DOI: 10.15593/2224-9982/2016.47.10

УДК 62-97

Ю.М. Ахметов, Р.Р. Калимуллин, Р.Ф. Хакимов

Уфимский государственный авиационный технический университет, Уфа, Россия

ОСОБЕННОСТИ МОДЕЛИРОВАНИЯ ЗАКРУЧЕННОГО ТЕЧЕНИЯ ПОТОКА ЖИДКОСТИ В ЗАМКНУТОМ КОНТУРЕ ВИХРЕВЫХ УСТРОЙСТВ

Посвящено актуальному вопросу моделирования процессов вихревого высоконапорного течения несжимаемой жидкости в контуре постоянного объема. Авторами рассмотрены вопросы физического и численного моделирования указанных процессов, возникающих при течении высоконапорных потоков жидкостей в закрытых каналах с дросселированием проходного сечения и высокоскоростным истечением через тангенциально направленные сопла в специальные камеры. При этом благодаря организации течения закрученного в специальных камерах потока по замкнутому контуру наблюдается интенсивный рост температуры рабочей жидкости, что позволяет вихревым устройствам данного типа выполнять функции тепловых генераторов.

В данной работе, с целью изучения физики процессов и разработки механизма повышения эффективности, авторами исследованы процессы течения высоконапорных вихревых потоков несжимаемой жидкости с учетом взаимовлияния элементов методами как численного, так и физического моделирования. При этом практическими рекомендациями по выбору алгоритмов расчетно-исследовательских работ методами численного и физического моделирования с последующими верификационными исследованиями определяется порядок и общая структура как расчетных, так и проектных работ. Рассмотрены основные отличительные особенности при постановке и решении задач моделирования течения закрученных потоков в замкнутом контуре.

Ключевые слова: вихревая труба, вихревой регулятор, численное моделирование, высоконапорные потоки, математическая модель, моделирование замкнутого контура.

Yu.M. Akhmetov, R.R. Kalimullin, R.F. Khakimov

Ufa State Aviation Technical University, Ufa, Russian Federation

FEATURES OF SIMULATION OF SWIRLING LIQUID FLOWS IN CLOSED CIRCUIT OF VORTEX DEVICES

The paper is focused on the actual problem of swirling high-pressure incompressible fluid flow in the constant volume circuit. Authors considered questions about physical and computational modeling of these processes occurring when high-pressure fluids flow in the closed channels with throttling orifice and high-speed outflow through tangentially directed nozzles into the special chambers. In this case, because of organization of the swirling flow passing the closed circuit in the special chambers it is observed intensive temperature rising of the fluid observed which allows such vortex devices to perform heat generators functions.

In this paper for the purpose of physics processes studies and development of a mechanism to increase efficiency the authors studied the processes of high-pressure vortex flows of incompressible liquid taking into account the mutual influence of elements by as computational and physical modeling methods. In this case, the order and general structure of computations and project works is defined by practical recommendations of computational and research algorithms using computational and physical modeling methods with subsequent verification. In this paper the main features in the formulation and solution of problems of modeling of the swirling flow in a closed circuit are considered.

Keywords: vortex tube, vortex regulator, numerical simulation, high-pressure flow, mathematical model, simulation of a closed circuit.

Введение

В энергомашиностроении важное значение имеет поиск способов интенсификации тепломассообменных процессов, позволяющих совершенствовать существующие и создавать новые устройства преобразования энергии. Одним из получивших распространение способов интенсификации энергообмена (массообмена, теплообмена и др.) является закрутка потока, т.е. сообщение потоку многомерного движения при использовании, как правило, устройств, преобразующих потенциальную энергию потока в кинетическую с многомерным направлением движения рабочей жидкости (т.е. закручивающих устройств). Закрутка потока приводит к крупномасштабному воздействию на характеристики поля течения с тепломасообменом различных компонентов многомерного движения. Закрученные потоки широко используются в различных вихревых устройствах, являясь необходимым условием для образования вихревого движения [1, 2].

В вихревых устройствах происходят сложные термодинамические процессы, из которых особое внимание уделяется температуре потока на выходе из вихревого устройства. Для интенсификации энергообменных процессов в вихревых устройствах выходную область, где закрученный пространственный поток преобразуется в осевой (условно одномерный), соединяют с входной областью, при этом в таком контуре обеспечивается положительная динамика теплообменных процессов.

При исследовании замкнутых контуров необходимо учитывать ряд особенностей протекающих в них процессов для повышения эффективности работы замкнутого контура. Одна из особенностей движения закрученного потока в замкнутом контуре вихревого устройства заключается в повышении давления в контуре из-за теплового расширения потока. Это приводит к необходимости установки систем компенсации теплового расширения.

Также при работе замкнутого контура происходит нагрев потока (за счет механических потерь на трение в качающем узле, преобразующихся в тепло, а также за счет особенностей вихревого процесса при движении закрученного потока) [3, 4], усиливающийся при многократном цикличном прохождении потока по системам контура. Интенсификация процесса нагрева потока обеспечивается установкой системы перепуска части нагретого потока из выходной области в область закручивающего устройства, при этом происходит реализация положительной обратной связи по температуре.

В результате проведенных экспериментальных исследований получены характеристики нагрева рабочей жидкости в замкнутых контурах различного объема с сохранением геометрического и гидродинамического подобия, позволяющие связать зависимости параметров рабочих режимов в безразмерные комплексы. Одним из безразмерных комплексов, выведенных в результате анализа экспериментальных данных, является критерий повышения интенсивности нагрева, отражающий интенсивность циклического движения потока по контуру и зависящий от расхода рабочей жидкости. На основе проведенных экспериментов разработана эмпирическая методика расчета максимальной интенсивности нагрева жидкости, зависящая от максимальной пропускной способности критической (минимальной) проточной части замкнутого контура. Результаты разработанной методики подтверждаются экспериментальными исследованиями на режиме близкого к максимальному расхода рабочей жидкости.

Однако экспериментальные исследования обладают некоторыми ограничениями:

- -измерения носят точечный характер, что не позволяет получить обобщенную картину течения;
- -количество экспериментов, а также возможность варьировать уровни факторов ограничивается имеющимися ресурсами;
- -некоторые определяющие характеристики процесса сложно контролировать прямыми измерениями, что приводит к необходимости вычислительных операций над измеренными величинами по косвенным измерениям и разработке сложных эмпирических моделей, в результате чего появляются дополнительные погрешности обработки результатов экспериментальных исследований.

В связи с этим для исследования процесса движения закрученного потока и получения картины течения необходимо разработать математическую модель процесса.

Математическая модель

Математическая модель должна описывать динамику движения рабочей среды в замкнутом контуре, ее термодинамическое и энергетическое состояния.

Вычислительное (численное) моделирование используется для решения задач, в том числе механики жидкости и газа, основанных на движении рабочей среды согласно уравнениям Навье—Стокса, которые являются обобщенным случаем уравнения движения Ньютона с учетом вязких и массовых сил. Точные аналитические решения таких дифференциальных уравнений имеются лишь для некоторых простых случаев, основанных на несложной геометрии (течения Куэтта, Пуазейля). Для всех остальных случаев, в особенности связанных со сложной пространственной геометрией проточной части, уравнения Навье—Стокса не имеют точного аналитического решения и сильно зависят от начальных условий, вследствие чего получить физически адекватные решения уравнений трудоемко и несопоставимо с имеющимися ресурсами как вычислительного, так и временного характера.

Математическая модель вязкой несжимаемой жидкости в общем случае описывается системой дифференциальных уравнений Навье-Стокса, дополненной уравнением состояния и уравнением энергии в дифференциальной форме. Для решения такой системы уравнений в гидродинамике часто прибегают к численным методам, основанным на методе конечно-элементного анализа [5]. Особенности метода заключаются в разбиении расчетной области на определенное количество малых объемов (элементов), для которых решается полная система уравнений, при этом результаты решения для конкретного конечного элемента (ячейки) по определенным алгоритмам преобразуются для решения в следующей ячейке.

Данный метод обладает некоторыми недостатками, среди которых нестрогое соответствие реального контура расчетной области. Ячейки бывают различной формы: тетраэдральные, призматические, кубические, гексагональные и т.д., отличающиеся количеством граней, и точные соответствия реальному объекту достигаются только на про-

стых расчетных областях – кубической, прямоугольной и т.д., в то время как для цилиндрического канала круглого сечения расчетная область будет представлять в сечении многоугольник. С увеличением числа ячеек погрешность формы расчетной области уменьшается и перестает влиять на процессы вблизи стенок, однако увеличение числа ячеек требует увеличения вычислительной мощности.

Следующий недостаток метода, являющийся также общим недостатком математического моделирования вязких жидкостей, заключается в том, что для каналов сложной геометрии (в большинстве задач, решаемых с помощью этого метода, каналы имеют сложную конфигурацию) устойчивое и однородное решение системы уравнений Навье-Стокса не найдено, в связи с чем уравнения решаются с определенной погрешностью. Особое внимание следует уделить двум видам погрешностей при решении системы уравнений. Первый вид погрешностей называется невязками (англ. Residuals) и означает степень несоответствия при линейной аппроксимации. Второй вид погрешностей называется небалансом (англ. Imbalance) и означает отличие между правой и левой частями уравнения [6].

Особенность постановки задач при численном моделировании

При решении задачи с проточными каналами достаточно задать, помимо геометрии, граничные условия на входе и выходе из каналов, а также начальные условия, которые сформируют при решении стационарную постановку задачи (так как они не должны измениться по условию стационарности). При таких условиях практически для любых задач можно получить решение, годное для последующей верификации экспериментом, поскольку параметры, значения которых не заданы на границах расчетной области, могут вычисляться без ограничений на диапазон их значений. Это значит, что, например, для пары граничных условий «скорость на входе в расчетную область - давление на выходе из расчетной области», отличающейся высокой степенью устойчивости [6] и независимости от начальных условий, параметр «давление на входе в расчетную область» вычисляется безотносительно других параметров, т.е. непосредственно. Скорость на входе при этом для расчетной области известной геометрии формирует расход рабочей жидкости, который остается постоянным как на входе в расчетную область, так и на выходе из нее согласно уравнению баланса расходов.

Замкнутый контур отличается от проточной системы тем, что выход проточной системы соединяется с ее входом. В таком случае граничные параметры типа вход-выход должны быть преобразованы в формирующее условие для обеспечения движения рабочей среды – например, в источник импульса, математически представленный постоянным перепадом давления на некоторой длине канала. Функцию источника импульса в замкнутом контуре может выполнять качающий узел – центробежный насос, поддерживающий постоянный перепад давления. При этом соблюдается пара граничных условий «давление на входе» – «давление на выходе» с указанием длины переходного участка, на котором условие перепада давлений должно выполниться.

Однако при источнике импульса, выраженного перепадом давлений, остается неизвестным уровень давления в системе. Начальное условие по давлению не подходит по причине того, что оно выполняется только при первой итерации (т.е. решении математической модели для всей расчетной области с конкретными начальными условиями), в последующих же итерациях начальные условия берутся исходя из результатов решения математической модели в предыдущей итерации. Математическая модель в таком случае остается недоопределенной, и решатель подставляет нерасчетный, часто нефизичный уровень давлений в системе.

Для определения математической модели необходимо задать общий уровень давления в системе, выполняющийся при каждой итерации. Эту задачу решает установка границы с условием свободного выхода (англ. *Opening*) и заданием на ней давления. Тогда математическая модель становится определенной, к тому же появляется фактор, уровни которого можно варьировать. Задавая различные давления у свободной границы, можно регистрировать различные давления на выходе из насоса, имитируя экспериментальные исследования и обеспечивая возможность верификации математической модели по давлению. С физической точки зрения свободная граница может быть представлена узлом отбора части рабочей жидкости из замкнутого контура [3].

В проточных системах при математическом моделировании задают температуру потока на входе, при этом температура потока на

выходе вычисляется. В случае замкнутого контура температуру потока задавать на границах не имеет смысла, кроме случаев, когда моделируется изотермический процесс. Это связано прежде всего с особенностью работы замкнутого контура, проявляющейся в цикличности изменения температуры, а также с особенностью численного решения задачи: температура в процессе движения потока по замкнутому контуру возрастает со временем и решатель это фиксирует при первой итерации (при выполнении условия неизотермического процесса). Однако на следующей итерации возникает неопределенность, связанная с наличием двух различных значений температур, использующихся в качестве исходной для проведения итерации: вычисленная температура в результате предыдущей итерации и заданная пользователем температура на границе, которая не изменилась и отличается от вычисленной. В результате в процессе численного решения возникают неоднозначные значения температур потока.

Для установившегося потока, т.е. в стационарной постановке (англ. Steady State), таким образом вычисленная температура не представляет ценности и вносит дополнительные погрешности в расчет. Исходя из этого для установившегося течения закрученного потока в замкнутом контуре параметром температуры можно пренебречь (исключив уравнение энергии из математической модели). Тогда решается задача механики движения вязкой жидкости без учета термодинамического состояния рабочей среды.

Для учета термодинамики потока необходимо рассматривать неустановившийся режим или нестационарную постановку задачи (англ. *Unsteady State*). Нестационарная постановка задачи отличается от стационарной решением системы уравнений Навье–Стокса не только в частных производных по координатам, но и в частной производной по времени. Включив в расчет параметр «время», можно моделировать переходные процессы, неустановившиеся режимы и системы с обратными связями.

В нестационарной постановке температуру можно задать, используя источник тепла, например объемный, выраженный в Вт/м³. При этом следует учитывать, что при расчете значения источника тепла, помимо разности температур, обеспечиваемых источником, задается объем, в течение которого этот источник тепла находится, а также время, в течение которого этот источник тепла работает. Объем, в котором нахо-

дится источник тепла, численно равен объему субдомена (в физическом смысле это объем теплообменника), время, которое этот источник тепла работает, численно равно времени проведения численного моделирования (кроме случаев, когда по условиям задачи необходимо на какихлибо этапах отключать или включать источник тепла).

С физической точки зрения в замкнутом контуре имеется теплообменник, настроенный таким образом, чтобы отбирать полностью всю температуру, сгенерированную в замкнутом контуре за один проход через темплообменник. Температура в контуре при этом с течением времени не меняется, однако это не противоречит наличию неоднородного поля температуры в отдельных узлах и элементах контура.

Таким образом, численное моделирование процессов движения закрученного потока в замкнутом контуре подразумевает два этапа. Первый этап заключается в моделировании на установившемся режиме, в стационарной постановке движения потока в замкнутом контуре с источником импульса и свободным выходом из системы с определенным давлением, обеспечивающим требуемый уровень давления в системе. На этом этапе оценивается соответствие расхода рабочей жидкости (величина вычисляемая) экспериментальному значению, а также картина течения закрученного потока в замкнутом контуре.

Второй этап заключается в моделировании в нестационарной постановке неустановившегося режима течения рабочей жидкости за определенный интервал времени с дополнительным источником энергии для оценки тепловых процессов в рабочей части замкнутого контура.

Для моделирования выбраны два пакета прикладных программ: ANSYS CFX [7] и CCM [8]. Программа ANSYS CFX позволяет создавать качественную сетку, обладает большим количеством настроек математической модели и хорошим набором инструментов для анализа решения математической модели. Сеточный генератор ANSYS Meshing позволяет генерировать сетку, состоящую из тетраэдров, параллелепипедов, призм и гексаэдров. Сеточный генератор, встроенный в ССМ, позволяет генерировать полигональную сетку, состоящую из многогранных ячеек. Анализ рассогласования методики моделирования в различных пакетах показывает ее применимость при решении задач в нестационарной постановке.

Для описания процесса движения потока жидкости используется система дифференциальных уравнений в частных производных – сис-

тема уравнений Навье–Стокса в нестационарной постановке в консервативной форме. В общем случае она представляет собой замкнутую систему уравнений переноса, состояния и замыкающих формулировок и соотношений.

Уравнения переноса включают в себя мгновенные уравнения массы, энергии и момента в стационарной форме и выглядят следующим образом [6]:

- уравнение неразрывности

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U) = 0;$$

- уравнение моментов

$$\frac{\partial (\rho U)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \otimes U) = -\nabla p + \nabla \cdot \tau + S_M,$$

где тензор напряжений τ зависит от скорости деформации следующим образом:

$$\tau = \mu \left(\nabla U + (\nabla U)^T - \frac{2}{3} \delta \nabla \cdot U \right);$$

- уравнение полной энергии

$$\frac{\partial (\rho h_{tot})}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U h_{tot}) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \nabla \cdot (U \cdot \tau) + U \cdot S_M + S_E,$$

где h_{tot} является полной энтальпией, зависящей от статической энтальпии h(T,p) следующим образом:

$$h_{tot} = h + \frac{1}{2}U^2.$$

Компонент $\nabla \cdot (U \cdot \tau)$ представляет собой работу вязких напряжений и называется работой вязких сил. Он моделирует внутренний нагрев от вязкости в жидкости, и им можно пренебречь в большинстве случаев. Компонент h_{tot} представляет собой работу источника внешнего момента и пренебрежимо мал.

Уравнения переноса должны быть дополнены составным уравнением состояния для плотности и энтальпии для формирования замкнутой системы уравнений.

Уравнения состояния в общем случае имеют форму

$$\rho = \rho(p,T),$$

$$dh = \frac{\partial h}{\partial T}\Big|_{P} dT + \frac{\partial h}{\partial p}\Big|_{T} dp = c_{P} dT + \frac{\partial h}{\partial p}\Big|_{T} dp,$$

$$c_{P} = c_{P}(p,T).$$

В большинстве инженерных задач на этапе численного моделирования уравнения Навье-Стокса в описанной форме для получения решения требуют неоправданно большого количества времени и вычислительных ресурсов. К тому же при использовании метода конечных элементов, возникает необходимость построения сложной сетки рассматриваемой области, состоящей из малых объемов фиксированной формы, которые описывают геометрию твердотельной модели. Исходя из этого для решения задач уравнения Навье-Стокса осредняют по Рейнольдсу, в связи с чем появляется дополнительный член, называемый напряжениями Рейнольдса. Этот член представляет собой симметричный тензор напряжений и вызывает необходимость определения дополнительных шести неизвестных.

При этом при определении этих неизвестных появляется неизвестный компонент второго порядка, называемый тензором напряжений второго порядка, для определения которого, в свою очередь, необходимо решить двенадцать уравнений, и т.д. Таким образом, при осреднении уравнений Навье-Стокса по Рейнольдсу система перестает быть замкнутой. Проблема замыкания системы осредненных уравнений Навье-Стокса носит название проблемы замыкания Фридмана-Кармана [9]. Для замыкания системы уравнений существует большое количество методов определения напряжений Рейнольдса, называемых моделями турбулентности [10].

Твердотельная модель

В состав твердотельной модели расчетной области замкнутого контура теплогенератора входят: качающий узел I, вихревое устройство 2, свободный выход 3, система трубопроводов обвязки замкнутого контура 4 (рис. 1).

Вихревое устройство состоит из закручивающего устройства (завихритель) I, формирующего закрученный поток; вихревой камеры 2,

в которой движется вихревой поток к тормозному устройству 3, после которого часть потока перепускается на вход в центральную область закручивающего устройства с пониженным давлением с помощью магистрали перепуска 4 (байпас) с установленной в ней крестовиной 5 (рис. 2).

Данная твердотельная модель представляет собой расчетную область математической модели, определяющую область определения геометрических параметров контура. Для расчетной области в двух программах построена неструктурированная сетка с учетом пограничного слоя для корректного расчета пристеночных функций и адекватного расчета поведения потока вблизи стенок.

Термин «начальные условия» относится к величинам, приписываемым зависимым переменным во всех узлах сетки до начала расчетов. Их значение зависит от типа рассматриваемой задачи:

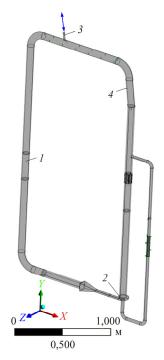


Рис. 1. 3D-модель проточной расчетной области замкнутого контура вихревого теплогенератора

– при использовании нестационарных течений эта информация имеет явное физическое значение и будет влиять на ход решения, поэтому ей необходимо уделить большое внимание;

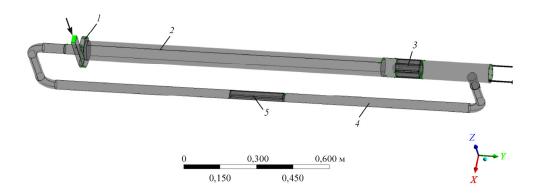


Рис. 2. 3D-модель проточной части вихревого устройства

– при расчете стационарного течения итерационным способом начальные условия обычно не влияют на окончательное решение (за исключением редких случаев, когда решение имеет множество значений), но могут определять его успешность и скорость сходимости.

Однако для некоторых случаев выбор начальных условий определяет уравнение состояния рабочего тела, что вносит существенные корректировки в математическую модель. При этом необходимо учитывать, как агрегатное состояние рабочего тела, так и условия его трансформации вблизи граничных условий. В большинстве задач для устранения критических для начальных этапов расчета пульсаций параметров считают поток на входе в рассматриваемую область установившимся с полем скорости, определенным относительно входного сечения. Вблизи выходного сечения поток также должен обладать координатной изоэнтропийностью параметров распределения значимых компонентов уравнений математической модели.

В случае, если указанные условия не обеспечиваются, в твердотельную модель рекомендуется искусственно добавить прямолинейные участки для исключения неоднозначности направлений импульсов и векторных составляющих движения потока на границах рассматриваемой области. Длина таких участков зависит от направлений векторов скорости потока и подбирается расчетным либо экспериментальным путем.

Граничные условия

Метод конечно-элементного анализа требует задания определенного набора граничных условий. В различных пакетах прикладных программ эти наборы условий отличаются лишь уровнем временных затрат на решение задачи вследствие различий технической реализации методов решения системы уравнений [11, 12].

Традиционный набор граничных условий сводится к описанию параметров потока на входе и выходе из рассматриваемой области. Наиболее удобный для решателя набор условий – расход либо скорость потока на входе и осредненное давление на выходе. При этом полное давление на входе может быть вычислено. Также удобным для решателя является задание полного давления на входе и скорости либо расхода на выходе. При этом рассчитываются статическое давление на выходе и скорость на входе.

Нерекомендуемым набором условий является задание статического давления на входе и выходе, так как полное давление и расход на входе являются вычисляемыми величинами, т.е. производится слишком слабое ограничение на систему уравнений [11–13].

Одним из основных критериев решения задачи является распределение давления в замкнутом контуре, позволяющее определить изменение давления на определенных участках, а также дающее общую картину работы замкнутого контура, включая качающий узел и вихревое устройство.

На рис. 3 показано распределение статического давления в осевом сечении замкнутого контура (стрелками показано направление движения потока). Буквами на рис. 3 обозначены контрольные сечения для возможности снятия параметров.

Из рисунка видно, что качающий узел корректно поддерживает постоянный перепад давлений и максимальное давление в замкнутом контуре на выходе. Далее часть энергии давления, т.е. потенциальной энергии жидкости, расходуется на преобразование в кинетическую энергию на разгонном устройстве,

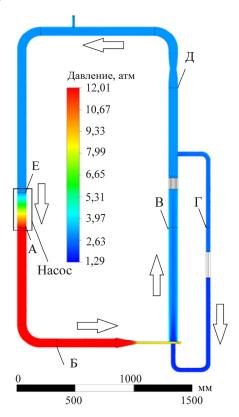


Рис. 3. Распределение статического давления в осевом сечении замкнутого контура

геометрически представляющем собой пирамидальный конфузор. Затем поток с большой кинетической энергией поступает в завихритель, где происходит внутреннее преобразование кинетической энергии потока для изменения направления движения и создания вихревого движения. При этом в завихрителе расположено наименьшее сечение в замкнутом контуре (исключая качающий узел), где реализуется основной перепад давления. Вместе с тем в области завихрителя

и непосредственно за ним наблюдается максимальная скорость потока, свидетельствующая об образовании закрученного потока (рис. 4).

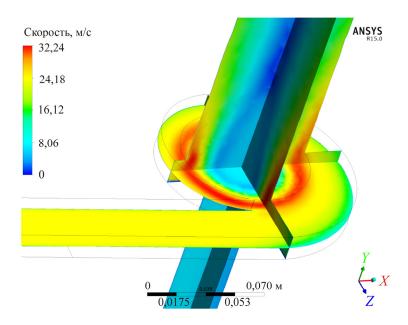


Рис. 4. Эпюра скоростей в различных сечениях завихрителя

Наличие радиального градиента давления в вихревой камере вследствие действия высоких центробежных сил обусловливает появление зоны разрежения в осевой области вихревой камеры, наиболее сильно выраженной в области завихрителя, так как в завихрителе максимальные тангенциальные скорости. Таким образом, в зону разрежения увлекается поток, находящийся в перепускной магистрали, что параметрически представлено наличием перепада давления на входе в перепускную магистраль и на выходе из нее. В вихревой камере радиальный градиент давления существует до тех пор, пока есть вихревое движение. Для принудительного разрушения вихревой структуры потока в выходной области вихревой камеры установлено тормозное устройство.

Параметр радиуса зоны обратных токов описывается зависимостью

$$r_{\text{ofp}} = 0.34R(Y - 0.95)^{0.69},$$

где Y является интегральным параметром закрутки [7],

$$Y = \frac{\int\limits_{0}^{R} \rho u_{\varphi} u_{z} r^{2} dr}{R \cdot \int\limits_{0}^{R} \rho u_{z}^{2} r^{2} dr}.$$

На рис. 5 показано распределение интегрального параметра закрутки в осевом направлении вихревой камеры.

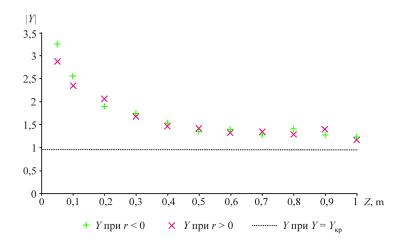


Рис. 5. Распределение интегрального параметра закрутки в осевом направлении вихревой камеры

Наибольшие изменения интегрального параметра закрутки находятся в области возле завихрителя, что соответствует высоким скоростям потока (рис. 6).

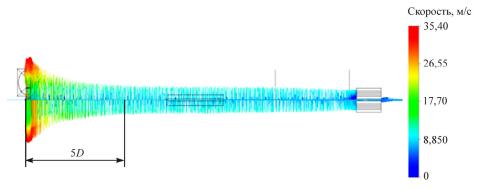


Рис. 6. Поле скоростей закрученного потока в ортогональном осевому сечении

Большие изменения скоростей потока наблюдаются в области $z^* = (0,5...5)D$, что согласуется с теоретическими исследованиями [13–15]. При этом тормозное устройство уменьшает интегральный параметр закрутки до значений Y = 0,001385 на расстоянии 2 м от завихрителя.

Интегральный параметр закрутки в осевом направлении находится за пределами зоны квазитвердого значения, т.е. в областях, соответствующих наличию зоны рециркуляции. Однако, так как на выходе из вихревой камеры установлено тормозное устройство, зона рециркуляции преобразуется в осевую зону разрежения.

Заключение

Разработанная математическая модель процессов движения закрученного потока в замкнутом контуре вихревого устройства на основе процессов при вихревом движении рабочей жидкости, а также особенностей циркуляции потока по замкнутому контуру позволяет производить численные исследования закрученных потоков в замкнутом контуре.

Отличительной особенностью численной модели является решение задачи движения потока в замкнутом контуре вихревого устройства на режиме установившегося течения (для получения статических характеристик замкнутого контура) с использованием в качестве качающего узла с постоянным перепадом давления источника импульса.

Для получения тепловых характеристик замкнутого контура решена задача движения потока с переходным процессом по температуре и отводом тепла из контура. Для имитации системы компенсации теплового расширения рабочей жидкости в систему установлен расширительный бак, численно представленный в качестве свободного выхода с регистрацией расхода рабочей жидкости. Для компенсации роста температуры потока в замкнутом контуре был установлен теплообменник, настроенный таким образом, чтобы температура рабочей жидкости в контуре оставалась постоянной, и численно представленный в качестве источника постоянной энергии.

При анализе результатов численного моделирования установлено, что визуализация физического процесса и численного моделирования показывает схожую картину в вихревом потоке: для первого это визуализированная зона, выражающаяся во внутреннем течении газа

внутри вихревого потока; для второго – цветовое распределение поля давления, численно выражающееся в наличии радиального градиента давления в проточной части вихревого устройства и характеризующее параметры газового потока (рис. 7).

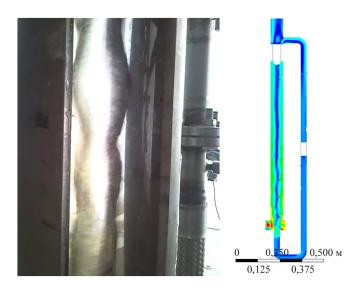


Рис. 7. Внутреннее течение воздуха внутри вихревого потока (слева) и численная интерпретация (справа)

На основании результатов численного моделирования при использовании опыта экспериментальных исследований вихревых устройств разработана методика моделирования работающих в замкнутом контуре вихревых устройств для использования в нагревательных системах с рабочими диапазонами как на малоразмерных (до 5 кВт), так и на полноразмерных установках (до 25 кВт). Методика позволяет проектировать и исследовать процессы в закрученных потоках в широком диапазоне типоразмеров вихревых устройств, работающих на различных уровнях интенсивности нагрева рабочей жидкости. Методика также показывает возможности использования одноконтурной, двухи более контурной систем: необходимость теплообменного аппарата при использовании циркуляционного контура, необходимое количество нагревательных контуров. Получаемые по разработанной методике параметры как входных, так и поэлементных значений являются граничными и начальными условиями для численно-дифференциального моделирования указанных процессов и используются как верификационные параметры при сопоставлении с идентификационными характеристиками.

Работы ведутся при финансовой поддержке Фонда содействия развитию малых форм предприятий в научно-технической сфере в рамках программы «УМНИК» на кафедре прикладной гидромеханики ФГБОУ ВПО «Уфимский государственный авиационный технический университет».

Библиографический список

- 1. Экспериментальные исследования вихревого течения жидкости в теплогенераторе / Ю.М. Ахметов, Р.Р. Калимуллин, Р.Ф. Хакимов, В.А. Целищев // Вестник УГАТУ. 2011. Т. 15, № 4(44). С. 169–174.
- 2. Структурно-алгоритмическая схема расчета системы вихревых труб с компонентным разделением газов / Л.Ф. Хакимова, Р.Ф. Хакимов, А.Д. Бакиева, М.В. Мухаметов // Молодежный Вестник УГАТУ. 2014. № 2(11). С. 31–36.
- 3. Идентификация процесса нагрева рабочей жидкости в вихревом теплогенераторе / Э.И. Зангиров, Р.Р. Калимуллин, А.В. Свистунов, Р.Ф. Хакимов // Вестник УГАТУ. 2013. Т. 17, № 3(56). С. 95–102.
- 4. Митрофанова О.В. Гидродинамика и теплообмен закрученных потоков в каналах ядерно-энергетических установок. М.: Физматлит, 2010. 288 с.
- 5. Галлагер Р. Метод конечных элементов. Основы. М.: Мир, 1984. 428 с.
- 6. ANSYS CFX-Solver Theory Guide Release 15.0. 2013. November.
- 7. ANSYS CFX-Solver Modeling Guide Release 15.0. 2013. November.
 - 8. Star-CCM+ Documentation Version 10.04 CD-adapco. 2015.
- 9. Носов М.А. Лекции по теории турбулентности: учеб. пособие. М.: Янус-К, 2013. 161 с.
- 10. Фрик П.Г. Турбулентность: подходы и модели: монография. 2-е изд., испр. и доп. / Ин-т компьютерных исследований. М.; Ижевск, 2010.-342 с.

- 11. Алямовский A.A. SolidWorks/COSMOSWorks. Инженерный анализ методом конечных элементов. М.: ДМК Пресс, 2004. 432 с.
- 12. Алямовский А.А. SolidWorks 2007/2008. Компьютерное моделирование в инженерной практике. СПб.: БХВ-Петербург, 2008. 1040 с.
- 13. Халатов А.А. Теория и практика закрученных потоков. Киев: Наук. думка, 1989. – 192 с.
- 14. Аэродинамика закрученной струи / под ред. Р.Б. Ахмедова. М.: Энергия, 1977. 240 с.
- 15. Щукин В.К. Теплообмен и гидродинамика внутренних потоков в полях массовых сил. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1980. 240 с.

References

- 1. Akhmetov Yu.M, Kalimullin R.R., Khakimov R.F., Tselishchev V.A. Eksperimentalnye issledovaniya vikhrevogo techeniya zhidkosti v teplogeneratore [Experimental research of vortex fluid flow in heatgenerator]. *Vestnik Ufimskogo gosudarstvennogo aviatsionnogo tekhnicheskogo universiteta*, 2011, vol. 15, no. 4(44), pp. 169-174.
- 2. Khakimova L.F., Khakimov R.F., Bakieva A.D., Mukhametov M.V. Strukturno-algoritmicheskaya skhema rascheta sistemy vikhrevykh trub s komponentnym razdeleniem gazov [Structural-algorithmic scheme to calculate the system of vortex tubes with separation of gases]. *Molodezhnyy vestnik Ufimskogo gosudarstvennogo aviatsionnogo tekhnicheskogo universiteta*, 2014, no. 2(11), pp. 31-36.
- 3. Zangirov E.I., Kalimullin R.R., Svistunov A.V., Khakimov R.F. Identifikatsiya protsessa nagreva rabochey zhidkosti v vikhrevom teplogeneratore [Identification of heating working fluid in vortex heat-generator]. *Vestnik Ufimskogo gosudarstvennogo aviatsionnogo tekhnicheskogo universiteta*, 2013, vol. 17, no. 3(56), pp. 95-102.
- 4. Mitrofanova O.V. Gidrodinamika i teploobmen zakruchennykh potokov v kanalakh yaderno-energeticheskikh ustanovok [Hydrodynamics ant heat exchange of swirling flows in ducts of nuclear power plants]. Moscow: Fizmatlit, 2010. 288 p.
- 5. Gallagher R. Metod konechnykh elementov. Osnovy [Finite element analysis. Fundamentals]. Moscow: Mir, 1984. 428 p.
 - 6. ANSYS CFX-Solver Theory Guide Release 15.0. November, 2013.

- 7. ANSYS CFX-Solver Modeling Guide Release 15.0. November, 2013.
 - 8. Star-CCM+ Documentation Version 10.04 CD-adapco. 2015.
- 9. Nosov M.A. Lektsii po teorii turbulentnosti [Lectures on the theory of turbulence]. Moscow: Yanus-K, 2013. 161 p.
- 10. Frik P.G. Turbulentnost: podkhody i modeli [Turbulence. Approaches and models]. Moscow, Izhevsk: Institut kompyuternykh issledovaniy, 2010. 342 p.
- 11. Alyamovskiy A.A. SolidWorks/COSMOSWorks. Inzhenernyy analiz metodom konechnykh elementov [SolidWorks/COSMOSWorks. Engineering analysis based on finite elements method]. Moscow: DMK Press, 2004. 432 p.
- 12. Alyamovskiy A.A. SolidWorks 2007/2008. Kompyuternoe modelirovanie v inzhenernoy praktike [SolidWorks 2007/2008. Computer simulation in engineering]. Saint Petersburg: BKhV-Peterburg, 2008. 1040 p.
- 13. Khalatov A.A. Teoriya i praktika zakruchennykh potokov [Theory and practice of swirling flows]. Kiev: Naukova dumka, 1989. 192 p.
- 14. Akhmedova R.B. Aerodinamika zakruchennoy strui [Aerodynamics of swirling jets]. Moscow: Energiya, 1977. 240 p.
- 15. Shchukin V.K. Teploobmen i gidrodinamika vnutrennikh potokov v polyakh massovykh sil [Heat exchange and hydrodynamics of inner flows in mass force fields]. Moscow: Mashinostroenie, 1980. 240 p.

Об авторах

Ахметов Юрий Мавлютович (Уфа, Россия) – кандидат технических наук, доцент кафедры «Прикладная гидромеханика» Уфимского государственного авиационного технического университета (450008, г. Уфа, ул. Карла Маркса, д. 12).

Калимуллин Радик Рифкатович (Уфа, Россия) – кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры «Прикладная гидромеханика» Уфимского государственного авиационного технического университета (450008, г. Уфа, ул. Карла Маркса, д. 12, e-mail: radik_kalimullin@bk.ru).

Хакимов Рустем Фанилевич (Уфа, Россия) – ассистент кафедры «Прикладная гидромеханика» Уфимского государственного авиационного технического университета (450008, г. Уфа, ул. Карла Маркса, д. 12, e-mail: for-khakimov@mail.ru).

About the authors

Yuri M. Akhmetov (Ufa, Russian Federation) – Ph. D. in Technical Sciences, Associate Professor, Department of Applied Fluid Mechanics, Ufa State Aviation Technical University (12, Karl Marx st., Ufa, 450008, Russian Federation).

Radik R. Kalimullin (Ufa, Russian Federation) – Ph. D. in Technical Sciences, Senior Lecturer, Department of Applied Fluid Mechanics, Ufa State Aviation Technical University (12, Karl Marx, Ufa, 450008, Russian Federation, e-mail: radik_kalimullin@bk.ru).

Rustem F. Khakimov (Ufa, Russian Federation) – Assistant, Department of Applied Fluid Mechanics, Ufa State Aviation Technical University (12, Karl Marx st., Ufa, 450008, Russian Federation, e-mail: for-khakimov@mail.ru).

Получено 03.10.2016