

**ПРОБЛЕМЫ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ
ТРЕХМЕРНЫХ ВЯЗКИХ ТЕЧЕНИЙ
В ОСЕВЫХ И ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРАХ**

Русанов А.В., канд. техн. наук, ст. науч. сотр.

Ершов С.В., д-р техн. наук, вед. науч. сотр.

*Институт проблем машиностроения им. А.Н.Подгорного НАН
Украины,
ООО «FlowER»*

ВВЕДЕНИЕ

Развитие вычислительных методов газовой динамики и стремительный рост производительности компьютерной техники привели к созданию ряда пакетов прикладных программ, предназначенных для моделирования пространственных турбулентных течений в устройствах сложной формы (*Fluent* [1], *CFX-TASCflow* [2], *FlowER-U* [3] и др.). И если еще в 1989 году Н. Кампсти утверждал: “Использование уравнений Навье-Стокса для одновременного анализа течения в нескольких лопаточных аппаратах является делом далекого будущего” [4], то сегодня расчеты пространственных вязких течений на основе численного интегрирования уравнений Навье-Стокса в многоступенчатых турбомашинах – реальность [5]. Однако моделирование потока в лопаточных машинах и особенно в компрессорах сопряжено с рядом трудностей, что связано как со сложностью физических процессов, происходящих в исследуемых аппаратах, так и с проблемами адекватности математических моделей.

По мнению авторов, одними из наиболее сложных для численных исследований являются неустойчивые, склонные к отрывам течения, например, в современных высоконагруженных компрессорах. В предлагаемой работе рассмотрены проблемы моделирования и вопросы технологии выполнения расчетов потока в компрессоре вблизи границы устойчивости. Проанализирован парадокс получения относительно хороших результатов для срывных и околосрывных режимов по схемам низких порядков точности и на грубых сетках (расчеты с большой схемной вязкостью). Показана первостепенная важность адекватного моделирования турбулентности. Исследовано влияние формы меридиональных обводов на структуру течения в радиальных компрессорах. Проанализирована структура потока в осевом компрессоре с учетом периодически нестационарного аэродинамического взаимодействия взаимно движущихся лопаточных венцов.

**1 ЧИСЛЕННЫЙ МЕТОД.
ТЕХНОЛОГИЯ ПРОВЕДЕНИЯ РАСЧЕТОВ.
ГРАНИЧНЫЕ УСЛОВИЯ**

Для выполнения газодинамических расчетов трехмерного вязкого потока в многоступенчатой турбомашине используется программный комплекс *FlowER*[®] [6]. Течение газа описывается осредненными по Рейнольдсу уравнениями Навье-Стокса. Моделирование турбулентности осуществляется с помощью дифференциальной модели Ментера (SST) [7]. Свойства рабочего тела описываются уравнениями состояния совершенного газа, Тамманна и Ван-дер-Ваальса с постоянными либо переменными теплоемкостями. При решении задачи о течении в компрессоре для строгого учета нестационарного взаимодействия лопаточных аппаратов необходимо проводить расчет во всех межлопаточных каналах каждого венца с изменением взаимного положения решеток на каждом шаге по времени. Такой подход требует больших вычислительных затрат, и расчеты, выполняемые на его основе, пока еще нельзя широко использовать в практике проектирования. Альтернативой этому способу вычислений может быть подход с постановкой граничных условий обобщенной пространственно-временной периодичности течения. В этом случае накладываются некоторые ограничения на моделируемые явления и возможные геометрические конфигурации проточных частей, но существенно снижаются время проведения расчетов и величина необходимой оперативной памяти [8]. Исходные уравнения решаются численно неявной ENO схемой второго порядка аппроксимации [9]. Комплекс позволяет учитывать выдувы охлаждающего воздуха с поверхностями меридиональных обводов и лопаток, надбандажные, диафрагменные протечки и течение в радиальном зазоре. Программные модули комплекса написаны на алгоритмическом языке Fortran-90.

Известно, что лопаточный компрессор является достаточно «капризным» устройством, склонным к проявлению различных видов неустойчивой работы, таких, как, например, вращающийся срыв или помпаж. Кроме того, вывод компрессора на расчетные режимы работы также является задачей, требующей своего решения. Множество проблем, возникающих в реальных компрессорах, переносятся и на процессы численного моделирования течений в них при решении трехмерных нестационарных уравнений Навье-Стокса. Так, результаты расчета могут зависеть от начального приближения. Как и для большинства реальных компрессоров, существует большой диапазон граничных условий, для которых можно получить несколько решений, относящихся к рабочей либо срывной характеристикам. При неудачном выборе начального приближения, возможен случай, когда в процессе установления возникнут обратные течения на границах входа либо выхода. Правильная постановка граничных условий в этом случае затруднена, и это может привести к необратимым последствиям (сбой в расчете или получение результатов с недоопределенными либо переопределенными граничными условиями). Как показывает опыт, расчеты течения в компрессоре достаточно надежно начинать при граничных условиях, соответствующих режиму запираания. Затем после установления полученное решение необходимо использовать в качестве начального приближения для следующей точки, соответствующей меньшему расходу на напорной характеристике. Такая процедура выполняется до тех пор, пока напорная характеристика не будет пройдена полностью. По мере приближения к границе устойчивости необходимо уменьшать шаг изменения граничных условий. Это связано с тем, что смену граничных условий можно рассматривать как возмущение, вносимое в проточную часть, а при относительно большой его величине компрессор может перейти в область неустойчивой работы. В таком случае имеет смысл вернуться к предыдущей точке на характеристике и от нее попробовать выполнить расчет с меньшим шагом изменения граничных условий.

В настоящее время традиционными являются задание на входе в проточную часть полных параметров и углов натекания потока, а на выходе – статического давления. В этом случае возмущения, возникающие в потоке, отражаются от границ, а расчет сходится медленнее и менее устойчив. Кроме того, как показывает практика расчетов течений в компрессорах, задание статического давления на выходе не всегда

обеспечивает единственность решения. В связи с этим желательно использование неотражающих условий [10] на границах входа и выхода. К сожалению, практически невозможно задать неотражающие граничные условия на входе, при которых будут обеспечены необходимые режимные параметры (полные температура и давление). При постановке неотражающих граничных условий на выходе также нельзя гарантированно обеспечить, например, необходимое статическое давление, но с учетом того что все равно необходимо выполнять расчет всей напорной характеристики, это не принципиально.

2 ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СХЕМНОЙ ВЯЗКОСТИ И МОДЕЛИ ТУРБУЛЕНТНОСТИ НА РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ТЕЧЕНИЯ В РОТОРЕ ВЫСОКОНАГРУЖЕННОГО КОМПРЕССОРА

Поскольку течение в компрессоре является диффузорным, в нем практически всегда существуют либо отрывные зоны, либо предотрывные явления. Причем по мере увеличения нагруженности компрессора возрастают величина и число таких зон вплоть до наступления потери устойчивости. Адекватное моделирование отрывных течений в компрессоре является одной из наиболее сложных задач вычислительной газодинамики. Так, если отрывы получаются больше существующих в реальности, то раньше наступает потеря устойчивости компрессора. А в случае если они значительно меньше или вообще отсутствуют, то соответственно граница потери устойчивости сдвигается влево. Основное влияние на адекватность моделирования отрывных течений оказывает соотношение схемной и «физической» вязкостей. Величина схемной вязкости зависит как от разностной схемы, так и от размеров ячеек расчетной сетки. На точность определения «физической» вязкости первостепенное влияние оказывает выбор модели турбулентности. Необходимо стремиться к тому, чтобы схемная вязкость была максимально мала, а «физическая» вязкость моделировалась максимально точно. На практике может реализоваться ситуация, когда менее точные схемы на грубых сетках дают относительно неплохие результаты, в то время как при расчетах по более точным схемам на мелких сетках осуществляется преждевременный переход на срывные режимы. Это происходит в тех случаях, когда недостаточно адекватно моделируется «физическая» вязкость, т.е. ее величина занижена. Поэтому, когда схемная вязкость мала (схемы высоких порядков аппроксимации на мелких сетках), отсутствуют механизмы для подавления отрывов, а ее увеличение (понижение порядка аппроксимации, введение искусственной вязкости, огрубление разностной сетки) частично компенсирует нехватку «физической» вязкости, что может приводить к улучшению результата. Описанное выше поведение решения можно проиллюстрировать на примере известного теста – Rotor 37 [11]. Численное исследование потока в данном объекте с помощью используемого в настоящей работе метода, а также сопоставление полученных результатов с данными других авторов, приведены в работе [12]. Выполнено пять вариантов расчетов для исследуемого компрессора (см. таблицу 1), результаты которых представлены на рис. 1. Все расчеты велись от границы запираания до срывного режима. Таким образом, крайние левые точки соответствуют границам устойчивости, полученным численно.

Таблица 1

Номер расчета	Разностная схема	Модель турбулентности	Расчетная сетка (количество ячеек)
1	ENO	алгебраическая Болдуина-Ломакса	≈ 60000
2	TVD	алгебраическая Болдуина-Ломакса	≈ 60000

3	TVD с искусственной вязкостью	алгебраическая Болдуина-Ломакса	≈ 60000
4	ENO	SST Ментера	≈ 60000
5	ENO	SST Ментера	≈ 500000

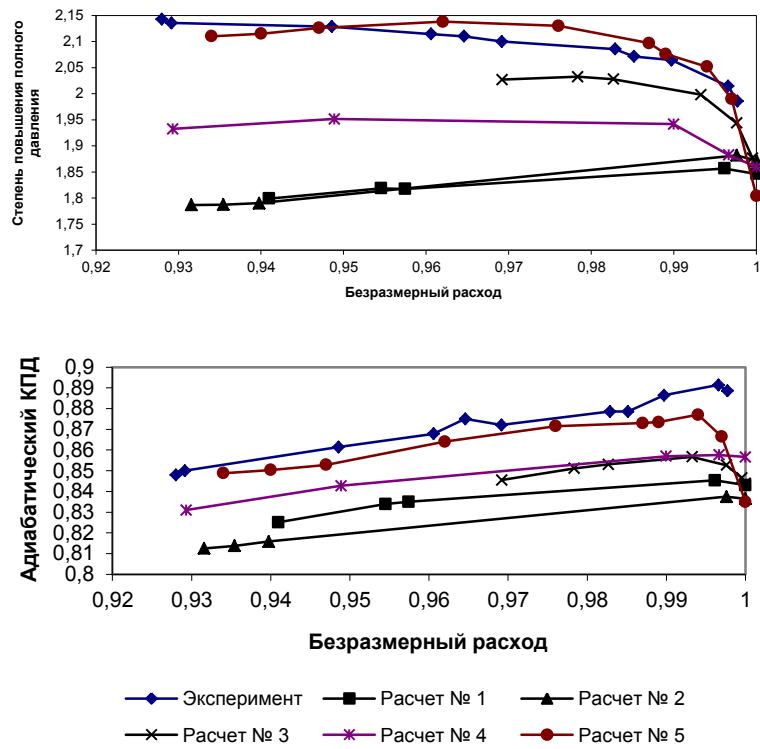


Рисунок 1 - Влияние схемной и «физической» вязкостей на результаты расчета

Из представленных результатов видно, что расчет по схеме с наименьшей схемной вязкостью и моделью турбулентности Болдуина-Ломакса на грубой сетке (расчет 1) дает существенную погрешность по сравнению с экспериментальными данными, в том числе и по положению границы устойчивости. При расчете по схеме, имеющей большую аппроксимационную вязкость (расчет 2), улучшается определение границы устойчивости, но менее точно находится значение адиабатического КПД. Если ввести дополнительную искусственную вязкость (расчет 3), то существенно улучшается соответствие численных и экспериментальных данных вблизи границы заклинивания, но при этом срыв компрессора происходит значительно раньше. Расчеты, выполненные по схеме с меньшей схемной вязкостью и с использованием двухпараметрической модели турбулентности SST Ментера (расчеты 4, 5) позволили достичь лучшего согласования численных результатов и экспериментальных данных как по величине КПД, так и по определению границы устойчивости, причем при измельчении сетки (уменьшении схемной вязкости) это согласование улучшается. Интересно отметить, что при использовании алгебраической модели турбулентности Болдуина-Ломакса, на сетке около 500000 ячеек, удается получить расчет практически только на режиме заклинивания, а все попытки сдвига влево по характеристике приводили к потере устойчивости рассчитываемого течения, и решение переходило на срывную ветвь характеристики.

Полученные результаты подтверждают необходимость использования для расчетов течений в высоконагруженных компрессорах как разностных схем с малой схемной вязкостью, так и адекватных моделей турбулентной вязкости.

3 ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ФОРМЫ МЕРИДИОНАЛЬНЫХ ОБВОДОВ НА ТЕЧЕНИЕ В РАДИАЛЬНОМ КОМПРЕССОРЕ

Радиальные и осерадиальные компрессоры благодаря высокой производительности при относительно малых размерах широко применяются в современном энергетическом машиностроении. Однако по экономичности они уступают осевым машинам. Это связано с большей сложностью и соответственно с меньшей изученностью структуры течения в радиальных компрессорах. Поток в таких проточных частях является существенно трехмерным с большим числом отрывных и вихревых зон. Радиальные машины имеют большие резервы аэродинамического совершенствования. В настоящем параграфе рассмотрен один из способов влияния на структуру течения радиального компрессора – изменение формы меридиональных обводов в диффузоре между рабочим колесом и обратным направляющим аппаратом. Подобное исследование было проведено авторами для «крупногабаритной» радиальной ступени компрессора [13]. В настоящей работе исследовалась ступень существенно меньших размеров, вид которой представлен на рис. 2. Рассмотрено три варианта меридиональных обводов: исходный (вариант 1, рис. 2а), с модифицированным корневым обводом (вариант 2, рис. 2б) и с модифицированными корневым и периферийным обводами (вариант 3, рис. 2в).

На рис. 3 – 5 показаны векторы скорости в районе разворота потока на 180 градусов в меридиональном направлении для трех сечений по шагу решетки. Видно, что в исходной конструкции (рис. 3) имеют место отрывные зоны как у корня, так и на периферии. С целью уменьшения отрывов выполнена модификация корневого обвода, обеспечивающая уменьшение диффузорности течения в районе разворота потока. В этом случае практически исчезли обратные течения у корня, но остались у периферийного обвода (рис. 4). Суммарные потери кинетической энергии в ступени снизились приблизительно на 0,4%. После модификации периферийного обвода практически исчез отрыв и на периферии (рис. 5), но выигрыш по потерям кинетической энергии в ступени снизился на 0,1% по сравнению с вариантом 2. По-

видимому, это связано с тем, что при уменьшении площади проходного сечения, с одной стороны, снижается диффузорность, и отрывы становятся меньше, но, с другой стороны, сужается «ядро» потока, где потери малы.

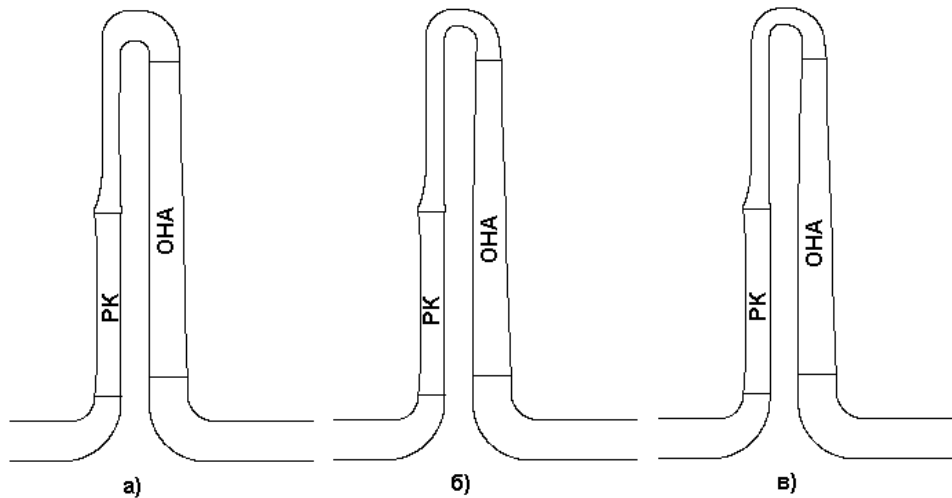
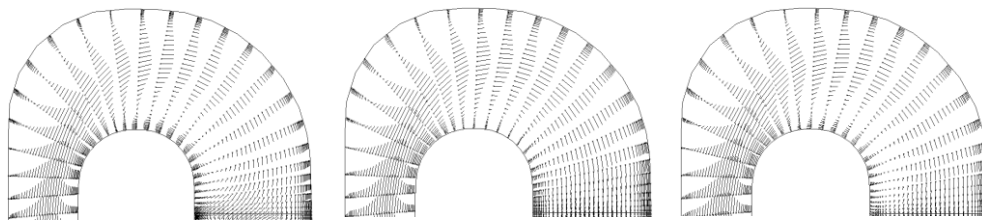


Рисунок 2 - Проточная часть компрессора:
а) вариант 1; б) вариант 2; в) вариант 3

4 ИССЛЕДОВАНИЕ ПЕРИОДИЧЕСКИ НЕСТАЦИОНАРНОГО АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ВЗАИМНО ДВИЖУЩИХСЯ ЛОПАТОЧНЫХ ВЕНЦОВ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

В лопаточных машинах существенное влияние на структуру течения оказывает нестационарное аэродинамическое взаимодействие решеток, вызванное их взаимным движением. При перемещении венцов друг относительно друга происходит периодическое изменение газодинамических параметров в межлопаточных каналах, обусловленное влиянием окружной потенциальной неравномерности потока и кромочных следов. В результате меняются интегральные характеристики (осредненные по времени) лопаточных аппаратов и проточной части в целом, возникают нестационарные нагрузки, действующие на рабочие поверхности, а в охлаждаемых турбинах происходит температурная сегрегация [14], т.е. переохлаждение стороны разрежения лопатки. В настоящей работе выполнен расчет течения в модельном полуступенчатом компрессоре, основные геометрические характеристики которого приведены в таблице 2. Параметры на входе компрессора следующие: полная температура – 288,00 [К]; полное давление – 100,40 [кПа]; угол натекания потока – осевой. На выходе задается статическое давление – 121,76 [кПа]. В качестве рабочего тела рассматривается воздух. Расчетная сетка составляет приблизительно один миллион ячеек.

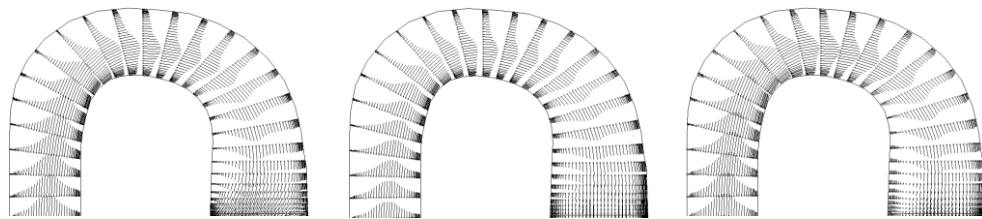


а)

б)

в)

Рисунок 3 - Векторы скорости. Проточная часть 1:
а) сечение 15% шага; б) среднее сечение; в) сечение 85% шага

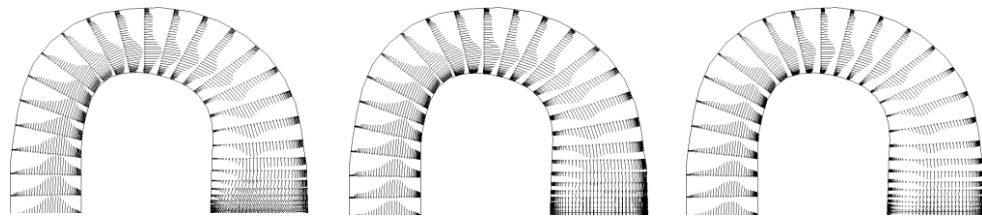


а)

б)

в)

Рисунок 4 - Векторы скорости. Проточная часть 2:
а) - сечение 15% шага; б) - среднее сечение; в) - сечение 85% шага



а)

б)

в)

Рисунок 5 - Векторы скорости. Проточная часть 3:
а) - сечение 15% шага; б) - среднее сечение; в) - сечение 85% шага

Таблица 2

	Статор 1	Ротор	Статор 2
Число лопаток	34	27	34
Относительная высота лопатки (по среднему сечению)	6,3	3,1	4,2
Относительный шаг решетки (по среднему сечению)	0,85	0,53	0,56
Высота лопатки [мм]	507	507	507
Корневой диаметр [мм]	1116	1116	1116
Частота вращения [об/мин]	-	1500	-
Осевой зазор [мм] (по среднему сечению)	91		69

На рис. 6 для четырех моментов времени на периоде приведены изолинии энтропийной функции в среднем сечении межлопаточных каналов компрессора, которые наглядно показывают картину прохождения кромочных следов по проточной части. Видно, что след с первого статора, попадая в межлопаточный канал ротора, «перерезается» им и проходит во второй статор. При прохождении через ротор след взаимодействует с его пограничными слоями и кромочным следом, при этом наблюдается изгиб следа перед входной кромкой ротора, его поворот за счет окружной неравномерности скорости основного потока, утончение на стороне разрежения ротора и утолщение на стороне давления. Следы от статора 1 и ротора проходят через статор 2 различным образом. Ось следа от ротора ориентирована поперек основного потока статора 2 и при продвижении вниз по течению «перерезается» лопатками статора. Поведение следа от ротора в межлопаточном канале статора 2 во многом подобно поведению следа от статора 1 в межлопаточном канале ротора. Ось следа от статора 1 расположена «вдоль» основного потока статора 2, причем след локализован вблизи стороны давления. Его положение определяется взаимным расположением статоров друг относительно друга в окружном направлении и влияет на нестационарные нагрузки, действующие на лопатки и экономичность проточной части [15].

На рис. 7а показана осредненная по времени картина обтекания среднего сечения компрессора. Для каждого венца осреднение выполнено в связанной с этим венцом системе координат. След от статора 1 отчетливо виден во всей расчетной области, за исключением межлопаточного канала ротора, в котором осреднение проводилось во вращающейся системе координат. Необходимо подчеркнуть, что отсутствие следа от статора 1 в канале ротора на рис. 7а является эффектом выбранного осреднения. Анализ рис. 6 позволяет сделать вывод, что при осреднении в абсолютной системе координат можно будет идентифицировать этот след и в межлопаточном канале ротора.

При расчете стационарного течения в этом компрессоре наблюдается иная картина (рис. 7б). На границах сшивки расчетных областей (межлопаточных каналов венцов) из-за осреднения параметров потока в окружном направлении происходит «мгновенное выравнивание» неравномерности потока, в том числе и вызванной кромочными следами. В результате поток перед всеми решетками становится равномерным вдоль их фронта. Такое упрощение значительно снижает вычислительные затраты, необходимые для выполнения расчета, однако при этом могут вноситься существенные погрешности в количественные, а иногда и в качественные оценки течения. Так, в рассматриваемом случае осредненные по времени потери кинетической энергии в проточной части для нестационарного течения составили 18 %, а для стационарного – 16,9 %. Более высокое значение потерь кинетической энергии при расчете нестационарного течения обусловлено взаимодействием кромочных следов с решетками, стоящими ниже по потоку, в результате которого происходит утолщение, а иногда и отрыв пограничных слоев на лопатках. При расчетах стационарного течения учет такого взаимодействия невозможен.

ВЫВОДЫ

1 Численное моделирование трехмерного вязкого течения в проточной части компрессора было и остается сложной задачей вычислительной аэродинамики. Для получения адекватных результатов большое значение имеет правильный выбор численного метода с малой схемной вязкостью и модели турбулентности, хорошо работающей при высоких положительных градиентах давления. Применение разностных схем с большой схемной вязкостью, простых моделей турбулентности,

также, как и грубых сеток, может позволить получить приемлемые решения, но только в узком диапазоне работы компрессора.

2 При расчете течения в компрессорных решетках на различных режимах существенную роль играют постановка граничных условий и процедура выхода на требуемый режим работы. Особенно это важно вблизи границы устойчивости компрессора, где иногда невозможно получить решение с помощью традиционных подходов.

3 Существуют резервы повышения эффективности центробежных компрессоров, в частности за счет усовершенствования формы меридиональных обводов поворотного канала за диффузором (лопаточным или безлопаточным). В настоящей работе за счет изменения формы корневого обвода удалось повысить КПД компрессора на 0,4 %, что, по-видимому, не является пределом.

4 Нестационарность течения в компрессоре, обусловленная аэродинамическим взаимодействием венцов, может оказывать существенное влияние на характеристики лопаточных аппаратов. Ряд явлений, происходящих при нестационарном обтекании решеток, требует дальнейшего изучения, как, например, клокинг (clocking) [15].

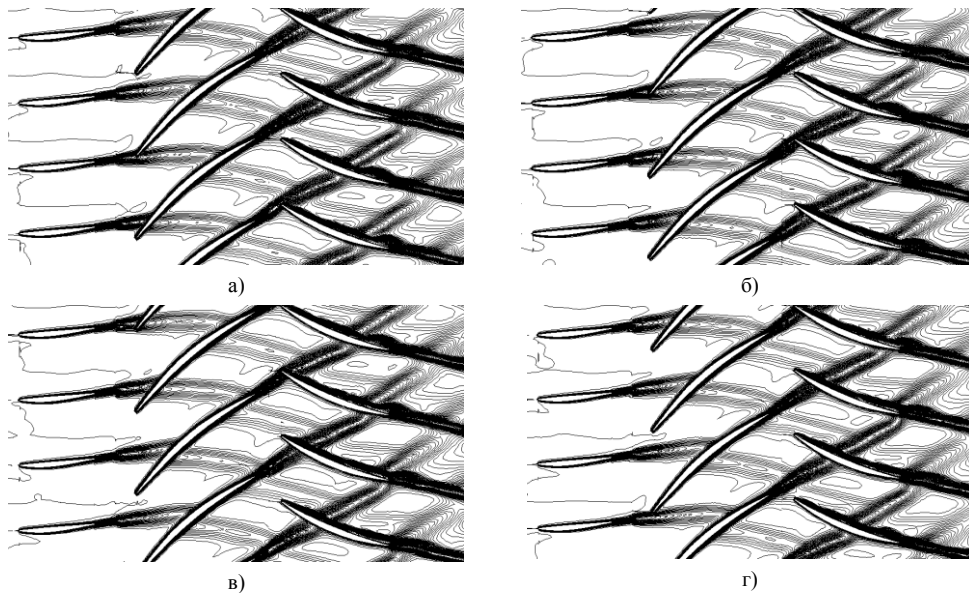


Рисунок 6 - Энтропийная функция. Прохождение следов. Среднее сечение:
а) - $t=0,25T$; б) - $t=0,5T$; в) - $t=0,75T$; г) - $t=T$

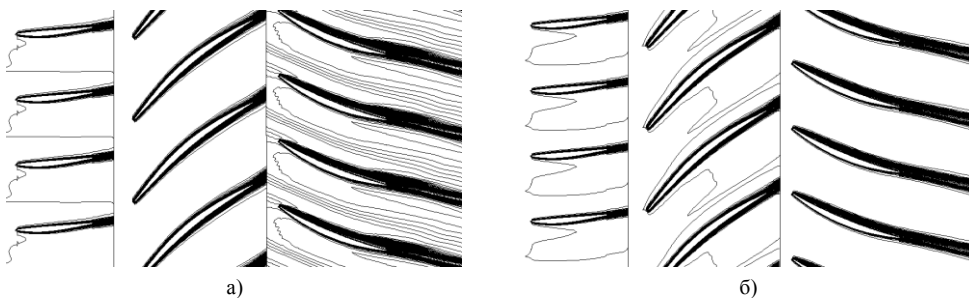


Рисунок 7 - Энтропийная функция. Среднее сечение:
а) - осреднение по времени; б) - стационарный расчет

SUMMARY

The problems of numerical simulation of the 3D viscous flows through compressors at design and off-design conditions are considered. The importance of scheme accuracy and grid refinement as well as an adequacy of a turbulence model is analyzed. The influence of a shape of meridional endwall surfaces on the 3D flow structure is studied for a centrifugal compressor. The periodically unsteady flow generated by stator/rotor interaction in an 1½ stage axial compressor is investigated. The numerical results are presented for computations of 3D viscous turbulent separated flows within axial and centrifugal compressors.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. FLUENT News. – Fluent Inc. – 1997. – **6**, № 1. – 16 p.
2. CFX Update – UK AEA Technology, Harwell Laboratory. – Harwell– 1997. № 13. – 16 p.
3. Русанов А.В., Ершов С.В. Метод расчета трехмерных турбулентных течений в проточных частях произвольной формы // Совершенствование турбоустановок методами мат. и физ. моделирования: Сб. науч. трудов ИПМаш НАН Украины. – 2003. – С. 132–136.
4. Кампсти Н. Аэродинамика компрессоров. Пер. с англ. – М.: Мир, 2000. – 688 с.
5. Ершов С.В., Русанов А.В. Численное моделирование турбулентных отрывных течений в пространственных решетках с использованием неявной ENO схемы С.К.Годунова // Пробл. машиностроения. - 1998. - **1**, N 1. - С. 70-78.
6. Ершов С.В., Русанов А.В. Комплекс програм розрахунку тривимірних течій газу в багатовіцевих турбомашинах “FlowER” // Свідчення про державну реєстрацію прав автора на твір, ПА № 77. Державне агентство України з авторських та суміжних прав, 19.02.1996.
7. Menter F.R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications // AIAA J. – 1994. – **32**, № 8. – P. 1598–1605.
8. Русанов А.В. Численное моделирование трехмерного течения вязкого газа в турбомашине с учетом нестационарного взаимодействия лопаточных аппаратов // Вестн. Харьк. авиац. Ин-та Авиац.-косм. Техника и технология. – 1998. – Вып. 5. – С. 104-108.
9. Ершов С.В. Квазилинейная ENO схема повышенной точности для интегрирования уравнений Эйлера и Навье-Стокса // Мат. моделирование. – 1994. – **6**, № 11. – С. 58–64.
10. Giles M.B. Nonreflecting boundary conditions for Euler equation calculations // AIAA J. – 1990, **28**, № 12. – P. 2050-2058.
11. Denton J.D. Lessons from Rotor37 // Proc. 3rd Internat. Symp. Aerothermodynamics of Internal Flows. Sept. 1996, Beijing, China. – 1996. – P. 3-14.
12. Ершов С.В., Русанов А.В. Численное моделирование трехмерных вязких течений в турбомашинах с использованием дифференциальной модели турбулентности // Совершенствование турбоустановок методами мат. и физ. моделирования: Сб. науч. трудов ИПМаш НАН Украины. – 2000. – С. 152–159.
13. Русанов А.В. Численное трехмерных турбулентных течений вязкого газа в осердиальных многоступенчатых турбомашинах // Совершенствование турбоустановок методами мат. и физ. моделирования: Сб. науч. трудов ИПМаш НАН Украины. – 2000. – С. 165–170.
14. Kerrebrock J.L., Mikolajczak A.A. Intra-Stator Transport of Rotor Wakes and Its Effect on Compressor Performance // ASME J. Engineering for Power. – 1970. – **92**, № 2. – P. 359–369.
15. Saren V.E., Savin N.M., Dorney D.J., Sondak D.L. Experimental and Numerical Investigation of Airfoil Clocking and Inter-Blade-row Effects on Axial Compressor Stage Performance // AIAA 98-3413. – 1998 – 13 p.

Поступила в редакцию 6 октября 2004г