

УДК 621.165

А.И. ТАРАСОВ, канд. техн. наук, А.А. ГУРИНОВ, Е.В. РАССОХИН

Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»

О МОДЕЛИРОВАНИИ ТЕПЛООБМЕНА НА ПРОФИЛЯХ ТУРБИННЫХ ЛОПАТОК С ПОМОЩЬЮ CFD ПРОГРАММ

Виконаний аналіз можливостей розрахунку зміни коефіцієнта тепловіддачі на турбінних профілях на основі рішення повних рівнянь Нав'є-Стокса для двовимірного випадку $k-\varepsilon$ і $k-\omega$ моделей турбулентності. Показано, що стандартні моделі турбулентності не достатньо коректно відображають перехідний режим течії в змішаному прикордонному шарі, що приводить до значних помилок у визначенні інтенсивності теплообміну.

Появление коммерческих CFD программ, таких как FLUENT, STAR CD и др. казалось бы, открывает практически неограниченные возможности моделирования процессов течения и теплообмена в проточной части турбомашин и в их вторичной части, т.е. в полостях около диска и др.

Во времена, когда такие программы еще не существовали, каждое численное исследование течения пара или газа в проточной части турбины на основе решения полных уравнений Навье-Стокса, вызывали интерес и бурное обсуждение. Затем оказалось, что решение может быть достигнуто достаточно быстро и без больших затрат. Однако существующие коммерческие и др. программы являются эффективным средством только при искусном их использовании и при глубоком понимании численных методов и физики моделируемых процессов. Опыт показывает, что до сих пор они не могут быть широко использованы в инженерной практике и применяются лишь в отдельных случаях для верификации течения и теплообмена в оборудовании, проточная часть которых выполнена с помощью упрощенного интегрального одномерного или двухмерного моделирования. Одним из существенных препятствий, тормозящих внедрение CFD программ, является несовершенство моделей турбулентности, которые опираются на большое число эмпирических коэффициентов.

Известно большое количество моделей турбулентности разного порядка, который определяется количеством замыкающих уравнений и их видом. Несмотря на их разнообразие, все модели могут быть систематизированы по классам. Среди наиболее часто используемых классов являются модели $k-\varepsilon$ и $k-\omega$. С увеличением порядка модели возрастает количество эмпирических коэффициентов, которые, к сожалению, не являются универсальными и зависят от характера течения. Доказательством этому является большое число исследований, посвященных подбору значений коэффициентов для конкретных ситуаций. Например, в [1] варьируются коэффициенты $C_{\varepsilon 1}$ и C_k , входящие в $k-\varepsilon$ модель, с целью увеличения точности расчета отрывных течений. Эти коэффициенты в исходной модели равнялись соответственно 1,44 и 0,6. Однако значительно лучшее совпадение распределения скорости в области отрыва дают коэффициенты 1,5-1,85 и 0,6-0,8. Таким образом, изменение $C_{\varepsilon 1}$ всего на 28% приводит к заметному улучшению результатов. Очевидно, что инженер не может себе позволить варьировать этими коэффициентами в своей практической деятельности.

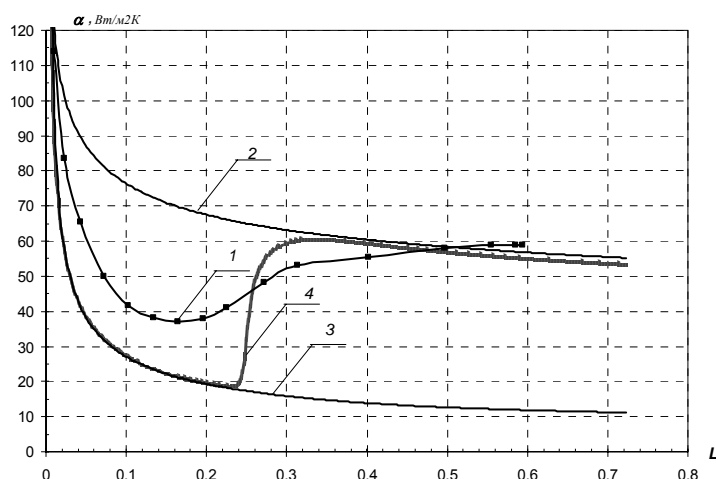


Рис.2 Распределение коэффициента теплоотдачи на пластине.
 1 – опытные данные [5], 2 – турбулентное течение, $k-\epsilon$ модель, $Tu=0$, $L=0.001$; 3 – ламинарное течение, $k-\epsilon$ модель; 4 – турбулентное течение, $k-\omega$ модель, $Tu=0$, $L=0.001$

филей базируется на инте-гральных методах расчета смешанного пограничного слоя, включая переходной пограничный слой. Положение точек начала и конца переходной зоны находится с использованием полуэмпирических методов [2]. Поэтому представляет большой практический интерес оценка возможностей CFD программ для моделирования течения и теплообмена при обтекании таких профилей без подбора коэффициентов модели турбулентности.

Анализ научной периодики и материалов конференций показывает, что проблема моделирования смешанного пограничного слоя с помощью моделей $k-\epsilon$ и $k-\omega$ еще далека от завершения. Например, в [3] используется $k-\omega$ модель Ментера [4] авторами предложено использовать в сочетании с уравнением для перемежаемости, что позволило значительно лучше отобразить переходные процессы в пограничном слое.

Целью настоящей работы было не корректировка моделей турбулентности, а оценка на данной фазе развития их пригодности для моделирования процессов теплообмена. Для этого на первом этапе было рассмотрен классический пример течения – течение на пластине, для которого известны тщательно проведенные экспериментальные исследования [5]. Решение двумерных уравнение Навье-Стокса было выполнено с помощью метода контрольных объемов. Регулярная расчетная сетка строилась таким образом, чтобы в пограничном слое находилось 10-15 ячеек. Причем дальнейшее увеличение густоты сетки в пристеночной области не приводило к изменению результата (рис.1). По длине пластины (0,72 м) располагалось 200 ячеек. Сопоставление расчета с экспериментом проводилось по коэффициенту теплоотдачи α . Оказалось, что стандартная $k-\epsilon$ модель достаточно точно моделирует теплообмен как ламинарном, так и в турбулентном пограничном слое. Однако при этом полностью игнорируется явление перехода (рис. 2). В отличие от $k-\epsilon$ модели стандартная SST $k-\omega$ модель позволяет при соответствующем подборе параметров турбулентности на входе в рабочий участок получить достаточно хорошее согласование с опытом. Приведенное на рис. 2 распределение коэффициента теплоотдачи, соответствовало входной степени турбулентности $Tu = 0$ и масштабу турбулентности $L = 0.001$. Однако в опытах [5] в аэродинамической трубе степень турбулентности равнялась 0,015. При задании этой величины на входе в рабочий участок и не зависимо от масштаба турбулентности кривая α в переходной области резко изменялась. По сути дела не наблюдался

Тем не мене, для уменьшения объема экспериментальных исследований существует насущная необходимость в использовании CFD программ для моделирования процессов теплообмена в проточной части турбин. В частности для повышения эффективности лопаточного аппарата турбин и для снижения затрат воздуха на охлаждение лопаток газовых турбин предпочтительно иметь так называемые «ламинаризованные» профили лопаток. Как правило, проектирование таких про-

переходной участок в пограничном слое, и начало перехода располагалось вблизи начала пластины.

Полученные результаты свидетельствуют о том, что современный уровень развития моделей турбулентности не позволяет еще корректно моделировать переходные явления даже в относительно простом случае безградиентного течения.

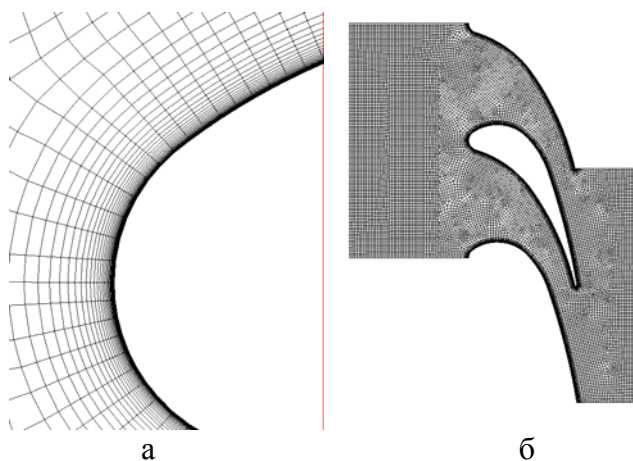


Рис.4 Модель сопловой лопатки профиля TC1A.

а – сгущение сетки в районе входной кромки, б – расчетная сетка модели

содержала по крайней мере 10 ячеек в пограничном слое. В целом сетка состояла из 116000 ячеек на два канала. Размер ячейки в ядре потока равнялся 0,8 мм, а в области пограничного слоя минимальный размер ячейки вблизи стенки лопатки составлял 0,001 мм при толщине пограничного слоя $\delta = 4$ мм, количество шагов в этой толщине равнялось 40.

Поскольку модель оказалась более физичной при безградиентном течении, то в данном

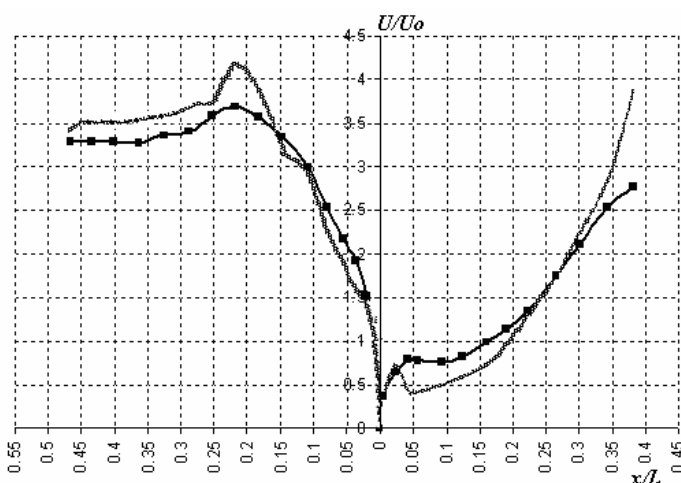


Рис.5 Распределение безразмерной скорости вдоль обвода профиля – u/u_0

случае все расчеты были проведены с ее помощью. Отправным моментом для анализа условий теплообмена на профиле лопатки является моделирование аэродинамики потока в канале. На рис. 5 показано изменение измеренной и рассчитанной безразмерной скорости вдоль профиля. Скорость на внешней границе пограничного слоя в экспериментальном исследовании находилась с помощью дренажных отверстий статического отбора на поверхности профиля. Расчеты были выполнены как для невязкого, так и для вязкого течения с моделью SST $k-\omega$. Достаточно хорошее соответствие опытных и расчетных данных свидетельствовало как о созданной правильности модели, так и слабом влиянии пограничного слоя на потенциальное течение (ядро потока). Последнее, как известно,

Несмотря на негативный результат, на следующем этапе было исследованы возможности моделей турбулентности рассчитывать распределение коэффициента теплоотдачи на турбинном профиле типа TC1A. Сопоставление расчетов было проведено с экспериментом, выполненном на стенде плоских решеток при условиях на входе $u_0=37$ м/с и степени турбулентности 0,015 [2]. Основные геометрические размеры решетки были следующие: хорда – 120 мм, шаг – 60 мм, угол входа потока – 90° , угол выхода – 15° .

На рис.4 приведена расчетная модель, которая

содержала по крайней мере 10 ячеек в пограничном слое. В целом сетка состояла из 116000 ячеек на два канала. Размер ячейки в ядре потока равнялся 0,8 мм, а в области пограничного слоя минимальный размер ячейки вблизи стенки лопатки составлял 0,001 мм при толщине пограничного слоя $\delta = 4$ мм, количество шагов в этой толщине равнялось 40. Поскольку модель оказалась более физичной при безградиентном течении, то в данном случае все расчеты были проведены с ее помощью. Отправным моментом для анализа условий теплообмена на профиле лопатки является моделирование аэродинамики потока в канале. На рис. 5 показано изменение измеренной и рассчитанной безразмерной скорости вдоль профиля. Скорость на внешней границе пограничного слоя в экспериментальном исследовании находилась с помощью дренажных отверстий статического отбора на поверхности профиля. Расчеты были выполнены как для невязкого, так и для вязкого течения с моделью SST $k-\omega$. Достаточно хорошее соответствие опытных и расчетных данных свидетельствовало как о созданной правильности модели, так и слабом влиянии пограничного слоя на потенциальное течение (ядро потока). Последнее, как известно,

дает возможность моделировать в раздельной постановке потенциальное течение в канале и вязкое течение в пограничном слое.

Как и следовало ожидать, расчет изменения значений коэффициента теплоотдачи на профиле турбинной лопатке значительно отличается от опытного распределения. Переходной режим течения на выпуклой части профиля начинается непосредственно на входной кромке лопатки, что приводит к увеличению α , несмотря на рост толщины пограничного слоя.

На вогнутой поверхности наблюдается приемлемое соответствие расчета и эксперимента, что по-видимому, обусловлено сильным ускорением потока и, как следствие, снижением интенсивности турбулентности.

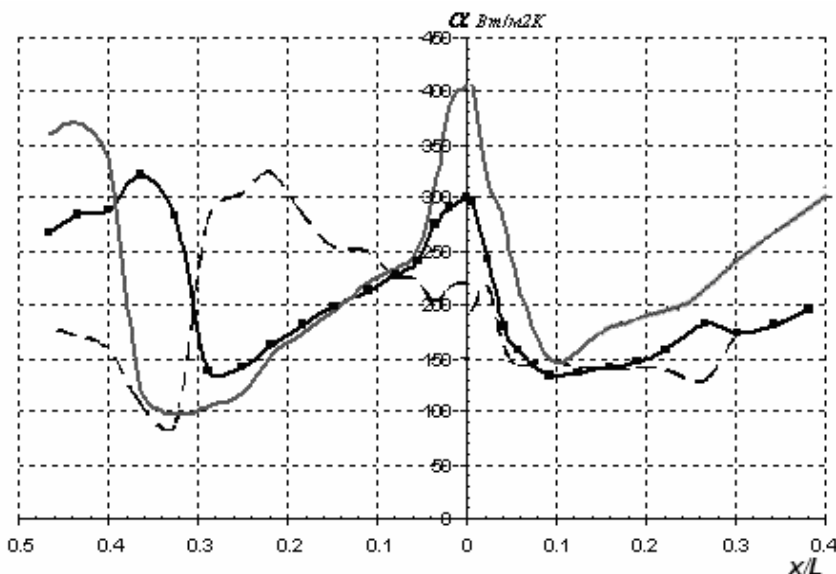


Рис.6 Распределение коэффициентов теплоотдачи на профиле TC1A
1 – опытные данные [6]; 2 – расчет с использованием $k-\omega$ модели;
3 – расчет при использовании интегральных соотношений [2].

В результате этого пограничный слой здесь если и не ламинарный, то достаточно близкий к нему. Поэтому выбор модели турбулентности для вогнутой стороны профиля не является принципиальным.

Недостатки модели турбулентности побудили определить α на профиле с помощью интегрального метода расчета теплового пограничного слоя [2], который показал хорошее соответствие точек начала и конца переходной области и хорошее совпадение с экспериментом в ламинарной зоне пограничного слоя.

В турбулентной части пограничного слоя погрешности предсказания коэффициента теплоотдачи оказались значительными.

Литература

1. Poroseva S., Iaccarino G. Simulating flows using the $\kappa-\varepsilon$ model. – Center for Turbulence Research, Annual Research Briefs – 2001. – 375-383.
2. Копелев С.З., Слитенко А.Ф. Конструкции и расчет систем охлаждения ГТД. – Харьков: Основа. – 1994. – 240 с.
3. Pecnik R., Sanz W., Pieringer P. Numerical Investigation of Unsteady Boundary Layer Transition Induced by Periodically Passing Wakes With an Intermittency Transport Equation. – Proceeding of ASME Turbo Expo 2004 Power for Land, Sea, and Air, June 14-17, 2004, Vienna, Austria
4. Menter, F.R., Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications, AIAA Journal, 1994, Vol. 32, No. 8, August, 1598-1605
5. Жукаускас А., Шланчяускас А. Теплоотдача в турбулентном потоке жидкости. – Вильнюс: «Минтис». – 1973. – 327 с.