИЕС 60193 и имеет статус «национального достояния НАН Украины».

Численные исследования будут проведены с помощью программного комплекса *IPMFlow*, разработанного в ИПМаш НАН Украины. Моделирование вязкого течения несжимаемой жидкости выполняются на основе численного интегрирования уравнений

Рейнольдса с дополнительным членом, учитывающим искусственную сжимаемость. Для учета турбулентных эффектов используется дифференциальная двухпараметрическая модель SST Ментера.

Численное интегрирование уравнений производится с помощью неявной квазимоноотонной схемы Годунова второго порядка аппроксимации по пространству и времени.



*Модель РК с восемью одинаковыми лопастями со снятым нижним ободом*

Авторы выражают благодарность д.т.н. К.В. Максименко-Шейко за помощь, оказанную при печатании лопастей на 3D-принтере.

УДК 621.224

**О. В. Потетенко**, канд. техн. наук

**Л. К. Яковлева**

**Т.Д.Б. Самба Битори**

*Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт» (г. Харьков, e-mail: Potetenko.OV@gmail.com)*

## **СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА РАДИАЛЬНО-ДИАГОНАЛЬНЫХ ГИДРОТУРБИН И ПРИМЕНЕНИЕ ИХ НА НАПОРЫ ДО 800-1000 м**

Известно, что гидравлические турбины для гидроэлектростанций (ГЭС) и насос-турбины для гидроаккумулирующих станций (ГАЭС) применяются на напоры до 500-600 м. Причем, при больших напорах даже на оптимальном режиме эксплуатации их КПД на 2-3 % ниже, чем у средненапорных. Основная выработка электроэнергии осуществляется на тепловых и атомных электростанциях (ТЭС и АЭС) до 75-85 % от всей вырабатываемой электроэнергии. Но, в то же время для покрытия пиковых нагрузок в электросети суточного регулирования наиболее эффективно используются гидравлические турбины и насос-турбины, способные в считанные минуты от полной остановки перейти на эксплуатационный режим и наоборот. Европейская норма мощностей, работающих на пиковых нагрузках, составляет 25 % от полной вырабатываемой мощности. Однако этой норме удовлетворяют лишь считанное число стран. Уменьшить эту норму можно также путем расширения надежной зоны с высоким КПД эксплуатации по расходам (мощностям) и напорам. Новые разработки, защищенные более чем 10 патентами Украины, направлены на расширение проблем продвижения радиально-диагональных гидротурбин на более высокие напоры и на расширение зоны эксплуатации с высоким КПД.

В докладе рассматриваются три варианта конструктивных решений поставленной выше проблемы, проводится анализ рабочего процесса и направления его совершенствования.

Так, например, на напоры до 800-1000 м предлагается высоконапорная радиально-диагональная гидротурбина с двухрядной лопастной системой рабочего колеса, что включает в себя просторную спиральную камеру, регулирующий орган, рабочее колесо, имеющее поворотные лопасти, диагонального типа с промежуточным направляющим аппаратом для формирования дополнительного момента количества движения перед диагональной лопастной системой. Регулирующий орган выполнен в виде соплового подводящего органа гидротурбины с изменяющейся формой каналов, имеющих ряд конфузорных сопловых каналов расположенные равномерно по окружности перед рабочим колесом, верхней подвижной и нижней неподвижной поверхностями вращения и поверхностями колонн статора, причем выходные элементы статорных колонн выполнены с возможностью поворота в комбинаторной зависимости от перемещения подвижной поверхности вращения и от разворота лопаток промежуточного направляющего аппарата и поворота лопастей рабочего колеса диагонального типа. Применение просторной спиральной камеры с сопловыми аппаратами существенно снижает потери энергии в подводящих органах, а дополнительный промежуточный аппарат, создающий дополнительный момент количества движения позволяет применить лопастные гидротурбины и насос-турбины на более высокие напоры вплоть до 800-1000 м.

УДК

**А. В. Русанов**, чл.-кор. НАН Украины

**Р. А. Русанов\***

**М. А. Чугай**, канд. техн. наук

**Е. А. Русанова\*\***

*Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины  
(г. Харьков, Украина, e-mail: rusanov@ipmach.kharkov.ua)*

*\*Институт проточных машин им. Р. Шевальского Польской академии наук  
(г. Гданьск, Польша)*

*\*\*Харьковский национальный университет им В.Н. Каразина  
(г. Харьков, Украина)*

## **МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ОСЕРАДИАЛЬНЫХ КОМПРЕССОРОВ**

В настоящее время осерадиальные компрессоры широко применяются в различных технических изделиях, в том числе в системах подготовки природного газа к транспортировке. В этих системах одним из самых энергоемких процессов является «осушка» газа. «Осушка» газа происходит с помощью его охлаждения до низких температур, достаточных для конденсации нежелательных фракций с их последующей сепарацией и удалением. В современных установках для охлаждения используются турбодетандерные агрегаты. Влияние турбины и компрессора на общую эффективность турбодетандерного агрегата является определяющим.

Рассмотрен новый аналитический метод задания пространственных осерадиальных рабочих колес (РК) со сложными навалами входных и выходных кромок. С помощью представленного метода разработано новое типовое осерадиальное РК для компрессоров турбодетандерных агрегатов с коэффициентами расхода в диапазоне от 0,03 до 0,06. РК имеет существенно пространственную форму со сложным окружным навалом входных кромок.

В отличие от существующего типового РК в новой конструкции значительно более благоприятная структура течения, в которой практически отсутствуют отрывы потока, что обеспечивает высокий уровень аэродинамического совершенства во всем диапазоне режимов эксплуатации разработанного компрессора.

Проточная часть нового РК превосходит прототип по КПД во всем диапазоне режимов работы, в том числе в расчетной точке более чем на 6 %.

УДК

**В. Э. Дранковский**, канд. техн. наук

**И. И. Тыньянова**, канд. техн. наук

**К. С. Резвая**

*Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»  
(г. Харьков, Украина, e-mail: rezvayaks@gmail.com)*

## **ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ОБРАТИМОЙ ГИДРОМАШИНЫ**

Улучшения энергетических качеств обратимых гидромашин вызывает необходимость исследования и анализа гидродинамических характеристик элементов проточной части. Знание гидродинамических характеристик отдельных элементов проточной части позволяет проанализировать их влияние на энергетические характеристики гидромашин в целом. Результаты такого анализа являются принципиальной основой для решения обширного круга вопросов, возникающих при проектировании обратимой гидромашин.

На начальных этапах проектирования, а также для выявления общих закономерностей рабочего процесса обратимой гидромашин целесообразно использовать осредненные гидродинамические характеристики, которые могут быть уточнены на основании результатов расчета пространственного потока с помощью пакетов известных программ (ANSYS CFX, FlowVision, FlowER, OpenFOAM). Осредненные гидродинамические характеристики описывают общие кинематические и энергетические свойства лопастной системы как единой пространственной решетки.

Описание гидродинамических характеристик лопастных систем базируется на использовании безразмерных параметров, характеризующих поток в характерных сечениях проточной части. В качестве характерных сечений приняты: сечение на выходе из направляющего аппарата, на входе в рабочее колесо, на выходе из рабочего колеса, на входе в отсасывающую трубу.

Одним из вариантов нахождения гидродинамических характеристик обратимой гидромашин – использование безразмерных комплексов:  $k_{МГ}^*$ ,  $k_{НГ}^*$ ,  $k_{НТ}^*$ ,  $k_{НЛ}^*$  соответственно коэффициенты гидравлического момента, мощности, теоретического напора и потерь.

Приведенные величины  $n'_I$  и  $Q'_I$ , гидравлический КПД и гидравлическая мощность в зависимости от безразмерных коэффициентов  $k_{НТ}^*$  и  $k_h^*$  выражаются следующим образом:

$$n'_I = \sqrt{\frac{g 30^2}{\left( k_{НТ}^* \left( \frac{\bar{\Gamma}_0}{\omega D^2}, k_Q^*, L' \right) + k_h^* \left( \frac{\bar{\Gamma}_0}{\omega D^2}, k_Q^*, L' \right) \right) \pi^2}},$$

$$Q'_l = \frac{\pi}{30} k_Q^* n'_l, \eta_\Gamma = \frac{k_{HT}^* \left( \frac{\bar{\Gamma}_0}{\omega D^2}, k_Q^*, L'_{PK} \right)}{k_{HT}^* \left( \frac{\bar{\Gamma}_0}{\omega D^2}, k_Q^*, L'_{PK} \right) + k_h^* \left( \frac{\bar{\Gamma}_0}{\omega D^2}, k_Q^*, L' \right)}, N'_{I\Gamma} = \frac{\rho k_{HT}^*}{k_Q^{*2}} Q_l'^3.$$

где  $\frac{\bar{\Gamma}_0}{\omega D^2}$  – безразмерный коэффициент осредненной циркуляции, характеризующий направление потока перед рабочим колесом;  $k_Q^* = \frac{Q}{\omega D^3}$  – обобщенный режимный параметр;  $L'$  – символическое обозначение набора безразмерных геометрических параметров проточной части.

Основное кинематическое уравнение связь коэффициентов осредненных циркуляций во входном и выходном сечениях РК, вращающегося с постоянной частотой вращения  $\omega = const$ :  $\frac{\bar{\Gamma}_2}{\omega D^2} = k \frac{\bar{\Gamma}_1}{\omega D^2} - (1-k) \mu k_Q^* + (1-k) \frac{\pi}{2} \Lambda^2$ ,

где  $k, \mu, \Lambda$  – гидродинамические параметры пространственной решетки, характеризующие лопастную систему рабочего колеса.

Гидродинамические параметры, могут быть определены из опыта (из универсальных характеристик), а также с помощью модели течения  $C_m = B(l)Q$ , базирующейся на допущении о неизменности поверхностей тока при изменении режимных параметров.

Знание гидродинамических параметров позволяет определить осредненные углы потока в характерных сечениях проточной части. Эти данные дают информацию об условиях обтекания лопастной системы рабочего колеса на оптимальном режиме и позволяют судить о степени согласования элементов проточной части гидромашины.

Для расчета полного КПД гидромашины необходимо знать зависимость объемного и дискового КПД от осредненных геометрических и режимных параметров.

Объемный КПД гидромашины  $\eta_{об} = 1 - q/Q$  определяем с помощью выражения для утечек  $q = \mu_{об} f \sqrt{2gh_W}$ , где  $\mu_{об}$  – коэффициент расхода,  $f$  – площадь поперечного сечения,  $h_W$  – напор, теряемый в уплотнениях.

Для определения дискового КПД используем формулу  $\eta_d = 1 - N_D / \gamma Q_k H_T$ , где  $N_D$  – мощность дискового трения,  $Q_k$  – расход через рабочее колесо гидромашины,  $H_T$  – теоретический напор.

Математическая модель, описывающая взаимосвязь энергетических, режимных и основных геометрических параметров, может быть представлена в виде:

$$\eta = \frac{k_{HT}^* \left( \frac{\bar{\Gamma}_0}{\omega D^2}, k_Q^*, L'_{PK} \right)}{k_{HT}^* \left( \frac{\bar{\Gamma}_0}{\omega D^2}, k_Q^*, L'_{PK} \right) + k_h^* \left( \frac{\bar{\Gamma}_0}{\omega D^2}, k_Q^*, L' \right)} \eta_{об} \left( \frac{\bar{\Gamma}_0}{\omega D^2}, k_Q^*, L'_{PK} \right) \eta_d \left( \frac{\bar{\Gamma}_0}{\omega D^2}, k_Q^*, L'_{PK} \right).$$

**А. Л. Шудрик**

**Н. Г. Шевченко**, канд. техн. наук

*Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»  
(г. Харьков, Украина, e-mail: shudral88@gmail.com)*

## **МОДЕЛИРОВАНИЕ МУЛЬТИФАЗНЫХ ТЕЧЕНИЙ В ПОГРУЖНЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСАХ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ НЕФТЯНЫХ СКВАЖИН**

Погружные электроцентробежные насосы (ЭЦН) для добычи нефти по конструкции и принципу действия не отличаются от поверхностных. Однако ограничение диаметральных размеров скважин, где установлен насос, определяет специфику конструктивного исполнения ЭЦН и рабочего процесса в проточной части насоса. Другой особенностью эксплуатации ЭЦН является перекачиваемая продукция. Как правило, такие насосы поднимают на дневную поверхность не только жидкость – водонефтяную эмульсию, но и газ, который в этой жидкости находится в растворенном или свободном состоянии. Из-за наличия свободного газа в жидкости, в полостях рабочих колес и направляющих аппаратов образуются газовые каверны, не участвующие в потоке энергообмена насоса с перекачиваемой средой, ухудшается процесс обтекания лопастей и снижаются рабочие характеристики насоса. Также необходимо отметить, что на входе в насос создается подпор, который создает условия для бескавитационной работы.

Определяющим фактором в вопросе влияния газа на работу насоса является входное газосодержание  $\beta_{pr}$  (отношение расхода газа к расходу смеси). Обычно при высоком газовом факторе в нефтяной продукции скважин перед входом в ЭЦН устанавливают газосепаратор. Допустимой величиной газосодержания на входе в насос рекомендуется 25 %.

Проведен обзор и анализ экспериментальных и расчетных исследований, посвященных вопросам перекачки газожидкостных смесей (ГЖС). Это работы Ляпкова П. Д., Дроздова А. Н., Cirilo R., Sachdeva R., Minemura K., Sun D. и др.

Актуальным является проведение численных экспериментов и исследование трехмерного потока реальной газожидкостной смеси в ступени погружного центробежного насоса при добыче нефти. Отличительной особенностью данной работы является моделирование потока ГЖС не только в рабочем колесе, но и в отводящем канале ступени ЭЦН. При расчете реальных характеристик ЭЦН, которые перекачивает нефтяную продукцию с газом, необходимо учитывать, что по мере увеличения давления вдоль насоса уменьшается содержание свободного газа в нефти, меняются состав и свойства продукции. В работе предлагается усовершенствованная методика расчета характеристик ЭЦН для реальных условий эксплуатации.

Для проведения численного исследования была выбрана математическая модель (ММ) турбулентного течения двухфазного потока жидкость-газ в постановке Эйлера. Фазы рассматриваются как взаимопроникающие среды: непрерывная жидкая фаза и дисперсная газовая фаза.

Основные уравнения ММ имеют вид:

- уравнение неразрывности:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\beta \rho u_i)_k = 0$$

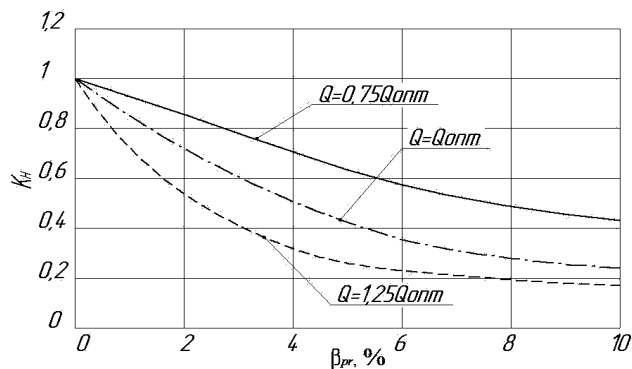


– RANS уравнения:

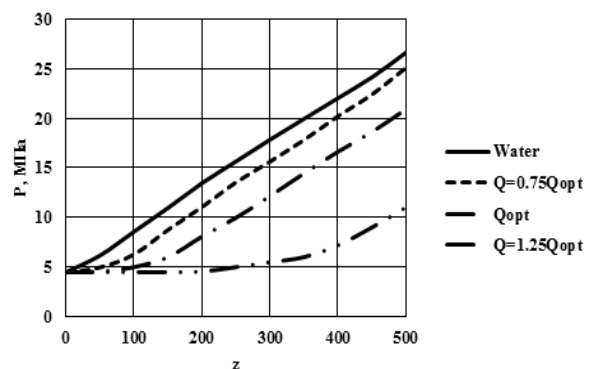
$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\beta \rho u_i u_j)_k = -\beta \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \beta \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u_i u_j})_k \pm M_k + F_\omega,$$

где  $u$  – средняя скорость;  $u'$  – скорость турбулентности;  $\rho$  – плотность;  $p$  – давление;  $M_k$  – передача межфазного импульса на единицу объема;  $\mu$  – ламинарная вязкость;  $F_\omega$  – действие центробежных и кориолисовых сил;  $\delta_{ij}$  – функция Кронекера.

Согласно этой модели, уравнения записываются для каждой фазы  $k$  ( $k = l, g$ ) и решаются совместно. Фазы связаны между собой межфазной передачей импульса. Численная реализация проведена с помощью открытой интегрируемой платформы *OpenFOAM* [1, 2]. Проведен анализ структуры потока ГЖС в ступени ЭЦН. Расчеты проведены для тех режимов работы насоса –  $0.75Q_{opt}$ ,  $Q_{opt}$ ,  $1.25Q_{opt}$ , а также для четырех значений газосодержания на входе в ступень  $\beta_{pr} = 0\%$ ,  $3\%$ ,  $5\%$  и  $10\%$ . На рис. 1 представлены зависимости коэффициента снижения напора  $K_H = H_{cm}/H_B$  от величины газосодержания на входе в насос для трех значений расхода. Сравнение экспериментальных зависимостей изменения давления по ступеням [3] с расчетными – рис. 2, показывает качественную сходимость.



**Рис. 1. Зависимости изменения коэффициента напора от газосодержания**



**Рис. 2. Распределение давления вдоль насоса для воды и для ГЖС ( $\beta_{pr} = 0.2$ )**

### Литература

1. Shudryk A. L. Using Open SOFTWARE Application Packages for of viscous incompressible fluid / A. L. Shudryk // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – 2016. – № 20(1192). – P. 53–57.
2. Шевченко Н.Г. Исследование течения газожидкостной смеси в проточной части рабочего колеса погружного насоса для добычи нефти / Н. Г. Шевченко, О. Л. Шудрик, Е. Ю. Бондаренко // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits, 2017. – № 42 (948). – P. 17–22.
3. Дроздов А. Н. Погружные лопастные насосы. Исследования характеристик на ГЖС / А. Н. Дроздов // Нефтегазовая Вертикаль. – 2011. – №11. – С. 73–77.

УДК 517.95+518.517

**К. В. Максименко-Шейко**, д-р техн. наук

**Ю. С. Литвинова**

**Т. И. Шейко**, д-р техн. наук

**М. А. Хажмурадов\***, д-р техн. наук

*Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины,  
(г. Харьков, Украина, e-mail: m-sh@ipmach.kharkov.ua, litjuli56@gmail.com,  
sheyko@ipmach.kharkov.ua)*

*\*Национальный научный центр «Харьковский физико-технический институт»  
(г. Харьков, Украина, e-mail: khazhm@kipt.kharkov.ua)*

## **МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ ТЕЧЕНИИ ЖИДКОСТИ ДЛЯ ТВЭЛА С ПОЛИЗОНАЛЬНЫМ ОРЕБРЕНИЕМ ОБОЛОЧКИ**

Для увеличения эффективного коэффициента теплопередачи в технике широко используется оребрение теплопередающих поверхностей. Форма оребрения весьма разнообразна. Применяют продольные, поперечные, спиральные ребра, ребра в виде шипов и т.д. Оребрение не только увеличивает поверхность теплообмена, но и оказывает большое влияние на гидродинамику потока, а тем самым и на коэффициент теплоотдачи. В ходе экспериментов с различными методами оребрения оболочек ТВЭЛов были разработаны более выгодные формы оребрения, так называемые полизональное и шевронное. При шевронном оребрении вся поверхность оболочки делится на четыре, шесть или восемь секторов, и на соседних секторах спирали расположены симметрично относительно продольной оси.

Недостатком шевронных поверхностей является высокая трудоемкость и себестоимость изготовления. Благодаря технологии 3D-печати, эти недостатки можно устранить, т.к. преимущества использования 3D-принтеров – это снижение себестоимости изготовления продукции, моделирование объектов любой формы и сложности, быстрота и высокая точность изготовления, возможность использования различных материалов.

С точки зрения универсальности одним из наиболее перспективных выглядит функциональное представление с конструктивными возможностями теории R-функций. В статье приведены разработанные методики построения уравнений различных поверхностей оребрения на основе теории R-функций с их последующей реализацией на 3D-принтере и исследование гидродинамических и температурных полей при полизональном оребрении оболочки ТВЭЛа. Приведены результаты исследования поля скоростей и температурного поля для различных значений параметра закрутки.

Численный эксперимент проводился в условиях эксплуатации системы ПОЛЕ, которая позволяет в рамках одной программы решать последовательность задач, при этом решение предыдущей задачи использовать в виде нагружающей функции для последующей задачи. Задание геометрической и физической информации с использованием буквенных параметров позволяет в рамках одной программы проводить многовариантные расчеты, исследуя влияние величин параметра закрутки, количества и длины ребер на картины распределения полей скорости и температуры.

### **Литература**

1. Петухов Б. С. Теплообмен в ядерных энергетических установках / Б. С. Петухов, Л.Г. Генин, С.А. Ковалев. — М.: Атомиздат, 1974.—367 с.

2. *Андреев П. А.* Теплообменные аппараты ядерных энергетических установок / П.А.Андреев, под ред. Н. М. Синева. — Л.: Судостроение, 1969. — 255 с.
3. *Антуфьев В. М.* Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева. / В. М. Антуфьев. — М.: Энергия, 1966. — 310 с.
4. *Рвачев В. Л.* Теория R-функций и некоторые ее приложения / В. Л. Рвачев. — Киев: Наук.думка, 1982.—552 с.
5. *Максименко-Шейко К. В.* R-функции в математическом моделировании геометрических объектов и физических полей / К. В. Максименко-Шейко. — Харьков: ИПМаш НАН Украины, 2009. — 306 с.
6. Аналитическая идентификация машиностроительных деталей с помощью R-функций / Ю. С. Литвинова, К. В. Максименко-Шейко, Т. И. Шейко, А. В. Толок // Информационные технологии в проектировании и производстве. 2016. №1(161). С. 38-45.

УДК 621.577

**Д. Х. Харлампіді** д-р техн. наук

**В. О. Тарасова** канд. техн. наук

**М. О. Кузнецов** канд. техн. наук

**С. М. Омелічкін**

*Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України  
(м. Харків, Україна, e-mail: kharlampidi@ipmach.kharkov.ua)*

## **ТЕРМОЕКОНОМІЧНИЙ АНАЛІЗ ВАКУУМНО-ВИПАРНОГО ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРА ДЛЯ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ТЕС І АЕС**

Надійне водозабезпечення системи охолодження другого контуру є необхідною умовою ефективної і безпечної роботи теплоелектростанцій (ТЕС) і атомних електростанцій (АЕС). Аналіз традиційних способів охолодження показав, що жоден з цих пристроїв не здатен забезпечити постійну температуру охолоджуючої води при збереженні її витрати в літній найбільш теплонапружений період року. Рішення даної проблеми можливе за рахунок включення в технологічну схему другого контуру вакуумно-випарного теплового насоса з використанням як холодоагенту R718 (води), що дозволить доохолодити воду після градирні з 30 °С до 25 °С незалежно від температури навколишнього середовища.

На підставі сучасних методів прикладної термодинаміки, математичного моделювання та оптимізації теплогідравлічних процесів виконано термoeкономічний аналіз схемно-циклових рішень вакуумно-випарного теплового насоса. За результатами досліджень визначено термодинамічну досконалість кожного елемента схеми, а також вартість системи за повний цикл експлуатації.

УДК 621.165

**В. Н. Голощанов**, канд. техн. наук

**О. В. Котульская**

**Т. Н. Парамонова**

*Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины  
(г. Харьков, Украина, e-mail: katulska@ipmach.kharkov.ua)*

## **ТЕПЛОПЕРЕНОС В ХОЛОДНОМ СЛОЕ НАБИВКИ РЕГЕНЕРАТИВНОГО ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЯ С ВРАЩАЮЩИМСЯ РОТОРОМ**

Для нагрева воздуха, подаваемого в топку котлоагрегата, вместе с топливом в энергоблоках мощностью 100 МВт и более используются регенеративные воздухоподогреватели (РВП) с вращающимся ротором. Для переноса тепловой энергии служит набивка листового типа с различной степенью интенсификации теплообмена.

Слои набивки разделяются на горячие и холодные. Температура охлаждающегося газа в «холодном слое» находится в диапазоне изменения температуры 160 – 80 °С, нагреваемого воздуха от ~ 20 до 150 °С.

При работе котла на сернистом топливе (сернистые угли, сернистые мазуты) на газовой стороне РВП появляются пары серной кислоты, которые конденсируются на поверхностях листовой набивки, разъедают стальные листы, которые необходимо заменять при каждом капитальном ремонте.

Цель исследования – провести оценку возможности замены стальной листовой набивки чугуновой, выполненной из кислотостойкого чугуна, для чего необходимо определить форму элементов набивки и её объем, исходя из параметров газа и нагреваемого воздуха (задаваемый режим работы котла при номинальной мощности турбины).

Для достижения поставленной цели – обеспечение длительной эксплуатации набивки холодного слоя - была разработана методика теплового расчета и выполнено расчетное исследование для разных вариантов конструкций набивки, которая может быть выполнена из чугунных решеток, размещаемых в пакетах и располагаемых в секциях РВП. В РВП используемых для энергоблоков мощностью 300 МВт набивка размещается в 24-х секциях.

Определена рациональная конструкция набивки, выполняемой из чугунных решеток, изготавливаемых методом отливки.

**Ю. О. Бахмутская**

**В. Н. Голощапов**, канд. техн. наук

*Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины  
(г. Харьков, Украина, E-mail: rusanov@ipmach.kharkov.ua)*

## **ТЕПЛОВОЕ И ТЕРМОНАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ РОТОРА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ТУРБИНЫ К-325-23.5 ПРИ ПУСКАХ ИЗ ХОЛОДНОГО И ГОРЯЧЕГО СОСТОЯНИЙ**

Опыт эксплуатации турбин большой мощности показал, что при сроке эксплуатации, превышающем 150-160 тысяч часов в области передних концевых уплотнений цилиндров высокого давления (ВД) и среднего давления (СД) в роторах ВД и СД образуются трещины, появление которых может быть вызвано изменением теплового состояния участков роторов и работой схем уплотнений турбин.

Для оценки влияния процессов, происходящих в концевых уплотнениях при подготовке к пускам турбин из холодного и горячего состояния, было выполнено исследование изменения термонапряжений в роторе ВД турбины К-325-23,5 ПАО «Турбоатом» на временном интервале от момента подачи пара на уплотнения при наборе вакуума до достижения турбиной номинальной мощности. Было показано, что при пуске из холодного состояния вплоть до толчка большой участок ротора, расположенный между диском регулировочной ступени и камерой, соединенной с межкорпусным пространством, не прогревается. Поэтому, после толчка ротора и поступления в уплотнения пара с температурой, превышающей 300 °С, происходит термоудар, что приводит к возникновению термонапряжений, превышающих границу упругости. Появление пластических деформаций в области канавок уплотнений, где угловые точки являются местами концентрации напряжений, сопряжено с риском уменьшения ресурса работы ротора.

Было предложено конструктивное изменение переднего концевого уплотнения при сохранении числа его гребней, которое обеспечивает равномерный прогрев ротора по всей длине уплотнения, что снимает проблему ограничения количества пусков турбины из разных тепловых состояний, повышает надежность ее работы, а также повышает маневренность за счет уменьшения времени пусков.