

4. Alam, Md. M. Flow around two side-by-side closely spaced circular cylinders / Md. M. Alam, Y. Zhou // Journal of Fluids and Structures. – 2007. – Vol. 23. – P. 799–805.

УДК 536.25

### ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МЕТОДОВ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ДЛЯ РАСЧЕТА РАДИАТОРА ОХЛАЖДЕНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

**Т. А. Баранова, Ю. В. Жукова, С. А. Сверчков, А. Д. Чорный**

*Государственное научное учреждение «Институт тепло-  
и массообмена имени А. В. Лыкова Национальной академии наук  
Беларуси», г. Минск*

В последнее время при проектировании систем охлаждения грузовой автотранспортной техники все чаще используются современные методы вычислительной гидрогазодинамики (Computational Fluid Dynamics CFD). Использование методов численного моделирования позволяет не только проектировать системы охлаждения, но и оптимизировать их отдельные узлы.

Объектом исследования и апробации методов численного моделирования для расчетов конвективного теплообмена является радиатор охлаждения.

Применяемый метод исследования – численное моделирование. Первоначально создавалась CAD-модель, состоявшая из ряда расчетных объемов (воздух, масло – теплоносители; корпус, оребренные трубы – твердое тело). Расчетные сетки состояли из тетрагексагональных и гибридных элементов. Расчеты проводились с помощью газодинамического решателя ANSYS Fluent 19.1 на высокопроизводительном компьютере Института тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова НАН Беларуси.

Задача решалась в сопряженной постановке. На входной границе объема воздуха, имитирующей действие вентилятора, был задан массовый расход, тангенциальная составляющая скорости, турбулентные характеристики набегающего потока, а также характерная температура воздуха (328 К). На входной границе объема масла был задан массовый расход, турбулентные характеристики потока масла, а также характерная температура (343 К). На выходных границах задавались мягкие граничные условия. Стенки корпуса предполагались теплоизолированными.

Решались стационарные уравнения Рейнольдса, уравнение неразрывности и уравнение энергии. Для замыкания уравнений Рейнольдса была использована  $k-\omega$  модель переноса сдвиговых напряжений Ментера в стандартной формулировке [2]. В процессе решения сходимость задачи контролировалась уровнем погрешности. Для давления и скоростей минимальный уровень погрешности составлял  $10^{-3}$ , для температуры –  $10^{-5}$ . Расчеты прекращались по достижении погрешности для поправок давления  $10^{-4}$ , для энтальпии (уравнение энергии) –  $10^{-8}$ .

Теплофизические свойства воздуха задавались для плотности – согласно закону несжимаемого идеального газа, для вязкости – согласно закону Сазерленда; для коэффициента теплопроводности – полиномиальной зависимостью от температуры. Теплофизические свойства масла – в виде кусочно-линейных зависимостей.

Первоначально подготовленная расчетная сетка составляла 65 млн расчетных ячеек. На имеющемся в наличии оборудовании подобные расчеты было нереально произвести. В связи с этим была разработана многостадийная методика расчета радиатора охлаждения, основная идея которой заключалась в замене оребрения труб на эквивалентные пористые вставки. Похожие попытки представлены в [2].

На первом этапе проводится численное моделирование обтекания воздухом одной секции оребренной трубы. Размеры расчетной сетки не превышали 10 млн расчетных ячеек. По результатам расчета был определен коэффициент теплоотдачи от оребрения к воздуху, распределение скорости на входе в каналы, формируемые оребрением, и перепад давления  $\Delta p$  между входом и выходом каналов, формируемых оребрением. По полученным результатам определяем коэффициент проницаемости. Также был рассчитан коэффициент пористости, представляющий собой отношение объема воздуха в пористом теле к общему объему. Для контроля адекватности использования модели пористого тела были проведены расчеты обтекания воздухом одной секции по маслу, в которой оребрение труб было заменено пористыми вставками. Сопоставление результатов численного моделирования с имеющимися данными инженерных расчетов и технических характеристик радиатора охлаждения показали, что отклонение не превышает 1 %.

На втором этапе была подготовлена CAD-модель полного радиатора охлаждения с заменой оребрения пористыми вставками. Расчеты были проведены для равновесной модели пористого тела с использованием коэффициента проницаемости, рассчитанного на первом этапе работы. Равновесная модель пористого тела предполагает равенство температур пористого «каркаса» и воздуха, находящегося в порах. При расчете радиатора охлаждения такая модель может быть использована только в качестве приближенного решения, поскольку в реальности существует теплообмен между ребрами радиатора и омывающей средой – воздухом.

Поэтому на третьем этапе, используя решение, полученное в рамках равновесной модели пористого тела, для расчетов применялась неравновесная модель пористого тела, предполагающая теплообмен между пористым «каркасом» и воздухом в порах. Для расчетов согласно неравновесной модели пористого тела необходимо задать коэффициент теплоотдачи, который был получен на первом этапе расчетов, и отношение площади поверхностей, граничащих с оребрением, к общему объему зоны, представленной пористой вставкой. Результаты численного моделирования представлены на рис. 1.

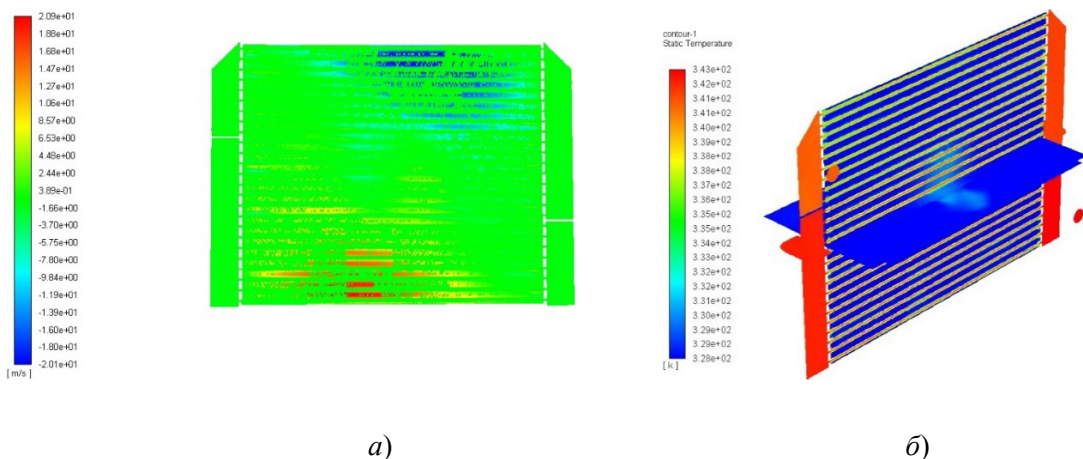


Рис. 1. Распределение в срединном сечении радиатора:  
а – скорости; б – температуры

## Литература

1. Menter, F. R. Zonal two equation  $k-\omega$  turbulence models for aerodynamic flows / F. R. Menter // AIAA Paper. – 1993. – № 2906. – P. 1–21.
2. Якубович, А. И. К вопросу расчета поверхности охлаждения многорядных радиаторов тракторов «Беларус» / А. И. Якубович, В. Е. Тарасенко // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – ГГТУ им. П. О. Сухого. – 2010. – № 2. – С. 49–58.