

Калбекова Махбурат Жамшитбековна – аспирант,  
Курбаналиев Абдыкерим Ырысбаевич – д.ф.-м.н., профессор,  
Ошский государственный университет

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ЕСТЕСТВЕННОЙ КОНВЕКЦИИ В ВОЗДУШНЫХ ПОЛОСТЯХ

*Настоящая работа посвящена моделированию естественной конвекции в воздушных полостях с использованием четырех моделей турбулентности. Рассмотрены как двумерные закрытые, так и трёхмерная открытая модель воздушных полостей с разными температурами стенок. Сравнение результатов моделирования с соответствующими экспериментальными данными показывают, что  $k - \omega$  – модель турбулентности, в отличие остальных трёх моделей, достаточно приемлемо описывает рассматриваемые задачи.*

*Ключевые слова. Моделирование, естественная конвекция, модели турбулентности, полость, метод контрольных объёмов, Open FOAM.*

Kalbekova Mahburat Zhamshitbekovna - graduate student,  
Kurbanaliev Abdykerim Yrysbaevich - Doctor of Physical and Mathematical Sciences,  
Professor, Osh state university

## MODELLING OF NATURAL CONVECTION IN AIR CAVITIES

*This paper discusses the modelling of natural convection in air cavities using four eddy viscosity turbulence models. Two-dimensional closed and one three-dimensional open cavities with differentially heated walls were considered. The simulation results were compared with their corresponding experimental measurements and it was found that the  $k - \omega$  turbulence model offered the best solution among the turbulence models tested.*

*Key words: Modeling, natural convection, turbulence models, cavity, control volume method, Open FOAM.*

**Введение.** Естественная конвекция в воздушных полостях была предметом многочисленных исследований в последние десятилетия из-за различных технических применений, таких как солнечные дымоходы, двухслойные фасады и стены Троум. Понимание основных характеристик течения такого класса инженерных приложений имеет важное значение для инженеров и архитекторов для проектирования систем вентиляции, охлаждения и отопления для различных сооружений с низким уровнем потребления энергии [1]. В таких задачах трудно аналитически решить естественную конвекцию из-за их сложных физических механизмов, поэтому часто использовались экспериментальные исследования. Замкнутая прямоугольная полость с соотношением сторон 5 между ее высотой и шириной была исследована в [2], в которой измерены профили температуры и скорости на средней высоте полости.

Аналогичные исследования для распределения температуры и локальной скорости теплообмена в прямоугольной полости также выполнялись в [3] и [4]. Среди этих работ естественный конвективный теплообмен был изучен путем изменения разности температур поверхности между стенками полости.

Внутренние поверхности этих испытательных установок были изготовлены из алюминиевой пластины, которая имеет небольшую способность излучения (обычно менее 0,1), поэтому в теплопередаче внутри полости преобладает естественная

конвекция, а при данной разности температур влияние излучения на внутренние стенки не были исследованы.

Однако поверхностный поток излучения между стенками полости может оказывать влияние на распределение температуры и скорости, когда внутренние поверхности полости имеют относительно большую излучательную способность. Эксперимент [5] проводился на квадратной полости с разветвленными вертикальными стенками. Внутренние поверхности полости были изготовлены из стальных пластин. В среднем коэффициент излучения стальной плиты колеблется от 0,7 до 0,8. При разнице температур на 40 градусов между нагретой и холодной стенками радиационный эффект становится существенным и его необходимо учитывать.

В работе [6] исследовалась естественная конвективная теплопередача и поверхностное излучение в трехмерной высокой полости с соотношением сторон 16 между высотой и шириной полости. В экспериментах для определения количеств конвективных и радиационных тепловых потоков поверхностей стенки полости изменялись как температуры, так и излучение полостей стенки полости. Стоит отметить, что в [6] были случаи, когда радиационные тепловые потоки были больше конвективного теплового потока.

Течение воздушного потока в полости и теплопередача также широко исследовались с использованием методов вычислительной гидродинамики. Благодаря современным достижениям в области вычислительной техники процесс создания модели вычислительной гидродинамики и анализа результатов является менее трудоемким, что приводит к экономии времени, и, следовательно, уменьшению затрат. Некоторые параметрические исследования, такие как изменение геометрических факторов, изменение граничных условий, которые трудно исследовать экспериментально, могут быть определены с использованием методов вычислительной гидродинамики. Примеры исследований методами вычислительной гидродинамики приведены в работах [7-9]. В этих работах акцент был сделан на решении естественной конвективной теплопередачи и/или излучения в разных типах полостей с использованием различных моделей турбулентности, демонстрируя возможность конкретной модели для конкретных случаев.

**Цель данной работы** заключается в оценке относительной точности используемых моделей турбулентности, имплементированных в открытый пакет OpenFOAM [9] при моделировании теплопередачи путем естественной конвекции с учетом или без учета процесса излучения в полостях различной формы и размеров.

Представлены подробные сведения об использовании моделей турбулентности и результаты моделирования сравниваются с имеющимися экспериментальными данными, благодаря которым можно определить, какая модель будет лучшей моделью для таких типов воздушных потоков.

**Краткое описание экспериментов.** На рис. 1 показана замкнутая двумерная полость [2], где рассматривалась только естественная конвекция. Теплопередача путем естественной конвекции и излучения рассматривалась в другой двумерной замкнутой полости [5] и трёхмерной полости с открытым концом [6], которые представлены на том же рис. 1.

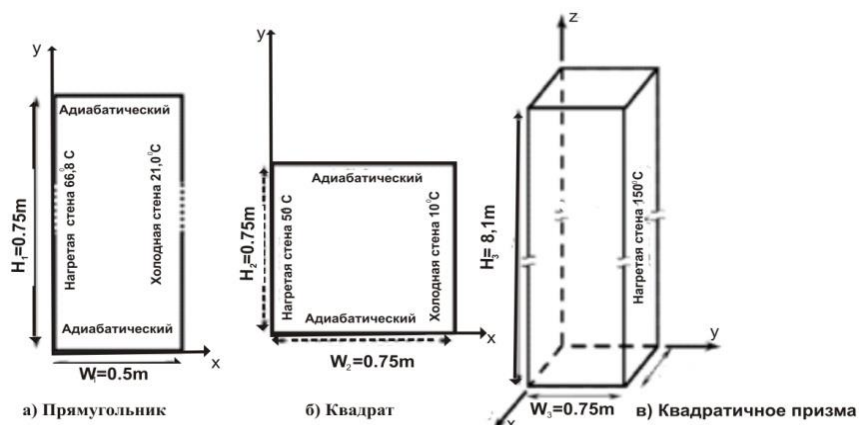


Рис. 1. Двумерные прямоугольная, квадратная и трёхмерная полости.

В работе [2] отношение высоты к ширине полости составляло 5, а разность температуры между теплой и холодной стенками была равна  $45,8^{\circ}\text{C}$ . Верхняя и нижняя стенки полости хорошо изолированы так, что теплообмен с окружающей средой через эти стенки отсутствовал. Высота полости была достаточно большой чтобы рассматривать воздушный поток в центральной части полости двумерным. Квадратная полость использовалась в [5], а разность температур между двумя вертикальными стенками составляла  $40^{\circ}\text{C}$ . Остальные условия были схожи с [2] для получения двумерного потока в центральной части полости.

Полость с открытыми нижней и верхней гранями [6] имеет отношение высоты к ширине полости составляло 16. Правая вертикальная стенка полости была нагретая, а левая – изолированная. Через верхнюю и нижнюю грани полости воздушный поток мог протекать в любом направлении как во внутрь полости, так и из полости наружу. Для исследования влияния излучения на естественный конвективный поток, вызванный эффектом плавучести в эксперименте имелась возможность изменения коэффициента излучателя стенок полости. Температура нагретой стенки фиксировалась при любом значении в диапазоне  $100^{\circ}\text{C} - 175^{\circ}\text{C}$ . В данной работе экспериментальные измерения для нагретой стенки с коэффициентом излучения 0,9 и температурой  $150^{\circ}\text{C}$  были использованы для сравнения с численными результатами.

**Моделирование.** Для моделирования рассматриваемых задач использовался пакет OpenFOAM [9] с открытым кодом. Учет турбулентных пульсаций на течение базировался на следующих четырёх двухпараметрических моделях турбулентности:  $k - \epsilon$ ,  $k - \omega$ , RNG  $k - \epsilon$  и SST  $k - \omega$ .

Основы математической модели задачи составляет стационарная, осреднённая по Рейнольдсу система уравнений Навье-Стокса (RANS), которая для замыкания использует хорошо известную концепцию турбулентной вихревой вязкости. Формулировка моделей турбулентности с вихревой вязкостью хорошо известны, поэтому не были представлены здесь. Для получения дополнительной информации см. [7, 8], где доступны подробные описания этих моделей.

**Моделирование двумерных полостей.** В качестве граничных условий на левой и правой стенках первой полости задаются фиксированные значения температуры  $T_h = 66,8^{\circ}\text{C}$  и  $T_c = 21^{\circ}\text{C}$  соответственно (см. рис.1а). На верхней и нижней стенках полости задается условия адиабатичности. На фронтальной и задней стенках полости условия empty(пусто) согласно идеологии моделирования двумерных задач, в пакете OpenFOAM[9].

Аналогичные граничные условия задаются для случая квадратичной воздушной полости. Кроме этого, из-за высокой излучительной способности внутренней стороны стенок квадратной полости рассматривалось перенос тепла радиационным излучением.

Для коэффициента излучательной способности внутренних стен стальных пластин использовалось значение 0,75.

Критерии сходимости итерационных процессов для обеих полостей: 1) все максимальные невязки ниже  $5 \times 10^{-4}$  и 2) дисбаланс глобальной области для уравнения энергии составляет менее 0,1%. Более детальную информацию о системе уравнений Навье-Стокса, методах её дискретизации и решения систем линейных алгебраических уравнений можно найти в работах [7-9].

**Моделирование трехмерной полости.** Приведенные методы моделирования, используемые в двумерных случаях, применимы для трёхмерной полости со следующими отличиями. Кроме нагретой стены (рис. 1в) с фиксированной температурой все другие вертикальные стенки моделируются как адиабатические. Верхняя и нижняя грани полости являются открытыми границами, которые позволяют воздуху свободно течь в любом направлении в соответствии с разностью давлений на отверстиях.

Из-за высокого коэффициента излучения (0,9) вертикальных стенок и больших температурных различий между ними для численного моделирования учитывались эффекты поверхностного теплового излучения. Модель теплового излучения, используемая в этом исследовании, представляет собой модель Монте-Карло.

**Расчетная сетка и проверка ее на эффект насыщения.** На рис. 2 показана структурированная расчетная сетка для двумерной замкнутой прямоугольной полости [2] (рис. 2. слева) и трехмерной открытой полости [6] (рис. 2. справа). Расчетная сетка для квадратной полости подобна прямоугольной полости с той же плотностью сетки для верхней и нижней стенок. Из-за больших геометрических пропорций полостей здесь приведены только верхние части расчетной сетки.

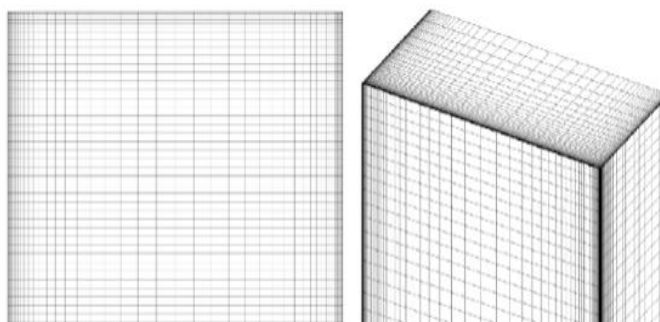


Рис. 2. Двумерная и трёхмерная сетки.

В случае двумерной прямоугольной полости для проверки эффекта насыщения расчетной сетки использованы четыре разные сетки. Во всех четырёх случаях использовалась  $k - \omega$  – модель турбулентности. Сведения о числа узлов по осям  $Ox$  и  $Oy$ , общее число узлов и расстояние до стенки приведены в табл. 1.

Таблица 1

Параметры расчетных сеток

| № | Сетка   | $N_x$ | $N_y$ | $N_x * N_y$ | Расстояние до стенки, мм |
|---|---------|-------|-------|-------------|--------------------------|
| 1 | Сетка 1 | 25    | 120   | 3000        | 2,5                      |
| 2 | Сетка 2 | 50    | 250   | 12500       | 1,0                      |
| 3 | Сетка 3 | 75    | 375   | 28125       | 0,5                      |
| 4 | Сетка 4 | 50    | 250   | 12500       | 0,5                      |

Полученные численные значения скорости и кинетической энергии турбулентности на средней высоте полости показаны на рисунках 3-4 а, б. Профили скорости для первых трех расчетных сеток показывают незначительные различия, в то

время как профили кинетической энергии турбулентности показывают небольшие различия (менее 5%).

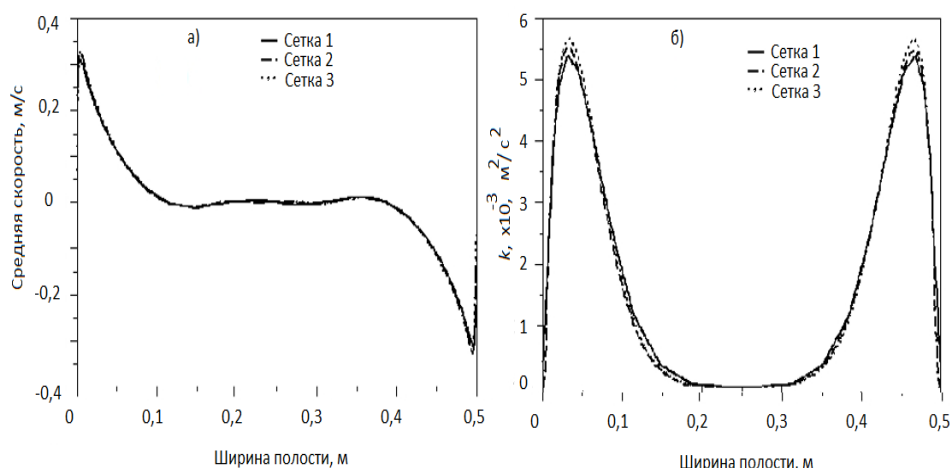


Рис. 3. Проверка расчетной сетки на эффект насыщения: а) скорость; б) кинетическая энергия турбулентности на средней высоте полости.

Были также рассчитаны вертикальные профили температуры для трех сеток в центре полости. Сетка1 показывает различия по сравнению с Сетка2 и Сетка3 (см. рис. 4а). Хотя профили скорости, температуры и кинетической энергии турбулентности нечувствительны к плотности ячеек и расстоянию от первой ячейки до стенки, локальный конвективный тепловой поток вдоль горячей стенки показывает значительную зависимость, как от плотности сетки, так и от расстояния от первой ячейки до стенки в нижней области полости (рис. 4б).

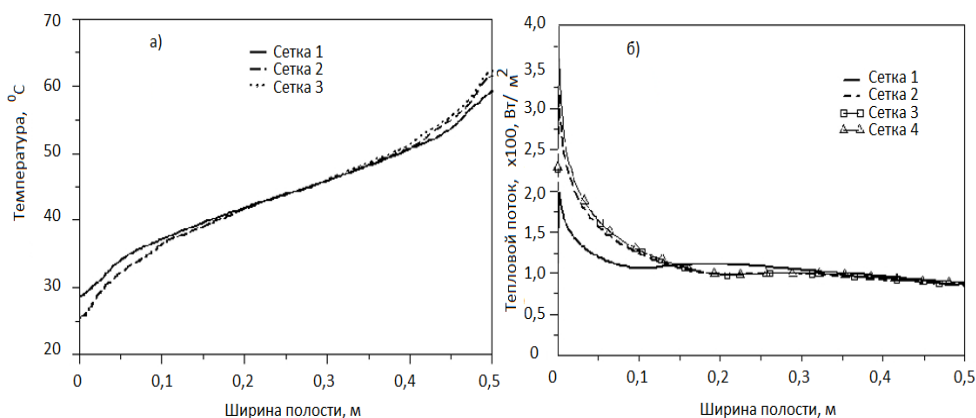


Рис. 4. Проверка расчетной сетки на эффект насыщения: а) вертикальный профиль температуры в центре полости; б) конвективный тепловой поток вдоль нагретой стены.

Из рис. 4б, видно, что, Сетка 1 приводит к более низкому среднему значению пристенного конвективного потока, а предсказания Сетка2 и Сетка3 аналогичны. Была также использована новая сеткаСетка4. Сетка4 имеет те же число ячеек, что и Сетка2 (12500 ячеек), но имеет то же самое расстояние от стенки до первой ячейки, что и Сетка3 (0,5 мм). Полученный профиль теплового потока при использовании Сетки 4, совпадает с аналогичным профилем Сетки 3. Это указывает на то, что увеличение числа ячеек с тем же расстоянием до первой ячейки не приводит к существенному изменению этих параметров.

**Результаты и обсуждение.** Для двумерной прямоугольной полости температурный контур полости показывает, что поток воздуха внутри полости сильно стратифицирован из-за асимметричных граничных условий горячих и холодных стен

(рис. 4а), что дает относительно линейный температурный градиент в области сердцевины вдоль вертикальной высоты. Градиент слегка увеличивается на верхнем и нижнем концах.

На рис. 5 приведено сравнение вертикального профиля температура вдоль линии, проходящей через центр полости. Здесь температура нормирована на единицу. Видно, что где-то значения вертикальной координаты  $y$ , равной одной пятой части самой высоты полости, из четырёх моделей турбулентности только,  $k-\omega$  и SST  $k-\omega$  модели более или менее дает результат, совпадающий с экспериментом. Во всех остальных случаях численные значения занижены по сравнению с экспериментальными данными.

На рис. бприведено сравнение горизонтального профиля скорости вдоль линии, проходящей через центр полости. Качественно, все четыре модели турбулентности согласуются с экспериментальными данными. То есть они показывают большую среднюю положительную скорость, близкую к нагретой стенке, большую среднюю отрицательную скорость, близкую к холодной стенке, и относительно застойную зону в центральной области полости.

В пределах граничных областей около нагретой и холодной стенок модель SST  $k-\omega$  дает завышенное значение максимальной средней скорости и предсказывает меньшую толщину пограничного слоя. А две другие -  $k-\epsilon$  и RNG  $k-\epsilon$  модели турбулентности обе дают заниженные значения максимума скорости и толщины пограничного слоя. В целом, наилучшее совпадение с экспериментом дает  $k-\omega$  модель турбулентности.

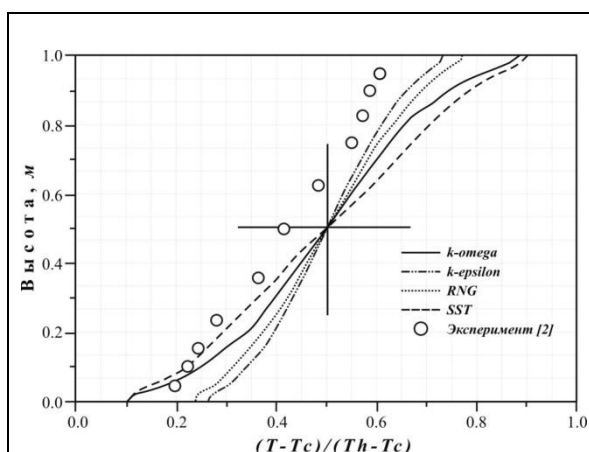


Рис. 5. Сравнение вертикального профиля температуры с экспериментом.

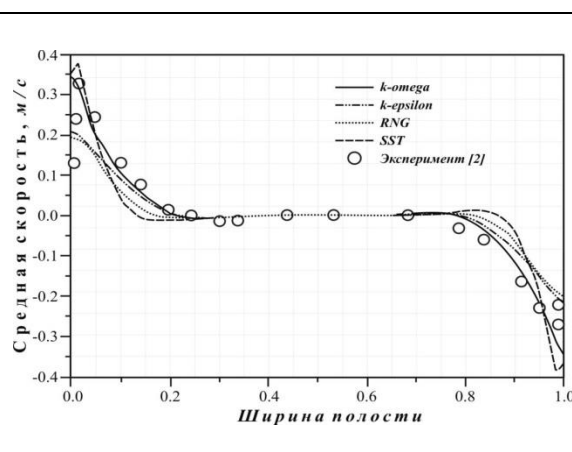
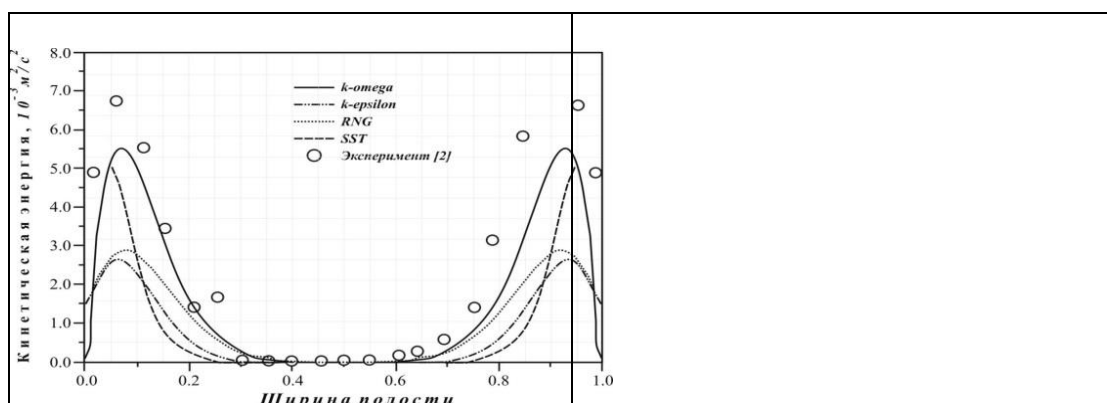


Рис. 6. Сравнение горизонтального профиля скорости с экспериментом.

На рис. 7. приведено сравнение горизонтального профиля кинетической энергии турбулентности вдоль линии, проходящей через центр полости.



|   |   |
|---|---|
|   |   |
| <p>Рис. 7. Сравнение горизонтального профиля кинетической энергии турбулентности.</p> | <p>Рис. 8. Сравнение вертикального профиля температуры с экспериментом.</p> |

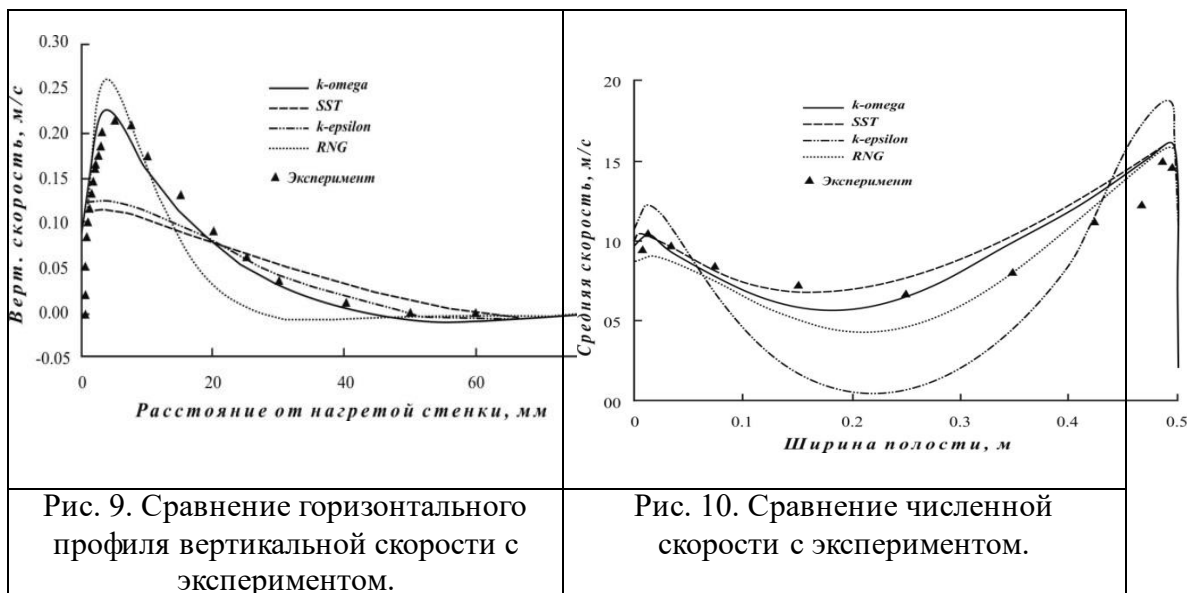
В общем, все четыре модели турбулентности дает заниженные значения максимумов кинетической энергии турбулентности. Однако в середине полости они дают одинаковые значения, совпадающие с экспериментом. Толщина границы кинетической энергии турбулентности около стенок, более или менее приемлемо предсказана SST  $k - \omega$  моделью турбулентности. Но из-за быстрого затухания вихрей турбулентности около стенок, эта модель дает более низкую энергию турбулентности. Модель  $k - \omega$  дает разумное согласие, за исключением максимального значения кинетической энергии турбулентности.

В случае двумерной квадратичной полости в отличие от предыдущей задачи, мы имеем помимо конвективного переноса энергии радиационный перенос тепла. На рис. 8 приведено сравнения вертикального профиля температуры вдоль линии, проходящей через центр квадратной полости. Точность предсказания модели SST  $k - \omega$  с излучением является разумной, но не такой хорошей, как  $k - \omega$  модель. А две другие -  $k - \epsilon$  и RNG  $k - \epsilon$  модели турбулентности имеют существенные расхождения с экспериментом.

На рис. 9 приведено сравнение горизонтального профиля скорости вдоль линии, проходящей через центр полости с экспериментом [6]. В эксперименте подробные измерения проводились со стороны нагретой стенки вдоль ширины канала в сторону холодной стенки. И здесь  $k - \epsilon$  и RNG  $k - \epsilon$  модели не смогли разрешить внутренний пограничный слой и а прогнозы по внешнему пограничному слою также не достаточно приемлемые.

Модель SST  $k - \omega$

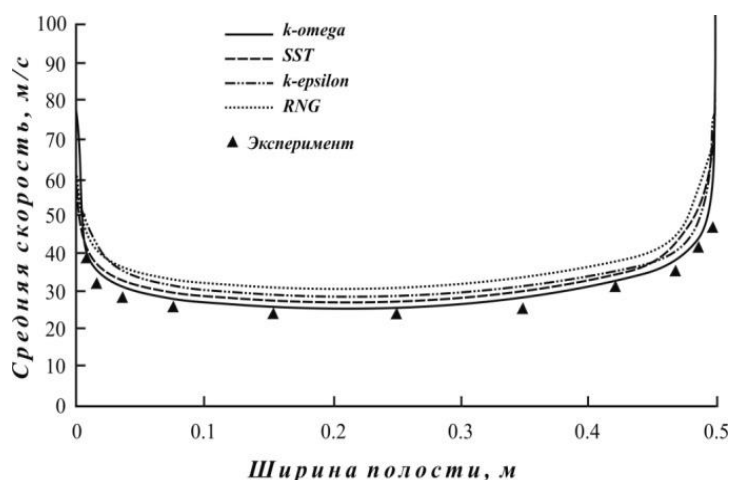
внутреннюю границу пограничного слоя, подобно модели  $k - \omega$ . Однако она дает завышенное значение максимальной вертикальной скорости. И это приводит в относительно более внешнему пограничному слою по сравнению с моделью  $k - \omega$  и экспериментальными измерениями. В целом, модель  $k - \omega$  здесь дает лучший результат.



На рис. 10 показано сравнение численных значений скорости на высоте  $z = 7.8$  м с соответствующими экспериментальными данными работы [6]. SST  $k - \omega$  модель предсказала более высокую среднюю скорость в пограничной области около нагретой (правая стенка) и в холодной (левая стенка) стенок. Однако из-за быстрого затухания этот большой импульс потока, по-видимому, не оказывает адекватного влияния на поток в ядре полости, где воздух, как правило, застаивается. По сравнению с другими моделями, значения скорости вычисленные по  $k - \omega$  модель лучше согласуются во всей области течения.

Сказанное справедливо и для предсказания профиля температуры в тех же местах полости (рис. 11). Профиль температуры, предсказанный четырьмя моделями турбулентности, соответствует характеру изменения экспериментальных данных, но численный результат немного выше, чем измерения.

Опять же, предсказания  $k - \omega$  модели немного ближе к эксперименту. Завышенные значения численной температуры могут быть вызваны относительной частью излучательной энергии и наличием конвективной энергией на нагретой стенке.



**Заключение.** В настоящей работе показаны возможности четырех моделей турбулентности, основанных на гипотезе вихревой вязкости для моделирования естественного конвекционного потока воздуха в закрытых и открытых полостях при наличии и отсутствии радиационного переноса тепла. Методы моделирования были



детализированы, и проведено исследование расчетной сетки на эффект насыщения. Результаты моделирования были сопоставлены с соответствующими экспериментальными измерениями. Четыре модели турбулентности вели себя по-разному при прогнозировании ключевых параметров, представляющих практический интерес. В целом, предсказания по модели  $k - \omega$  были согласованы с экспериментами лучше, чем другие модели для трех типичных случаев исследования.

#### Литература:

1. Short C.A., Cook M., Lomas K.J. 2009 Delivery and performance of a low-energy ventilation and cooling strategy, *Building Research and Information*, 37 (1), pp. 1-30. <http://dx.doi.org/10.1080/09613210802607841>
2. Cheesewright R, King KJ and Ziai S 1998. Experimental data for the validation of computer codes for the prediction of two-dimensional buoyant cavity flows. *Proceedings of the ASME Meeting, HTD*. 60, 75-81.
3. Cheesewright R and Ziai S (1986). Distributions of temperature and local heat transfer rate in turbulent natural convection in a large rectangular cavity. *Proceedings of the 8th International Heat Transfer Conference, San Francisco*, pp 1465-1470.
4. Wu W, Ewing D and Ching CY (2006). The effect of the top and bottom wall temperatures on the laminar natural convection in an air-filled square cavity. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 49, pp 1999-2008.
5. Ampofo F and Karayiannis TG (2003). Experimental benchmark data for turbulent natural convection in an airfilled squared cavity. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol 46, pp 3551-3572.
6. Cheng X and Muller U (1998). Turbulent natural convection coupled with thermal radiation in large vertical channels with asymmetric heating. *Int. J. Heat Mass Transfer*. Vol. 41, No.12, pp.1681-1692.
7. Ferziger J.H., Peric M. *Computational Methods for Fluid Dynamics* // Springer Verlag, 2002. 423 p.
8. Versteeg HK and Malalasekera W (1995). *An introduction to computational fluid dynamics - the finite volume method*. ISBN 0-582-21884-5.
9. <http://www.openfoam.org>. OpenFOAM 5 UserGuide.