

УДК 621.694:533.697.5

*Д. А. СЁМИН, А. С. РОГОВОЙ***ВЛИЯНИЕ ТИПА И РАЗМЕРА РАСЧЕТНЫХ СЕТОК НА ТОЧНОСТЬ РАСЧЕТА ТЕЧЕНИЙ В ВИХРЕКАМЕРНЫХ НАГНЕТАТЕЛЯХ**

На основі числового розрахунку течій у вихорокамерному нагнітачі за допомогою моделей URANS та DES зроблене дослідження впливу типу та розміру розрахункових сіток на точність розрахунку. Отримано, що погрішність розрахунку перестає змінюватися при числі елементів більше 6 млн. Для моделі DES це значення в два рази більше. При використанні детальної сітки доцільніше використати тетрагональну сітку.

Ключові слова: вихорокамерний нагнітач, погрішність розрахунку, верифікація, інтегральні параметри, розрахункова сітка.

На основе численного расчета течений в вихрекамерном нагнетателе с помощью моделей URANS и DES произведено исследование влияния типа и размера расчетных сеток на точность расчета. Получено, что погрешность расчета перестает меняться при числе элементов более 6 млн. Для модели DES это значение больше в два раза. При использовании детальной сетки целесообразней использовать тетрагональную сетку.

Ключевые слова: вихрекамерный нагнетатель, погрешность расчета, верификация, интегральные параметры, расчетная сетка.

On the basis of numerical calculation of fluid flow in vortex chamber supercharger by means of models URANS and DES research of grids type and size influence on accuracy of computation is made. It is received that the calculation error ceases to change at number of elements more than 6 million. For DES method this value in 2 times is more. At flow modelling in vortex chamber supercharger with a detailed grid, owing to more difficult construction hexagonal grids, it is more expedient to use a tetragonal grid in the absence of special distinctions in an error. The estimation of errors is made by comparison with the integrated parameters of a flows received experimentally. As a result of comparison on kinematics parameters, such as distribution of pressure to a end cover of the vortex chamber is received that all considered models give about an identical error.

Keywords: vortex chamber supercharger, calculation error, verification, integrated parameters, grid.

Введение. На сегодняшний день широкое распространение получили методы численного исследования различных течений жидкости и газа. Однако, несмотря на значительный рост мощности и производительности компьютерной техники, расчет турбулентных течений, остается одной из наиболее сложных проблем вычислительной гидроаэромеханики [1]. Хотя, в последние годы все больше применяются находят методы прямого численного моделирования и метод моделирования крупных вихрей, их широкое практическое применение при решении сложных задач гидроаэродинамики, на сегодняшний день практически не возможно, из-за крайней вычислительной трудоемкости [2, 3]. Поэтому, при расчетах сложных течений, приходится использовать полуэмпирические методы, базирующиеся на осредненных по Рейнольдсу уравнениях Навье-Стокса. Полуэмпирических моделей и их модификаций существует достаточно много и, к сожалению, на сегодняшний день, нет универсальной модели такого типа. Кроме того существует пессимистическая оценка того, что подобная универсальная модель вряд ли будет создана [3]. Поэтому, при исследовании тех или иных пневмогидравлических устройств и применении пакетов прикладных программ вычислительной гидродинамики, в первую очередь, необходимо производить верификацию используемых моделей для подбора подходящей, с минимальными отклонениями от экспериментальных данных, модели турбулентности.

Анализ последних исследований и публикаций. Во многих отраслях промышленности, условия работы таковы, что использование насосов и компрессоров лопастного и объемного типов

приводит к повышенным затратам на замену оборудования и остановку производства вследствие повышенного износа подвижных рабочих органов и уплотнений [4]. Кроме того, влияние вибрации, температуры, наличие абразивных частиц и химическая агрессивность жидкостей снижают коэффициент полезного действия и ухудшают рабочие характеристики нагнетателей, используемых в таких условиях эксплуатации [5].

Уменьшить эксплуатационные расходы можно путем использования более надежных и долговечных нагнетателей, которыми являются нагнетатели, относящиеся к струйной технике: струйные насосы [6], вихревые эжекторы [7], вихрекамерные нагнетатели [8]. Струйные аппараты обладают высокими показателями надежности и долговечности вследствие отсутствия подвижных рабочих частей, широко используются в сложных условиях эксплуатации, но имеют достаточно низкие показатели энергоэффективности и КПД, не превышающие 30 % [9].

Улучшить показатели энергоэффективности можно, используя более совершенные способы передачи энергии в проектировании струйных устройств, которыми являются разработанные вихрекамерные нагнетатели [10]. Вследствие комбинирования в их работе не только передачи энергии посредством турбулентного обмена, но и действия центробежной силы, можно повысить показатели энергоэффективности, особенно при перекачивании сыпучих сред [11]. Эти нагнетатели относятся к струйной технике, обладают высокими показателями надежности и долговечности, благодаря отсутствию подвижных частей [12].

Первые упоминания о вихрекамерных нагнетателях появились в публикациях [13, 14], т. е.

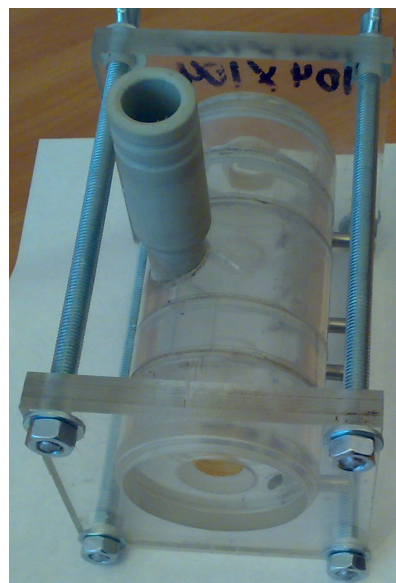
они еще не имеют широкого распространения в промышленности и широкомасштабных исследований, в том числе и с помощью вычислительных методов, практически не проводилось. Таким образом, актуальной становится задача подбора модели турбулентности для расчета течений в вихрекамерных нагнетателях (ВКН) для обеспечения минимальных погрешностей расчета и прогнозирования параметров течения.

Особенности рабочего процесса в ВКН, в первую очередь, связаны с гидродинамическими особенностями закрученных течений, такими как наличие вакуума на оси вращающегося потока и избыточного давления на периферии [15]. Следовательно, подбор модели турбулентности для расчета течений в ВКН требует от модели адекватного описания и прогнозирования эффектов закрученных течений [16]. На сегодняшний день, проведено много исследований относительно выбора моделей турбулентности для различных устройств, в которых присутствуют закрученные и ограниченные стенками потоки: циклоны [17], вихревые клапаны [18], вихревые трубы [19] и вихревые эжекторы [20]. В большинстве работ, посвященных описанию течений в вихревых устройствах авторы приходят к выводу, что наиболее подходящей с вычислительной точки зрения (т. е. по длительности расчета) и по критерию минимальности погрешности расчета является модель расчета на основе осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса с использованием SST модели турбулентности, модифицированной для учета кривизны линий тока и вращения потока [21]. Сравнение результатов расчета течений в вихрекамерных нагнетателях с использованием различных моделей турбулентности и их модификаций на сегодняшний день не проводилось.

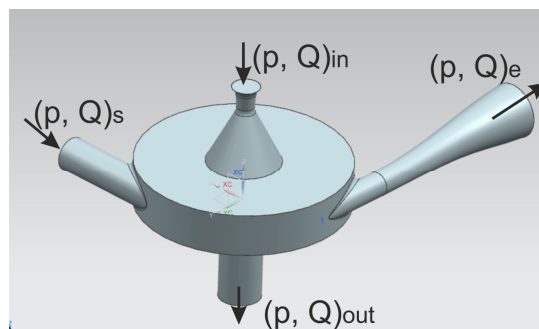
Цель. Целью работы является исследование влияния типа и размера расчетных сеток на точность расчета течений в вихрекамерных нагнетателях.

Результаты исследований. Для верификации численных расчетов были произведены экспериментальные исследования вихрекамерного нагнетателя (рис. 1). Для их проведения была изготовлена прозрачная модель с диаметром вихревой камеры 60 мм (рис. 1, а). Численный эксперимент проводился путем решения уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу, с помощью программного комплекса OpenFoam [22].

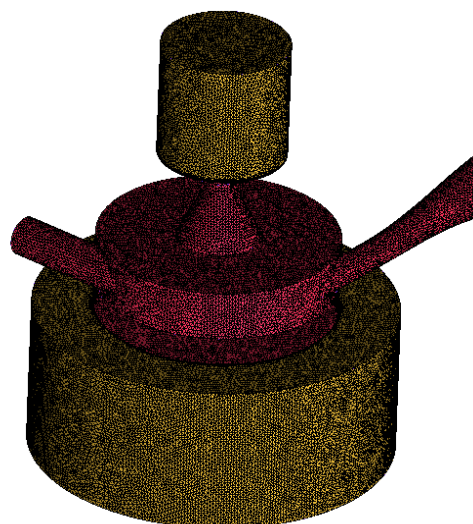
На сегодняшний день существует достаточно большое количество программных вычислительных комплексов для проведения CFD расчетов, включающих в себя большое количество различных моделей турбулентности, однако авторы публикаций [16, 21, 23] приходят к выводу, что одной из наилучших по вычислительным затратам и погрешностям расчета моделью турбулентности является модифицированная двухслойная « $k-\omega$ » модель турбулентности переноса сдвигающих напряжений Ментера (SST модель [24]), учитывающая особенности течения около твердых стенок и во внешнем потоке.



а



б



в

Рис. 1 – Исследуемый вихрекамерный нагнетатель:
а – экспериментальный образец; б – твердотельная модель;
в – расчетная сетка

В то же время, применение прямого моделирования турбулентности (DNS) и моделирования больших вихрей (LES), а также гибридных моделей может приводить к более точным решениям [18], однако сопряжено с трудно

преодолимыми вычислительными затратами сейчас и в ближайшей перспективе [25].

В данной работе было произведена верификация течений в вихрекамерных нагнетателях на основе сравнения модели турбулентности SST и ее модификаций с гибридной моделью DES. Согласно многим исследованиям [17, 21, 23] SST модель турбулентности обладает оптимальным соотношением точности расчета к производительности вычислительной системы, но точность расчета для закрученных потоков этой модели не высока. Поэтому для уменьшения погрешности CFD вычислений в вихревых аппаратах следует применять SST модель турбулентности с поправкой на кривизну линий тока и вращение потока, что практически не влияет на время расчета, но улучшает точность прогнозирования картины течения. С другой стороны, гибридная модель DES, дает возможность получить более точный результат [26], но более требовательна к объему сетки, применяемой для расчета, что приводит к более высоким требованиям к производительности вычислительной системы и времени на расчет.

Система уравнений SST модели выглядит следующим образом [24]:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu_{ef} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \beta^* \rho k \omega; \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \omega) &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu_{ef} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) - \rho \beta \omega^2 + \\ &+ Cd_\omega + \alpha \frac{\rho}{\mu_t} P_k, \end{aligned} \quad (2)$$

где ρ – плотность;

k – кинетическая энергия турбулентных пульсаций;

x_j – декартовы координаты;

u_j – проекции скорости в декартовой системе координат;

$\mu_{ef} = \mu + \mu_t$ – эффективная вязкость;

μ_t – турбулентная вязкость;

μ – молекулярная вязкость;

ω – удельная диссипация;

P_k – генерационный член;

Cd_ω – перекрестный член.

Константы и описание уравнений (1)–(2) можно найти в работах [21].

Поправка на кривизну линий тока и вращение потока в SST-модели турбулентности реализуется путем умножения генерационного члена в уравнениях (1)–(2) на функцию [21]:

$$f_{r1} = \max\{\min\{f_{rotation}, 1.25\}, 0.0\}, \quad (3)$$

$$f_{rotation} = (1 + c_{r1}) \frac{2r^*}{1 + r^*} \left[1 - c_{r3} \tan^{-1}(c_{r2} \tilde{r}) \right] - c_{r1}. \quad (4)$$

Константы c_{r1}, c_{r2}, c_{r3} равны 1, 2 и 1 соответственно [21]. r^* и \tilde{r} вычисляются следующим образом:

$$r^* = \frac{S}{\Omega},$$

$$\tilde{r} = 2\Omega_{ik} S_{ik} \left[\frac{DS_{ij}}{Dt} + (\varepsilon_{imn} S_{jn} + \varepsilon_{jmn} S_{in}) \Omega_m^{rot} \right] \frac{1}{\Omega D^3}. \quad (5)$$

Тензор скоростей деформаций:

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right).$$

Тензор завихренности –

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left(\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + 2\varepsilon_{mji} \Omega_m^{rot} \right),$$

где ε_{mji} – тензор Леви-Чивиты.

$$S^2 = 2S_{ij}S_{ij}; \quad \Omega^2 = 2\Omega_{ij}\Omega_{ij}; \quad D^2 = \max(S^2, 0.09\omega^2).$$

Метод DES сочетает подходы RANS и LES (метод, в котором разрешаются крупномасштабные турбулентные вихри). В областях потока, где размер вычислительной сетки Δ достаточен для разрешения энергонесущих вихрей, т. е. при $\Delta < L_{SST}^{RANS} = k^{3/2} / (\beta^* \omega)$ применяется метод LES, а в остальной области – RANS. В данной работе рассматривался метод моделирования DES на основе SST модели турбулентности. Математическая модель метода базируется на записи уравнения переноса кинетической энергии турбулентности с использованием линейного масштаба турбулентности в следующем виде [3, 27]:

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu_{ef} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \rho k^{3/2} / l_{DES}^{SST}; \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial \omega}{\partial t} + \rho \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j \omega) &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu_{ef} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) - \rho \beta \omega^2 + \\ &+ Cd_\omega + \alpha \frac{\rho}{\mu_t} P_k, \end{aligned} \quad (2)$$

$$l_{RANS}^{SST} = \min\{l_{RANS}^{SST}, C_{DES}^{SST} \Delta\}; \quad (8)$$

$$l_{RANS}^{SST} = k^{1/2} / (\beta^* \omega); \quad (9)$$

$$C_{DES}^{SST} = 0,78F_1 + 0,61(1 - F_1). \quad (10)$$

Константы и описание уравнений (6)–(10) можно найти в работах [3, 27].

Сетка состояла из 22 млн. элементов для расчета вихревого аппарата с радиальным диффузором и 9 млн. элементов для расчета вихревого аппарата без радиального диффузора, и была построена таким образом, чтобы обеспечить параметр $Y^+ < 2$. Большое число элементов для аппарата с диффузором обусловлено уменьшением размера элементов в диффузоре вследствие малой ширины канала.

При моделировании течения в устройстве в качестве рабочей среды принимался воздух. Во многих задачах транспортирования потоков жидкостей, газов и сыпучих сред с помощью струйной макротехники рабочие давления и скорости таковы, что с достаточной точностью, течения в них можно считать несжимаемыми [8, 12]. Кроме того, на основе предыдущих работ было получено, что использование модели сжимаемой жидкости не рационально, вследствие отсутствия большей точности в расчетах,

но увеличения времени расчета.

Были приняты следующие граничные условия: на всех границах расчетной области приняты «жесткие» граничные условия: на твердой стенке – условие прилипания жидкости $\vec{V}|_b = 0$, во входном сечении канала питания задавалось значение давления торможения $p|_b = p_s$, в выходных каналах – равенство нулю давления $p|_b = 0$.

Учет особенностей распределения давления по радиусу струи в закрученных течениях потребовал при задании граничных условий осевых выходов и входов вихревой камеры увеличения расчетной области, где были заданы граничные условия выхода. На новой границе давление практически равно нулю и не изменяется по радиусу [8, 12].

Исследование течения с использованием разных моделей турбулентности производилось для вихрекамерного нагнетателя в двух рабочих точках характеристики: с открытым выходным каналом и закрытым. Если выходной канал закрыт, то расход на выходе из устройства равен нулю, что приводит к рабочей точке, течение в которой сопровождается наибольшей закруткой потока в вихревой камере. Рабочую точку без потока на выходе из устройства можно назвать холостым ходом вихрекамерного нагнетателя. Наличие или отсутствие потока в тангенциальном канале выхода из устройства, и разные степени закрутки потока в камере, связанные с этим, могут приводить к тому, что на большей части характеристики ВКН лучше использовать одну модель турбулентности, а в остальной части характеристики – другую. Этим объясняется проведение численных расчетов для двух характерных режимов течения в устройстве в зависимости от степени закрутки потока.

Вследствие существенной нестационарности течения и прецессии вихревого ядра в камере, кинематические характеристики течения в устройстве меняют свои значения, поэтому измерить их и произвести верификацию по ним достаточно сложно. В первом приближении, верификация была проведена по интегральным параметрам, а также по кинематическим, путем сравнения величины статического давления на верхней торцевой крышке устройства.

Для оценки влияния типа сетки на точность расчета были построены сетки на основе гексаэдров и тетраэдров (рис. 2).

На рис. 3 приведены погрешности расчета расхода, всасываемого в вихрекамерный нагнетатель для разных моделей турбулентности и разных режимов работы. На рисунке применены следующие обозначения: coarse NCF – расчет несжимаемой жидкости на грубой сетке, coarse CF – сжимаемая жидкость на грубой сетке, NCF – несжимаемая жидкость, NCF-CC – несжимаемая жидкость с учетом поправки на кривизну линий тока и вращение потока, CF – сжимаемая жидкость, CF-CC – сжимаемая жидкость с учетом поправки на кривизну линий тока и вращение потока.

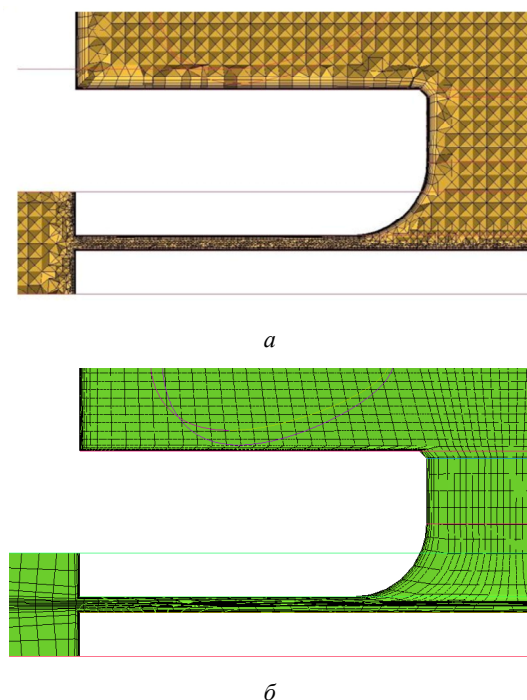


Рис. 2 – Сетка в разрезе ВКН с радиальным диффузором в осевом канале:
а – на основе тетраэдров; б – на основе гексаэдров

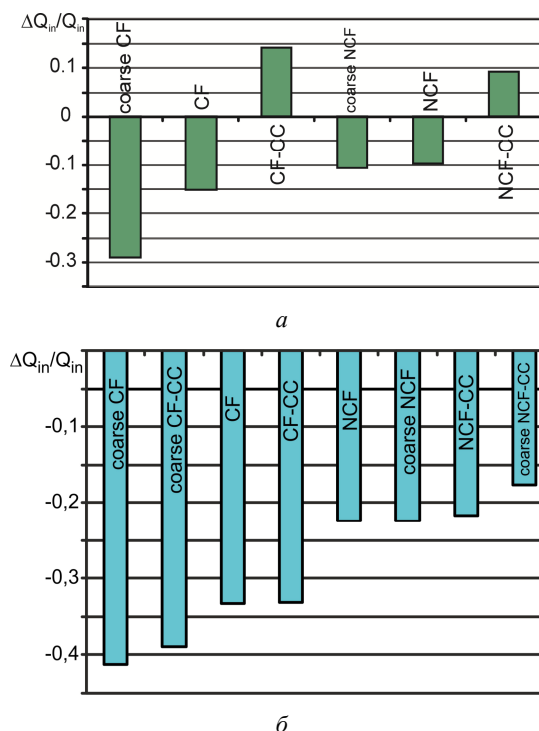


Рис. 3 – Погрешности результатов расчетов объемного расхода, всасываемого в ВКН:
а – с закрытым выходным каналом; б – в нормальном режиме работы

Как видно из рис. 3 наименьшую погрешность имеют модели расчета на основе коррекции кривизны линий тока и вращения потока, причем в нормальном режиме работы погрешности возрастают и достигают 17%. Увеличение погрешности связано с

усложнением течения вблизи оси ВКН в нормальном режиме работы из-за нарушения симметричности течения вследствие возникновения расхода выхода из устройства, что проявляется довольно сильным изгибом оси вихревого ядра, вращающегося в камере.

В результате сравнения по кинематическим параметрам, таким как распределение давления на торцевой крышке вихревой камеры получено, что все рассматриваемые модели дают примерно одинаковую погрешность (рис. 4). Необходимо отметить, что DES модель предсказывает практически правильные, на 20 % большие, чем модель SST, значения вакуума на оси в горле осевого диффузора на входе в вихревую камеру. С помощью DES модели можно более адекватно описать вихревые структуры вблизи оси вихревой камеры, а также прецессию вихревого ядра, что не позволяет сделать SST модель турбулентности.

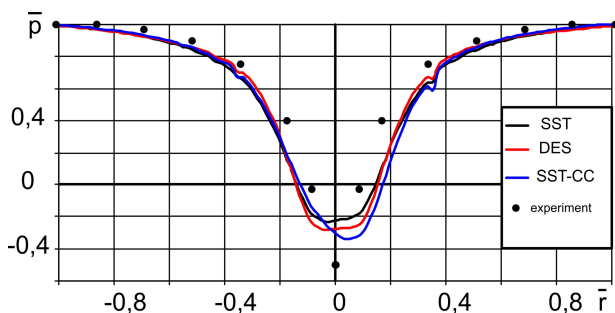


Рис. 4 – Распределение давления вдоль радиуса вихревой камеры аппарата с радиальным диффузором

При сравнении использовались экспериментальные данные, полученные в работе [28] для вихревых клапанов. Вихрекамерные нагнетатели с закрытым выходным каналом имеют сходную с клапанами гидродинамику течения, поэтому корректно производить подобное сравнение по распределению давления в вихревой камере при одинаковых геометрических размерах вихревой камеры и каналов входа и выхода.

На рис. 5 приведены поля осевых скоростей в вихрекамерном нагнетателе при его нормальном режиме работы. Применение DES мало меняет картину течения в устройстве. Можно видеть несколько большие скорости в горле в осевом диффузоре при расчете SST модели, с чем связана меньшая погрешность расчета расхода, всасываемого в устройство. Разница в расходах возникает вследствие разной величины вакуума, возникающей на оси аппарата (рис. 4). Наблюдается качественное совпадение расчетной картины течения в устройстве и течения в экспериментальной модели. Вторичное течение в дренажном канале хорошо согласуется с данными экспериментальных и теоретических исследований вихревых камер клапанов и нагнетателей, кроме того, большее приближение к экспериментальным картинам течения имеют результаты расчета с использованием гибридной модели турбулентности DES. При расчете течения с помощью метода DES можно видеть более отчетливое проявление вторичного течения вблизи оси вихревой камеры и большую длину течения, достигающего

практически до верхней торцевой стенки вихревой камеры.

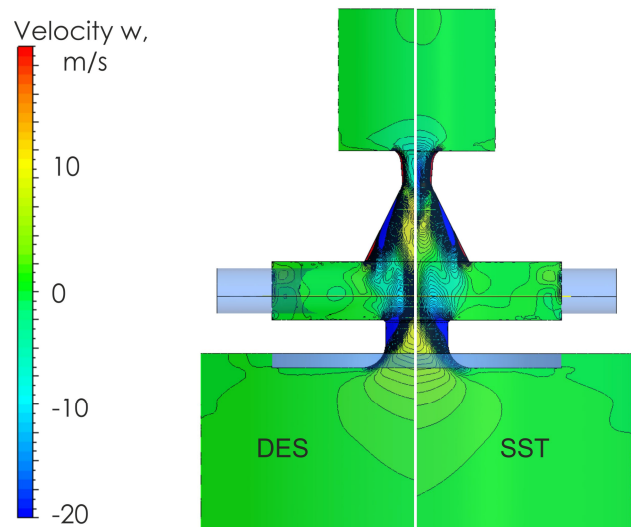


Рис. 5 – Распределение осевых скоростей в ВКН

На рис. 6 приведены результаты сравнения погрешности вычисления объемного расхода всасывания в вихрекамерный нагнетатель.

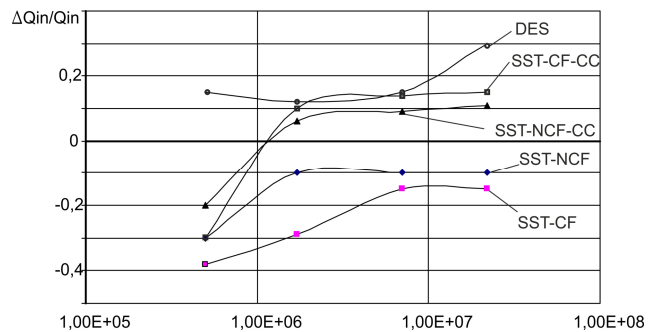


Рис. 6 – Погрешность вычисления расхода всасывания в ВКН при использовании разных моделей

Как видно из рис. 6, погрешности вычисления расхода всасывания в ВКН уменьшаются с ростом числа узлов расчетной сетки практически для всех использованных моделей расчета (SST модель сжимаемой и несжимаемой жидкости, с учетом и без поправки на кривизну линий тока). Для метода DES, как известно, число элементов должно быть несколько больше. Из рисунка видно, что использование DES требует расчетной сетки порядка 15–25 млн. ячеек для уменьшения ее влияния на точность расчета. Согласно рекомендациям, изложенным в работах [26, 27] сетка должна измельчаться в зонах возможного отрыва течения от твердых стенок. Заранее не всегда легко спрогнозировать наличие и локализацию таких зон. После предварительных расчетов на мелких сетках возможно более точная оценка зон отрыва и уменьшение объема областей измельчения сеток с последующим уменьшением числа элементов сетки с сохранением точности расчета.

При использовании RANS, начиная примерно с 6–7 млн. элементов точность расчета перестает меняться, что говорит о том, что при таком количестве

элементов расчетной сетки точность расчета уже от размера сетки практически не зависит. В статье не приведены графики зависимости точности расчета других интегральных параметров течения в ВКН вследствие их схожести с рис. 6. Т. е., по другим интегральным параметрам так же при увеличении числа элементов более 6 млн., точность расчета уже практически не меняется.

На рис. 7 приведено влияние типа расчетной сетки. График построен на основе отношения погрешностей расчета расхода всасывания в ВКН при использовании сеток, построенных с помощью гекса- и тетраэментов. На графике использовано следующее обозначение: coarse – грубая сетка с числом элементов порядка 1–2 млн.; средняя сетка – число элементов 6–8 млн.; fine – мелкая сетка с числом элементов 15–25 млн.

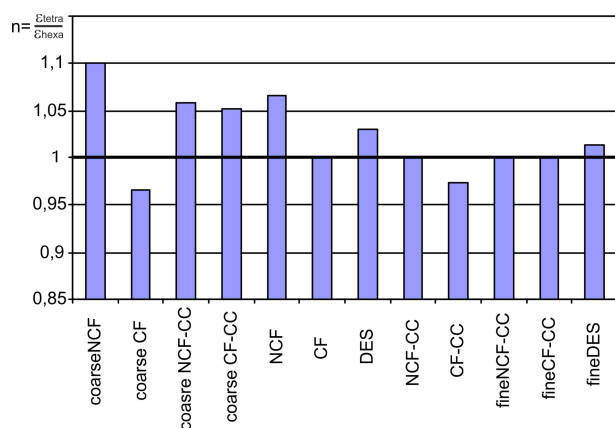


Рис. 7 – Отношение погрешности расчета расхода всасывания в ВКН, вычисленной при использовании тетрагональной сетки к погрешности использования гексагональной сетки

Как следует из рис. 7, при увеличении числа элементов более 6 млн., тип сетки уже не оказывает влияние на точность расчета. Таким образом, если моделируется течение в ВКН с детальной сеткой с числом элементов, превышающем 6 млн. элементов, вследствие более сложного построения гексагональной сетки, целесообразней использовать тетрагональную сетку особенно в условиях часто меняющейся геометрии связанной с оптимизацией геометрических параметров вихрекамерных нагнетателей.

Было получено, что влияние размера и типа сетки проявляется одинаково практически на всех режимах работы вихрекамерных нагнетателей. В том числе режимы с высокой степенью закрутки потока и с низкой.

Выводы. В работе произведено исследование влияния типа и размера расчетных сеток на точность расчета течений в вихрекамерных нагнетателях. Сравнение точности расчетов произведено на основе верификации моделей течения, основанных на численном решении уравнений Рейнольдса с помощью специализированных программных комплексов. Сравнение произведено путем сравнения с интегральными параметрами, такими как расходы и

давления в каналах устройства, полученными экспериментальным путем.

1. При числе элементов сетки более 6–7 млн. точность расчета перестает меняться, и при исследованиях течений в ВКН с помощью SST модели турбулентности достаточно строить сетку с числом элементов, превышающим 6 млн.

2. При моделировании течения в ВКН с детальной сеткой и числом элементов, превышающем 6 млн., вследствие более сложного построения гексагональной сетки, целесообразней использовать тетрагональную сетку особенно в условиях часто меняющейся геометрии, связанной с оптимизацией геометрических параметров вихрекамерных нагнетателей.

Список литературы

1. Приходько А. А. Компьютерные технологии в аэрогидродинамике и теплообмене / А. А. Приходько. – К.: Наукова думка, 2003.
2. Солодов В. Г. Моделирование турбулентных течений. Расчет больших вихрей / В. Г. Солодов. – Харьков: ХНАДУ, 2011. – 167 с.
3. Гарбарук А. В. Моделирование турбулентности в расчетах сложных течений: учебн. пособие / А. В. Гарбарук, М. Х. Стрелец, М. Л. Шур – СПб: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. – 88 с.
4. Syomin D. Vortex mechanical devices in control systems of fluid mediums. / D. Syomin, V. Pavljuchenko, Y. Maltsev [et al.]. // Polish academy of sciences branch in Lublin. TEKA. Commission of motorization and power industry in agriculture. – Lublin: TEKA Kom. Mot. Energ. Roln. – 2010. № 10. – P. 440–445.
5. Баранов Ю. Д. Обоснование параметров и режимов работы систем гидротранспорта горных предприятий // Ю. Д. Баранов, Б. А. Блюсс, Е. В. Семенов [и др.]. – Днепропетровск: «Новая идеология», 2006. – 416 с.
6. Соколов Е. Я. Струйные аппараты / Е. Я. Соколов, Н. М. Зингер. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 352 с.
7. Сулов А. Д. Вихревые аппараты / А. Д. Сулов, С. В. Иванов, А. В. Мурашкин [и др.]. – М.: Машиностроение, 1985. – 256 с.
8. Syomin D. Features of a working process and characteristics of irrotational centrifugal pumps / D. Syomin, A. Rogovyi // Procedia Engineering, – 2012. – Vol. 39. – P. 231–237. – Режим доступа: <http://dx.doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.029>.
9. Роговой А. С. Энергетическая эффективность пневмотранспортных установок / А. С. Роговой // Вісник СНУ ім. В. Даля. – Северодонецьк: Вид-во Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. – 2016. – № 1 (225). – С. 189–196.
10. Syomin D. Power characteristics of superchargers with vortex work chamber / D. Syomin, A. Rogovoy // Polish academy of sciences branch in Lublin. TEKA. Commission of motorization and power industry in agriculture. – Lublin: TEKA Kom. Mot. Energ. Roln. – 2010. – № 19. – P. 232–240.
11. Сёмин Д. А. Экспериментальные исследования характеристик струйно-вихревого насоса / Д. А. Сёмин, А. С. Роговой // Вісник СумДУ. – 2005. – 12 (84). – С. 64–70.
12. Роговий А. С. Удосконалення енергетичних характеристик струминних нагнітачів: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.17 / Андрій Сергійович Роговий; Східноукраїнський національний ун-т ім. В. Даля. – Луганськ, 2007. – 193 с.
13. Beck Jeffrey L. Vortex injection method and apparatus / Jeffrey L. Beck // Патент США № 4449862: 1980.
14. Сьомін Д. О. Струминний насос / Д. О. Сьомін, А. С. Роговий // Декларацийний патент на корисну модель 9805: МПК В65G53/30; № u200503142; заявл. 05.04.2005; опубл. 17.10.2005, Бюл. № 10. – 3 с.
15. Сьомін Д. О. Вплив умов входу середовища, що перекачується, на енергетичні характеристики вихрекамерних насосів / Д. О. Сьомін, А. С. Роговий // Вісник НТУ «ХП». Сер. Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків: НТУ «ХП». – 2015. – № 3 (1112) – С. 130–136.

16. Shur M. L. Turbulence modeling in rotating and curved channels : assessing the Spalart-Shur correction / M. L. Shur, M. K. Strelets, A. K. Travin [et al.]. // *AIAA journal*. – 2000. – Vol. 38, № 5. – P. 784–792.
17. Alahmadi Y. H. Modified shear stress transport model with curvature correction for the prediction of swirling flow in a cyclone separator / Y. H. Alahmadi, A. F. Nowakowski // *Chemical Engineering Science*. – 2016. – Vol. 147. – P. 150–165.
18. Yin J. Large eddy simulation of unsteady flow in vortex diode / J. Yin, L. Jiao, L. Wang // *Nuclear Engineering and Design*. – 2010. – Vol. 240, № 5. – P. 970–974.
19. Thakare H. R. Computational analysis of energy separation in counter–flow vortex tube / H. R. Thakare, A. D. Parekh // *Energy*. – 2015. – Vol. 85. – P. 62–77.
20. Иванов П. И. Повышение эффективности процесса смесеобразования в горелочных устройствах с использованием особенностей течения в вихревом прямоточном эжекторе : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 01.04.14 / Радион Игоревич Иванов ; Рыбинский государственный авиационный технический университет имени П. А. Соловьева. – Рыбинск, 2012. – 20 с.
21. Smirnov P. E. Sensitization of the SST turbulence model to rotation and curvature by applying the Spalart–Shur correction term / P. E. Smirnov, F. R. Menter // *Journal of Turbomachinery*. – 2009. – Vol. 131, № 4. – P. 041010.
22. Jasak H. OpenFOAM : open source CFD in research and industry / H. Jasak // *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*. – 2009. – 1 (2). – P. 89–94.
23. Stephens D. W. Turbulence model analysis of flow inside a hydrocyclone / D. W. Stephens, K. Mohanaragam // *Progress in Computational Fluid Dynamics, an International Journal*. – 2010. – Vol. 10, № 5-6. – P. 366–373.
24. Menter F. R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications / F. R. Menter // *AIAA Journal* – 1994. – Vol. 32, № 8. – P. 1598–1605.
25. Солодов В. Г. Современное состояние проблемы моделирования крупномасштабной турбулентности / В. Г. Солодов // *Вісник НТУ «ХПІ»*. Сер. : Гідрравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ». – 2016. – № 20 (1192). – С. 108–115.
26. Menter F. R. Development and application of a zonal DES turbulence model for CFX-5 / F. R. Menter, M. Kuntz // *Ansys CFX-Validation Report*. – 2003. – Technical Report № CFX-VAL17/0503.
27. Strelets M. Detached eddy simulation of massively separated flows / M. Strelets // *AIAA, Aerospace Sciences Meeting and Exhibit*, 39-th. – Reno, NV, 2001.
28. Сѣмин Д. А. Разработка и совершенствование характеристик крупномасштабных вихревых клапанов : дис. ... канд. техн. наук : 05.04.13 / Дмитрий Александрович Сѣмин ; Луганский машиностроительный ин-т. – Луганск, 1992. – 203 с.
- Engineering. Vol. 39. 2012. 231–237. Web. 05 November 2015 <<http://dx.doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.029>>.
9. Rogovoy, A. S. "Energeticheskaya effektivnost' pnevmotransportnikh ustanovok." *Visnyk SNU im. V. Dalya*. No. 1 (225). Sieverodonetsk: Skhidnoukr. nats. un-t im. V. Dalya, 2016. 189–196. Print.
10. Syomin, D., and A. Rogovoy. "Power characteristics of superchargers with vortex work chamber." *Commission of motorization and power industry in agriculture*. No. 19. Lublin: TEKA Kom. Mot. Energ. Roln., 2010. 232–240. Print.
11. Syomin, D. O., and A. S. Rogovoy. "Experimental investigations of the characteristics of vortex-fluid pumps." *Visnik SumDU*. No. 12 (84). 2005. 64–70. Print.
12. Rogovyi, A. S. *Udoskonalyvannya enerhetychnykh kharakterystyk strumynnykh nahniachiv. Dys. na zdobuttja nauk. stupenja kand. tekhn. nauk*. Luhansk, 2007. Print.
13. Beck, Jeffrey L. *Vortex injection method and apparatus*. Patent USA No. 4449862. 1980. Print.
14. Syomin, D. O., and A. S. Rogovyi. *Strumynnyy nasos*. Patent Ukraine No. u200503142 (MIK B65G53/30). 17 October 2005. Print.
15. Syomin, D. O., and A. S. Rogovyi. "Vplyv umov vkhodu seredovyscha, shcho perekachuyet'sya, na enerhetychni kharakterystyky vykhrekamernykh nasosiv." *Visnyk NTU "HPI". Ser.: Hidravlichni mashyny ta hidroahrehaty*. No. 3 (1112). Kharkiv: NTU "HPI", 2015. 130–136. Print.
16. Shur, M. L., et al. "Turbulence modeling in rotating and curved channels: assessing the Spalart-Shur correction." *AIAA journal* 38. 5 (2000): 784–792. Print.
17. Alahmadi, Y. H., and A. F. Nowakowski. "Modified shear stress transport model with curvature correction for the prediction of swirling flow in a cyclone separator." *Chemical Engineering Science* 147 (2016): 150–165. Print.
18. Yin, J., L. Jiao and L. Wang. "Large eddy simulation of unsteady flow in vortex diode." *Nuclear Engineering and Design* 240.5 (2016): 970–974. Print.
19. Thakare, H. R., and A. D. Parekh. "Computational analysis of energy separation in counter–flow vortex tube." *Energy* 85 (2015): 62–77. Print.
20. Ivanov, R. I. *Povyshenie jeffektivnosti processa smeseobrazovaniya v gorelochnykh ustrojstvakh s ispol'zovaniem osobennostej techeniya v vihrevom prjamotochnom jezhektore. Avtoref. dys. na zdobuttja nauk. stupenja kand. tekhn. nauk*. Rybinsk, 2012. Print.
21. Smirnov, P. E., and F. R. Menter. "Sensitization of the SST turbulence model to rotation and curvature by applying the Spalart–Shur correction term." *Journal of Turbomachinery* 131.4 (2009): 041010. Print.
22. Jasak, H. "OpenFOAM: open source CFD in research and industry." *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering* 1.2 (2009): 89–94. Print.
23. Stephens, D. W., and K. Mohanaragam. "Turbulence model analysis of flow inside a hydrocyclone." *Progress in Computational Fluid Dynamics, an International Journal* 10.5-6 (2010): 366–373. Print.
24. Menter, F. R. "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications." *AIAA Journal* 32.8 (1994): 1598–1605. Print.
25. Solodov, V. G. "Sovremennoe sostoyanie problemy modelirovaniya krupnomas-shtabnoi turbulentsnosti." *Visnyk NTU "HPI". Ser.: Hidravlichni mashyny ta hidroahrehaty*. No. 20 (1192). Kharkiv: NTU "HPI", 2016. 108–115. Print.
26. Menter, F. R., and M. Kuntz. "Development and application of a zonal DES turbulence model for CFX-5." *Ansys CFX-Validation Report*. Technical Report No. CFX-VAL17/0503. 2003. Print.
27. Strelets, M. "Detached eddy simulation of massively separated flows." *AIAA, Aerospace Sciences Meeting and Exhibit*. 39-th. Reno, NV, 2001. Print.
28. Syomin, D. A. *Razrabotka i sovershenstvovanie harakteristik krupnomashtabnykh vihrevykh klapanov. Dys. na zdobuttja nauk. stupenja kand. tekhn. nauk*. Luhansk, 1992. Print.

References (transliterated)

1. Prikhod'ko, A. A. *Komp'yuternye tekhnologii v aerogidrodinamike i teplomassoobmene*. Kiev: Naukova dumka, 2003. Print.
2. Solodov, V. G. *Modelirovanie turbulentnykh techenij. Raschet bol'shikh vihrej*. Kharkov: HNADU, 2011. Print.
3. Garbaruk, A. V., M. H. Strelec and M. L. Shur. *Modelirovanie turbulentnosti v raschetakh slozhnykh techenij*. Saint Petersburg: Politehn. University, 2012. Print.
4. Syomin, D., et al. "Vortex mechanical devices in control systems of fluid mediums." *Commission of motorization and power industry in agriculture*. No. 10. Lublin: TEKA Kom. Mot. Energ. Roln., 2010. 440–445. Print.
5. Baranov, Yu. D., et al. *Obosnovanie parametrov i rezhimov raboty sistem gidrotransporta gornyykh predpriyatii*. Dnepropetrovsk: Novaya ideologiya, 2006. Print.
6. Sokolov, E. Ja., and N. M. Zinger. *Strujnye apparaty*. Moscow: Jenergoatomizdat, 1989. Print.
7. Suslov, A. D., et al. *Vihrevye apparaty*. Moscow: Mashinostroenie, 1985. Print.
8. Syomin, D., and A. Rogovyi. "Features of a working process and characteristics of irrotational centrifugal pumps." *Procedia*

Поступила (received) 15.11.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Влияние типа и размера расчетных сеток на точность расчета течений в вихрекамерных нагнетателях / Д. А. Сёмин, А. С. Роговой // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2016. – № 41 (1213). – С. 70–77. – Бібліогр.: 28 назв. – ISSN 2411-3441.

Влияние типа и размера расчетных сеток на точность расчета течений в вихрекамерных нагнетателях / Д. А. Сёмин, А. С. Роговой // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2016. – № 41 (1213). – С. 70–77. – Библиогр.: 28 назв. – ISSN 2411-3441.

Influence of grids type and size on accuracy of fluid flow computation in vortex chamber superchargers / D. A. Syomin, A. S. Rogovoy // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkov : NTU "KhPI", 2016. – No. 41 (1213). – P. 70–77. – Bibliogr.: 28. – ISSN 2411-3441.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Сьомін Дмитро Олександрович – доктор технічних наук, професор, Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля, професор кафедри «Гідрогазодинаміка», м. Северодонецьк; тел.: (06452) 40-34-2; e-mail: sdaa261@ukr.net.

Сёмин Дмитрий Александрович – доктор технических наук, профессор, Восточноукраинский национальный университет имени Владимира Даля, профессор кафедры «Гидрогазодинамика», г. Северодонецк; тел.: (06452) 40-34-2; e-mail: sdaa261@ukr.net.

Syomin Dmitry Oleksandrovych – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, Volodymyr Dahl East-Ukraine National University, Professor at the Department of Fluid Dynamics, tel.: (06452) 40-34-2; e-mail: sdaa261@ukr.net.

Роговий Андрій Сергійович – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри «Теоретична механіка і гідравліка»; тел.: (057) 707-37-30; e-mail: asrogovoy@ukr.net.

Роговой Андрей Сергеевич – кандидат технических наук, доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, доцент кафедры «Теоретическая механика и гидравлика»; тел.: (057) 707-37-30; e-mail: asrogovoy@ukr.net.

Rogovyi Andrii Serhiyovych – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Kharkiv National Automobile and Highway University, Associate Professor at the Department of Theoretical Mechanics and Hydraulics; tel.: (057) 707-37-30; e-mail: asrogovoy@ukr.net.