

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 авто-транспортной 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 Δp 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.

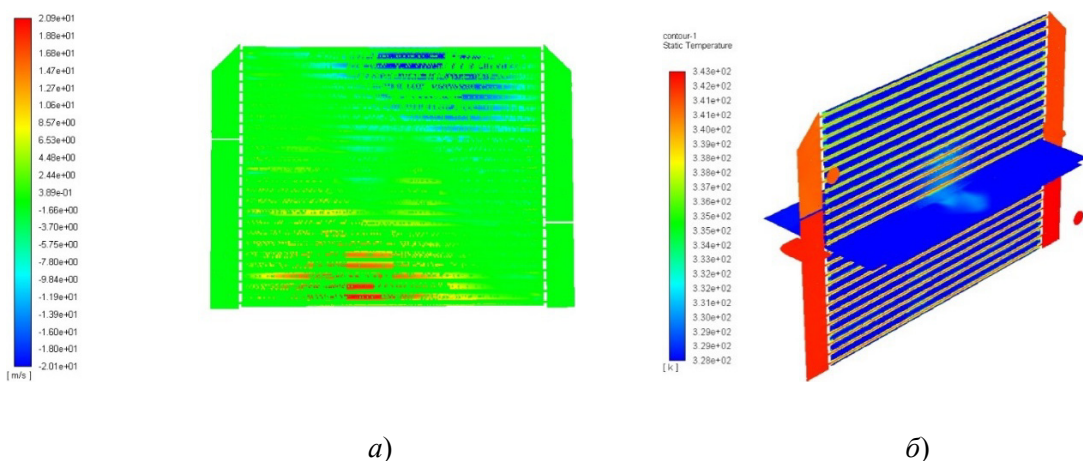


Рис. 1. Распределение в срединном сечении радиатора:
а – скорости; б – температуры

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.