

Курбаналиев А.Ы.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ВХОДНЫХ ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЙ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБУЛЕНТНЫХ ТЕЧЕНИЙ

A.Y. Kurbanaliev

MODELING OF INPUT BOUNDARY CONDITIONS PERFORMANCE OF TURBULENT FLOWS

УДК: 536.46

В этой статье представлены результаты вычислительной гидродинамики, анализ влияния входных условий для турбулентного течения в канале параллельной плоскости Стандартный K-ε – модель была использована при моделировании турбулентности в канале. Численное моделирование с помощью программного обеспечения OpenFOAM показывают, что различные условия входа оказывают существенное влияние на основной поток.

Ключевые слова: моделирование, турбулентные течения, k-ε – модель турбулентности, пакет OpenFOAM.

The results of Computational Fluid Dynamics analysis of influence of inlet conditions to the turbulent flow in the plane parallel channel are presented in this paper. Standard k-ε – model was used in modeling of the turbulence in channel flow. Numerical simulations by using OpenFOAM software show that different inlet conditions have significant impact on main flow.

Keywords: modeling, turbulent flows, k-ε – turbulence model, the package OpenFOAM.

Моделирование различных физико-химических явлений в струйных течениях методами вычислительной гидродинамики является важным этапом как в исследовании фундаментальных процессов, протекающих в химических реакторах и энергетических устройствах, так и в проектировании оборудования и разработке новых технологий. Моделирование позволяет сузить объем последующих эксперименталь-

ных и опытно-конструкторских работ, определить основные слабые места в разрабатываемом оборудовании, выбрать оптимальные параметры проведения технологического процесса.

В последнее время высококачественные методы вычислительной гидродинамики становятся необходимыми и существенными инструментами для задач аэродинамики, процессов горения, взаимодействия жидкости-сооружения и многих других. Этого требует всевозрастающая борьба по улучшению вычислительной эффективности, при которой существенными являются параллельные вычисления. К сожалению, многие коммерческие программы типа FLUENT имеют дорогую лицензионную цену, что связано непосредственно с числом сопроцессоров, необходимых для работы самой программы. Используемая в данной работе OpenFOAM [1] является бесплатным для всех желающих и является хорошей альтернативой коммерческим пакетам программ. Этот пакет позволяет моделировать широкий спектр задач вычислительной гидродинамики, включая химические реакции, турбулентные течения, тепломассообмен и многое другое.

В данной работе рассматривается метод моделирования турбулентного течения в двумерном канале с диффузорным выходом, геометрия которого показана на рис. 1.

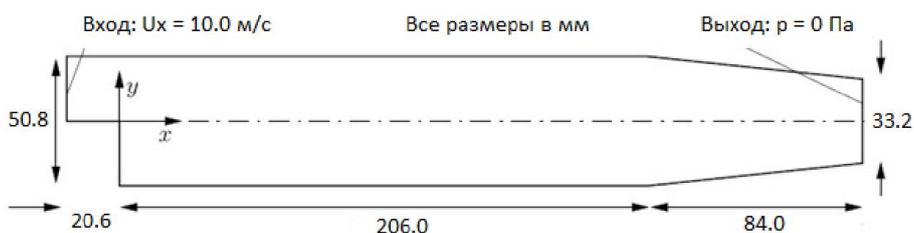


Рис. 1. Геометрия расчетной области.

В качестве исходных уравнений для описания стационарных турбулентных течений использовались осредненные по времени уравнения Рейнольдса, имеющие при высоких числах Рейнольдса следующий вид [2]:

Уравнение неразрывности:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\overline{\rho u_i}) = 0 \quad (1)$$

Уравнение сохранения количества движения

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\overline{\rho u_i u_j}) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_j} \overline{\rho u_i' u_j'} \quad (2)$$

Эта система уравнений (1-2) для средних величин содержит неизвестные напряжения Рейнольдса, определяемые из следующего эмпирического соотношения:

$$\overline{\rho u_i' u_j'} = -\mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} \left(-\rho k + \mu_t \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \right) \quad (3)$$

Учет влияния турбулентных пульсаций на характеристики среднего течения производится путем численного решения уравнений переноса для кинетической энергии турбулентности

$$\frac{\partial k}{\partial t} + u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{v_i}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + v_i \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \varepsilon \quad (4)$$

и скорости ее диссипации

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + u_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{v_i}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} v_i \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (5)$$

Таким образом, замкнутая форма k - ε – модели включает в себя k – уравнение (4) и ε – уравнение (5) совместно со следующим выражением

для турбулентной вязкости $\nu_t = C_D \frac{k^2}{\varepsilon}$. Эмпирические коэффициенты, входящие в k - ε – модели равны следующим стандартным значениям: $C_D = 0,09$; $\sigma_\varepsilon = 1,3$; $C_{\varepsilon 1} = 1,44$; $C_{\varepsilon 2} = 1,92$.

Для численного интегрирования каждого уравнения системы (1-5) необходимо задание граничных условий для скорости U , давления p , кинетической энергии турбулентности k скорости диссипации ε .

На выходе из канала течение тоже считалось установившимся: осевые градиенты величин U , k и ε , а также давление p считались равными нулю.

Гидродинамические граничные условия на твердых стенках расчетной области ставились при помощи аппарата пристеночных функций, позволяющих снести граничные условия непосредственно со стенок в первый от стенки сеточный узел.

Входные граничные условия для осевой составляющей скорости U_x задавались двумя способами. В первом случае скорость была равна постоянному значению 10м/с, а во втором случае она определялась по логарифмическому профилю согласно закону дефекта скорости [3].

Считается, что турбулентность на входе является изотропной, а флуктуации скорости составляют 5% от средней скорости. Следовательно:

$$U'_x = U'_y = U'_z = \frac{5}{100} \times 10 = 0,5 \text{ м/с.}$$

Поэтому $k = \frac{3}{2}(0,5)^2 = 0,375 \text{ м}^2/\text{с}^2$. Скорость

диссипации вычисляется по соотношению

$$\varepsilon = C_D^{0,75} k^{3/2} / L = 14,855 \text{ м}^2/\text{с}^3.$$

Здесь L – характерный линейный размер турбулентности, которая предполагается равной 10% от входной ширины расчетной области.

Приложение blockMesh пакета OpenFOAM 1.7.1 использовано для создания расчетной сетки с соответствующим сгущением сетки около внезапного расширения и ближе к выходу из канала. Вся расчетная область разделена на 12225 гексаэдров. Численное решение систем нелинейных уравнений (1-5) проведено с помощью приложения simpleFoam пакета OpenFOAM 1.7.1, которое предназначено для стационарных турбулентных течений и использует известный алгоритм сопряжения скорости и давления SIMPLE[4]. Для повышения устойчивости итерационного метода решения взаимосвязанных и нелинейных алгебраических уравнений использовались следующие коэффициенты нижней релаксации – 0,7 для U , k , ε и 0,3 для p . Относительная ошибка сходимости итераций для всех рассматриваемых переменных была равной $\varepsilon = 10^{-5}$.

Результаты численных расчетов представлены на рис. 2-10. Из рис. 2а-2б четко видны характерные особенности рассматриваемого класса течений, а именно образование рециркуляционной возвратной зоны за внезапным расширением и сужение потока ближе к выходу из канала. Это также отчетливо видно из рис. 2в, где представлены изолинии вектора скорости после 1000 итераций, в результате чего достигается требуемая точность итераций ε .

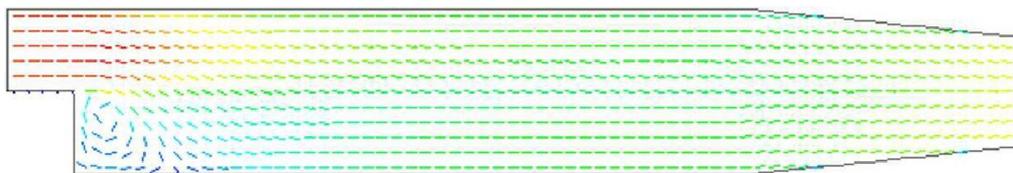


Рис. 2а. Поле вектора скорости после 50 итераций.

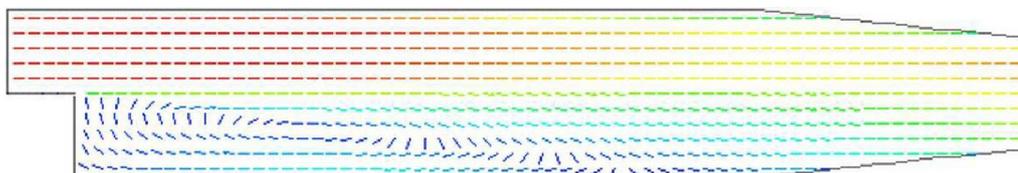


Рис. 2б. Поле вектора скорости после 1000 итераций.

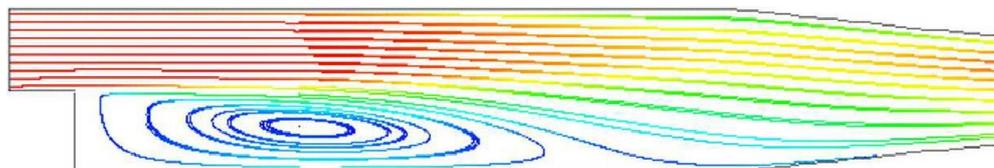


Рис. 2 в. Изолинии вектора скорости после 1000 итераций.

Далее на рис. 3-10 представлены результаты численного моделирования влияния входных условий на характеристики течения. Левые части

рис. 3-10 каждого рисунка соответствуют постоянному значению $U_x = 10 \text{ м/с}$, а правые части логариф-

мическому профилю входной осевой скорости соответственно.

Внимательное сравнение левых и правых частей этих рисунков показывает, что начальные входные условия имеют значительные влияния на общую картину течения, хотя в обоих случаях расход воздуха является одинаковым. В случае исполь-

зования логарифмического профиля скорости максимальные значения вектора скорости, давления, кинетической энергии и скорости её диссипации (правые части рис. 3-6) превышают соответствующие значения этих же величин в случае использования на входе постоянного поперечного профиля

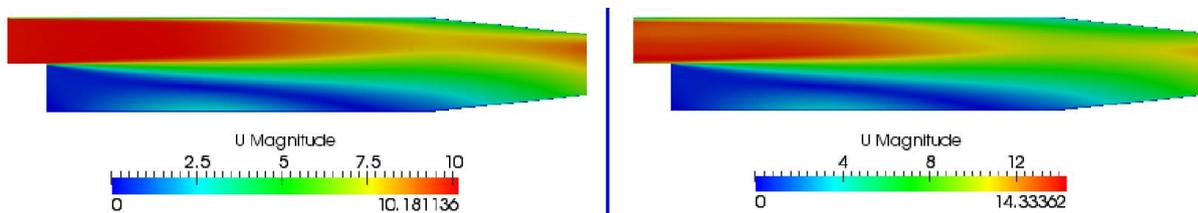


Рис. 3. Поле вектора скорости.

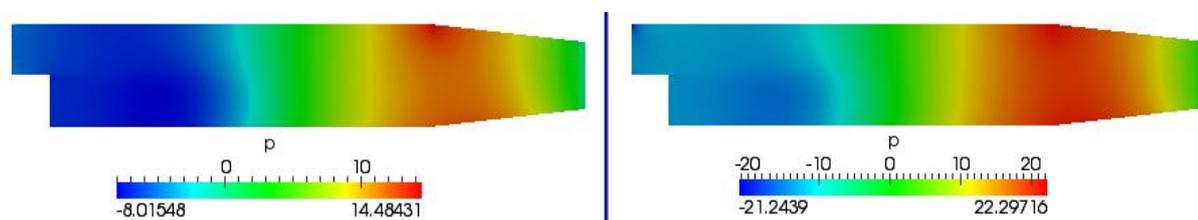


Рис. 4. Поле давления.

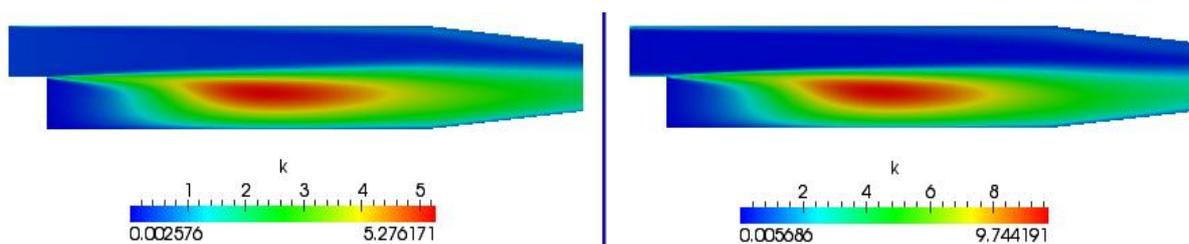


Рис. 5. Поле кинетической энергии турбулентности.

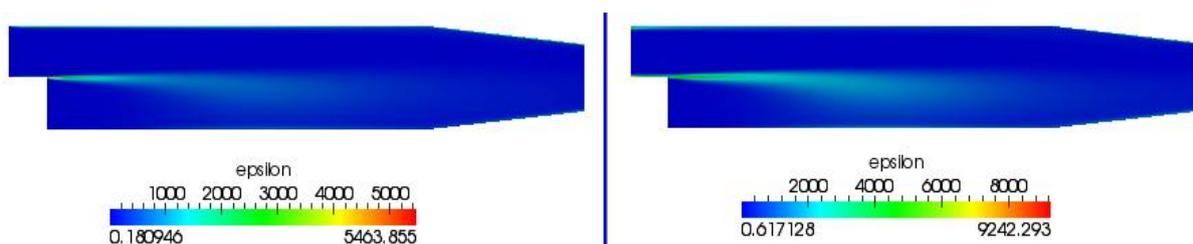


Рис. 6. Поле скорости диссипации кинетической энергии турбулентности.

скорости примерно в два раза (левые части рис. 3-6). То же самое можно сказать относительно минимальных значений кинетической энергии турбулентности и скорости её диссипации. Более того, минимальное значение давления $p = -21,2439$ Па более чем в два раза меньше, чем значение давления $p = -8,01548$ Па в случае постоянного профиля скорости (см. рис. 4).

Сказанное отчетливо видно на следующих рис. 7-8, где представлены профили величин вдоль поперечной линии, концы которых имеют координаты $(0,1347; -0,0305)$ и $(0,1347; 0,0305)$. В целом

характер изменений всех величин одинаков для обоих входных граничных условий, однако максимальные и минимальные значения заметно отличаются.

На следующих рис. 9-10 представлены продольные профили величин вдоль линии с концами, координаты которых имеют значения $(-0,0517, 0,0)$ и $(0,3211, 0,0)$. Как видно из рисунков, имеются заметные отличия как в характере поведения профилей, так и в значениях давления (рис. 9) и скорости диссипации (рис. 10).

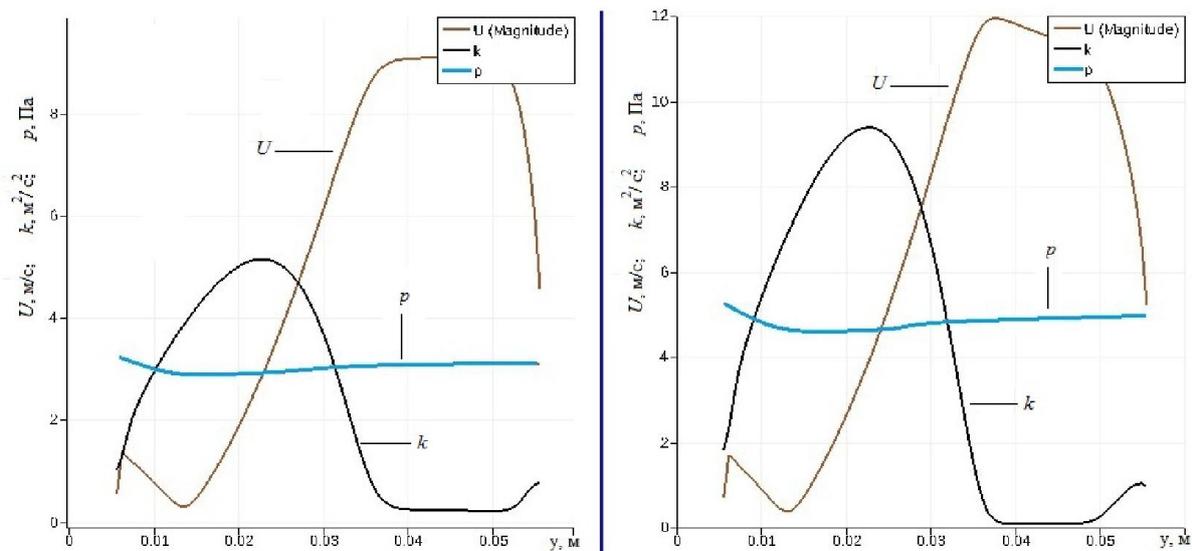


Рис. 7. Поперечное распределение величин U , k и p .

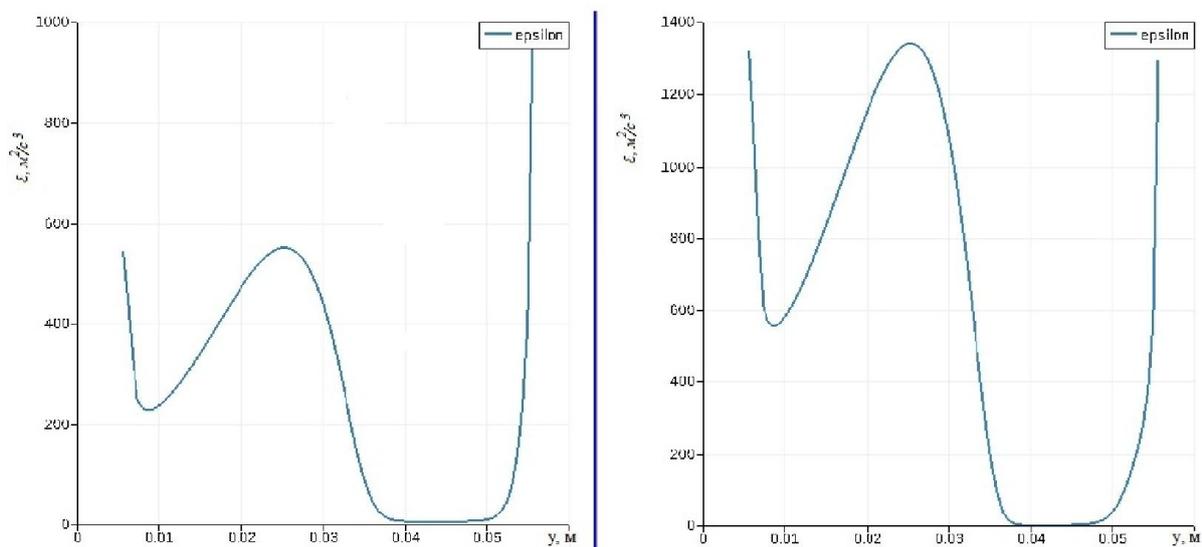


Рис. 8. Поперечное распределение скорости диссипации.

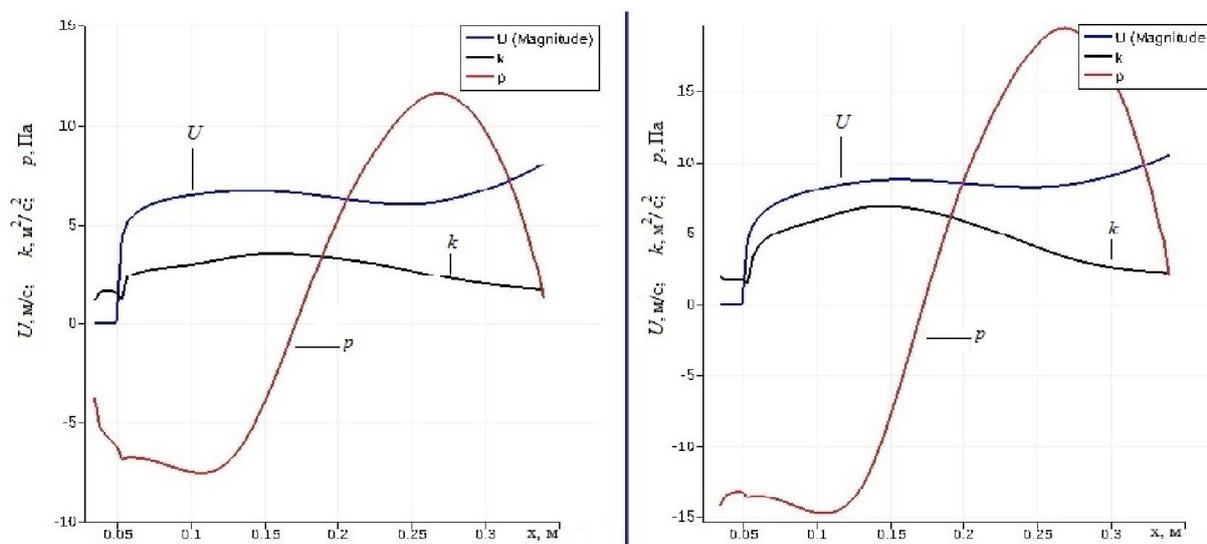


Рис. 9. Продольное распределение величин U , k и p .

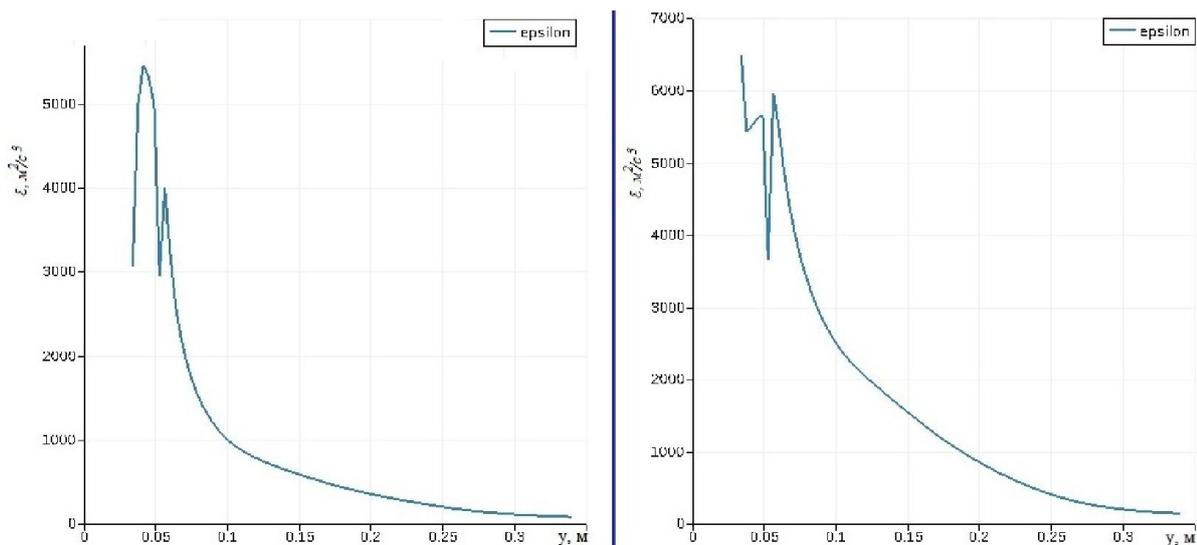


Рис. 10. Продольное распределение скорости диссипации.

Таким образом, входные граничные условия сильно влияют на характеристики течения, что необходимо учитывать при математическом моделировании турбулентных течений.

Литература:

1. <http://www.openfd.co.uk/openfoam/index.html>. OpenFOAM 1.7.1 User's Guide.
2. Турбулентные течения реагирующих газов / Под ред. П.А.Либби, Ф.А. Вильямса. - М.: Мир, 1983.
3. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. М.: Наука, 1978.
4. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. - М.: Энергоатомиздат, 1984.

Рецензент: д.т.н. Осмонов К.А.