

УДК 621.16:532.6

В.Е. СПИЦЫН, М.А. ШАРОВСКИЙ, М.Ю. ШЕЛКОВСКИЙ*ГП НПКГ «Зоря»-«Машипроект», Николаев, Украина*

КОМПРЕССОР СО СПЕЦИАЛЬНЫМ ПРОФИЛИРОВАНИЕМ ЛОПАТОЧНЫХ ВЕНЦОВ

В работе рассмотрены результаты идентификации расчетной модели лопаточных венцов осевого компрессора на основе программного комплекса ANSYS CFX по экспериментальным исследованиям, а также результаты расчетно-экспериментальных исследований компрессора с решетками профилей лопаток, спроектированных по специальной методике. Расчетно-экспериментальные исследования выполнялись на высоконапорном шестиступенчатом осевом компрессоре, три первые ступени которого спроектированы по классической методике, а три последние – по специальной методике. Расчетные исследования проводились как на грубой, так и на точной сетке. По результатам экспериментальных исследований получены данные для угла отставания и угла атаки в виде коэффициентов m и n .

компрессор, профиль, средняя линия, рабочее колесо, к.п.д., эксперимент, характеристика, угол отставания, угол атаки

Введение

Рост мощности и повышение эффективности параметров газотурбинных установок требует совершенствования входящих в их состав элементов, одним из которых является осевой компрессор. Возникающие при проектировании компрессора задачи оптимизации его характеристик решаются с использованием современных методов вычислительной аэродинамики (CFD) – современных методов расчета вязких трехмерных течений в турбомашинах.

Результаты расчета по расчетным методам дают представление о структуре течения в межлопаточном канале компрессорной решетки, но информации о значениях угла отставания и угла атаки, получаемых в результате расчетов недостаточно.

Такие данные представляют особый интерес для профилей лопаток, спроектированных по специальной методике [1].

последние – по специальной методике [2]. Экспериментальные исследования проведены на компрессорном стенде в широком диапазоне режимов работы компрессора [2].

Кроме того, исследования газодинамических характеристик проведены на трех изолированных последних ступенях, спроектированных по специальной методике, при равномерной радиальной эпюре полного давления и температуры на входе в эти ступени. Экспериментальные материалы были использованы в расчетных исследованиях.

Цель работы – идентификация расчетной модели лопаточных венцов осевого компрессора на основе программного комплекса ANSYS CFX по экспериментальным исследованиям, а также расчетно-экспериментальные исследования компрессора с решетками профилей лопаток, спроектированных по специальной методике.

1. Объект и цели исследований

Расчетно-экспериментальные исследования выполнялись на высоконапорном шестиступенчатом осевом компрессоре, три первые ступени которого спроектированы по классической методике, а три

2. Расчетный анализ

Расчетное исследование структуры течения в высоконапорном компрессоре (рис. 1), результаты которого представлены ниже, проведено в два этапа. На первом этапе выполнен расчет течения в шести-

ступенчатом компрессоре. Исследовался ряд режимов работы с различными степенями повышения полного давления на изодромных характеристиках $\overline{n_{np}} = 0,8$; $\overline{n_{np}} = 0,9$; $\overline{n_{np}} = 1,0$. В эксперименте [2] получена меньшая величина коэффициента напора на последних трех ступенях по сравнению с проектными параметрами. Поэтому на втором этапе были рассчитаны характеристики трех последних ступеней компрессора, спроектированных по специальной методике, при равномерной радиальной эпюре полного давления и температуры на входе в эти ступени. Полученные расчетные данные по углу отставания и углу атаки сопоставлены с экспериментальными значениями.

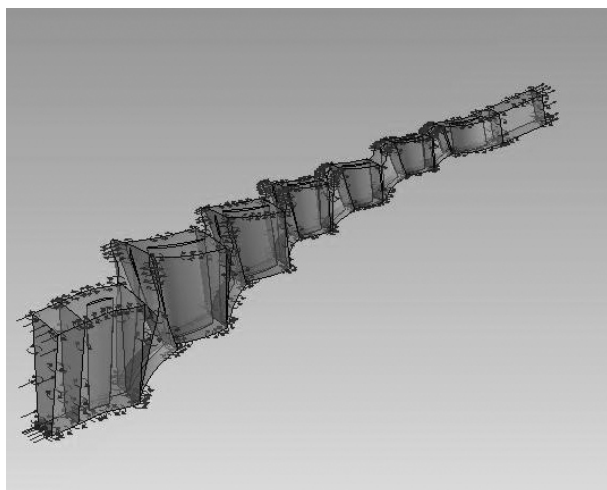


Рис. 1. Схема проточной части компрессора

2.1. Геометрия и сетка. Расчетные исследования проводились как на грубой, так и на точной сетке с полным количеством элементов в расчетной области 50 000 и 300 000 на венец соответственно. Точная сетка была построена таким образом, чтобы получить в расчете значение y^+ порядка 3. Структура сеточного разбиения (рис. 2) состоит из многоблочной О-сетки около поверхности лопатки и многоблочной Н-сетки в межлопаточном канале, областях вверх и вниз по течению. Построенные расчетные сетки являются структурированными, многоблочными, состоящими из гексоидальных элементов.

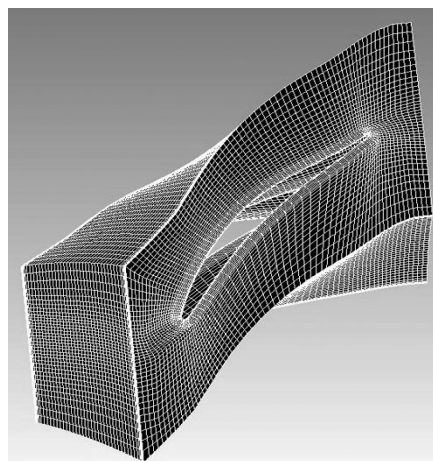


Рис. 2. Расчетная сетка для лопатки рабочего колеса

2.2. Граничные условия. В качестве расчетной области для каждого венца выбиралась периодическая часть, содержащая одну лопатку. Граничные условия на входе в компрессор задавались с фиксацией расхода, полной температуры (288 К), параметров турбулентности (степень турбулентности 0,05). Граничные условия на выходе из компрессора задавались с фиксацией среднего по площади выхода статического давления. Верхняя граница среднего статического давления на выходе определялась, исходя из поведения кривой “расход-степень сжатия” и устойчивости численного расчета. На сопрягающихся границах областей, которые принадлежат к разным венцам, определялся интерфейс между вращающейся и неподвижной областью (Stage), который производит интерполяцию между сопрягающимися расчетными сетками с учетом изменения системы координат и выполнения законов сохранения. Величина шага по времени выбиралась, исходя из угловой скорости вращения ротора компрессора $\left(\frac{1}{\omega}\right)$. Критерием сходимости являлось достижение величины среднеквадратичной невязки устойчивого уровня $(0,5 \times 10^{-4} \div 1 \times 10^{-4})$. Базовой для расчетов являлась модель турбулентности Ментера SST. Расчетные данные, взятые с интерфейса между РК и НА осреднялись по массе.

3. Результаты исследований

3.1. Характеристика компрессора. Испытания компрессора были выполнены на компрессорном стенде. Числа Рейнольдса и Маха, рассчитанные для исследуемых ступеней при номинальном режиме работы компрессора:

$$Re = (1,1 \div 1,5) \cdot 10^6, \quad M = 0,8 \div 1,1.$$

Экспериментальная характеристика второй ступени компрессора представлена на рис. 3 в сопоставлении с расчетными данными, полученными с помощью задачи CFX на грубой и точной сетках. По результатам расчетов можно сделать вывод, что варьирувавшееся в расчетах количество элементов в расчетной области слабо влияет на величину коэффициента напора и более сильно влияет на величину потерь в венце. На рис. 4 приведена характеристика четвертой ступени, в сопоставлении с расчетными данными, полученными с помощью задачи CFX.

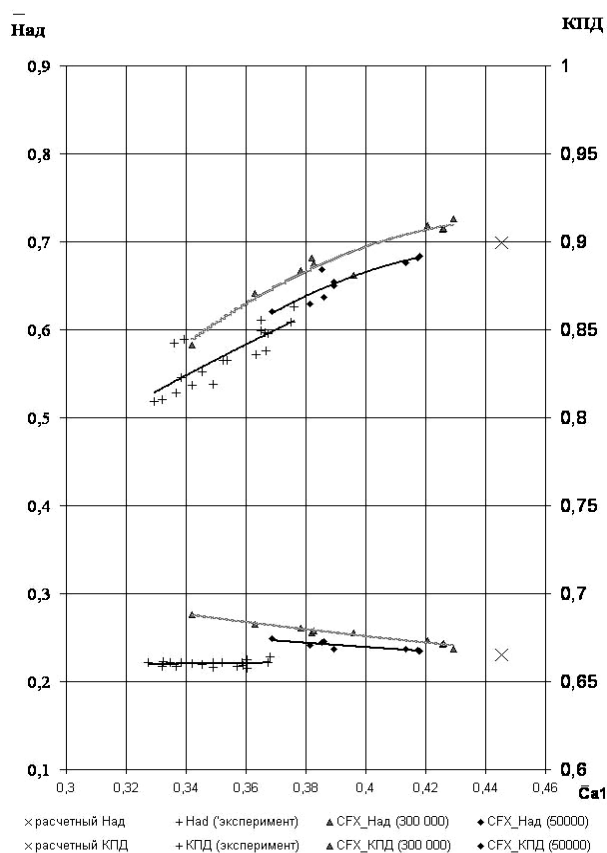


Рис. 3. Газодинамическая характеристика второй ступени компрессора

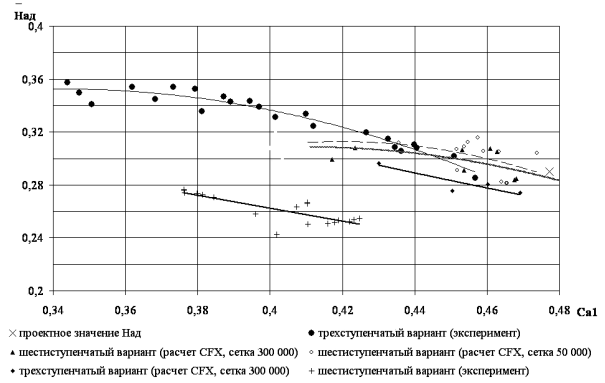


Рис. 4. Газодинамическая характеристика четвертой ступени компрессора

Радиальные эпюры температур и давлений по ступеням шестиступенчатого компрессора на режиме, близком к номинальному, представлены на рис. 5, 6 в сопоставлении с данными расчета на точной сетке.

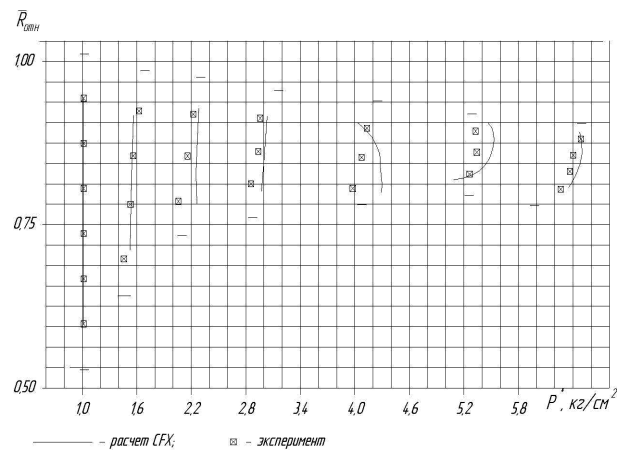


Рис. 5. Эпюры полных давлений по ступеням компрессора

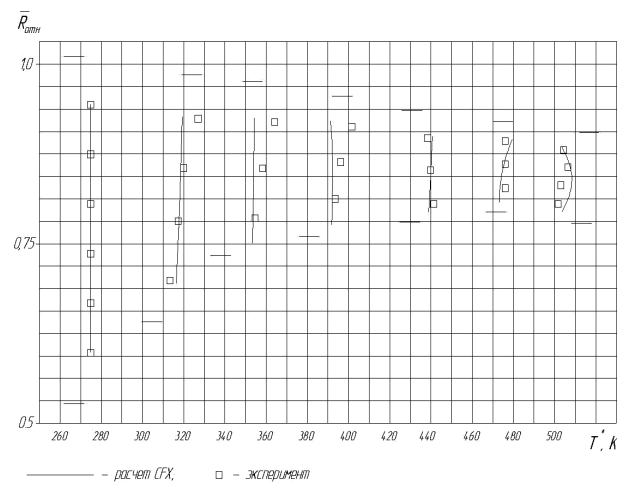


Рис. 6. Эпюры полных температур по ступеням компрессора

На рис. 7 показаны векторы скоростей в межлопаточном канале РК и НА четвертой ступени. Из результатов расчетов следует, что недополучение напора в эксперименте связано с изменением расчетной величины угла атаки на входе в венец в концевых областях из-за неравномерности радиальных эпюр $P_1^*(R)$, $T_1^*(R)$, и уменьшением коэффициента напора с соответствующим увеличением угла отставания в этих областях $\delta = \beta_{2f} - \beta_2$.

Зависимость угла отставания в решетке 4 РК от угла атаки по высоте представлена на рис. 8 в сравнении с расчетными данными, полученными на точной сетке.

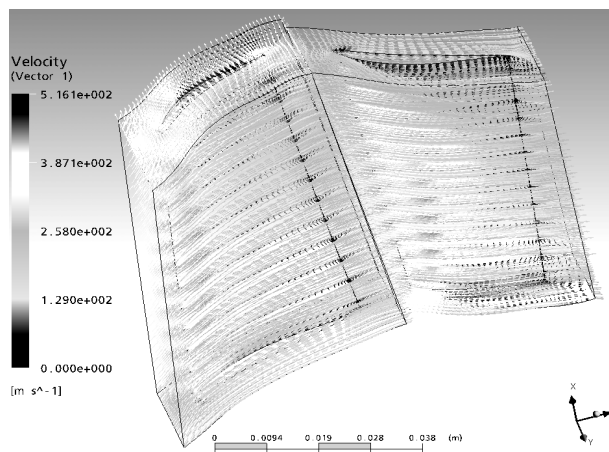


Рис. 7. Визуализация течения в межлопаточном канале четвертой ступени

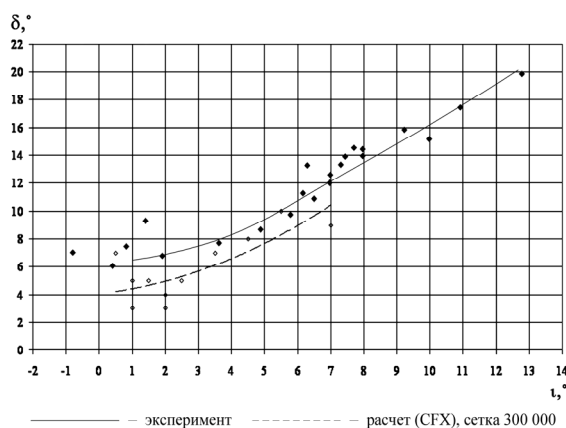


Рис. 8. Зависимость угла отставания от угла атаки в решетке 4 РК по высоте лопатки

Втулочные сечения при испытаниях, как следует из рис. 8, работают с повышенными углами атаки, в

области, в которой углы отставания зависят от углов атаки.

Отличие экспериментальных данных от результатов расчета указывает на влияние повышенных радиальных зазоров по рабочим и поворотным направляющим лопаткам на коэффициент напора и потери в ступени. Потеря КПД для второй ступени $\Delta\eta$ составляет $1,9 \pm 2,5\%$. Эффективным методом уменьшения $\Delta\eta$ является минимизация радиального зазора по рабочим лопаткам путем доработки корпуса компрессора постановкой вставок, по поворотным направляющим лопаткам путем фиксации их в определенном угловом положении, соответствующем максимуму КПД.

3.2. Анализ угла атаки и угла отставания. По результатам экспериментальных исследований получены данные для угла отставания и угла атаки. На рис. 9, 10 представлены обобщающие экспериментальные данные для параметров n и m по зависимостям: $n = \frac{i - i_0}{\theta}$ и $m = \frac{\delta - \delta_0}{\theta}$ для трех последних ступеней компрессора, спроектированных по специальной методике при равномерной эпюре давления на входе в четвертую ступень.

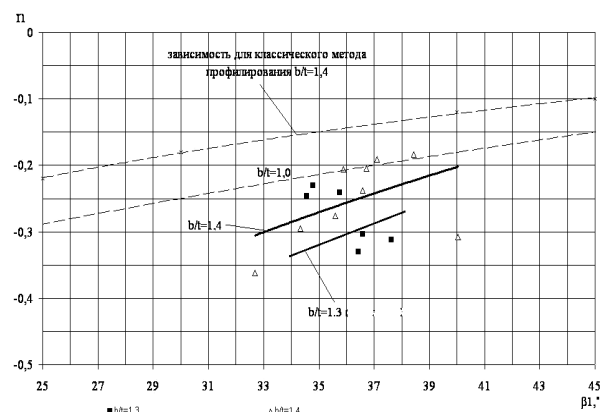


Рис. 9. Зависимость коэффициента n от густоты решетки и угла входа потока

Ранее аналогичные зависимости для угла отставания и угла атаки были получены для компрессора стационарной установки, несколько ступеней которого были спроектированы по методу специального

профилирования [3]. Эти данные представляют собой обобщение экспериментальных исследований для решеток профилей, полученных по специальной методике, и могут быть использованы при решении прямой задачи аэродинамики для компрессорных решеток.

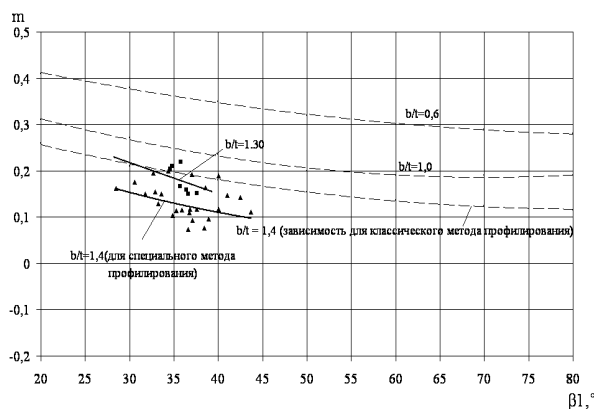


Рис. 10. Зависимость коэффициента m от густоты решетки и угла входа потока

Заключение

Выполнены расчеты трехмерного турбулентного течения в шестиступенчатом высоконапорном компрессоре. Выбранная расчетная модель, граничные условия позволяют получить численное решение, соответствующее реальной физической картине.

Варьировавшееся в расчетах количество элементов в расчетной области слабо влияет на величину коэффициента напора и более сильно влияет на величину потерь в венце.

Отличие экспериментальных данных от результатов расчета указывает на влияние повышенных радиальных зазоров по рабочим и поворотным направляющим лопаткам на коэффициент напора и потери в ступени.

По результатам экспериментальных исследований получены данные для угла отставания и угла атаки в виде коэффициентов m и n .

Для более полного анализа требуется дальнейшее накопление экспериментальных данных. Далее предполагается собрать компрессор в составе шести ступеней и провести повторные испытания по снятию характеристик компрессора, минимизировав влияние радиального зазора на характеристики ступеней.

Литература

1. Холщевников К.В., Емин О.Н., Митрохин В.Т. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. — М.: Машиностроение, 1986. — 436 с.
2. Шаровский М.А., Ивченко А.В., Шелковский М.Ю. Расчетный и экспериментальный анализ характеристик ступеней компрессора, спроектированных методом специального профилирования // Вестник двигателестроения. — Запорожье: ОАО “Мотор Сич”. — 2006. — № 3. — С. 26-31.
3. Шаровский М.А., Токарева Е.А., Шелковский М.Ю. Характеристики компрессора со специальным профилированием лопаточных венцов // Вестник двигателестроения. — Запорожье: ОАО “Мотор Сич”. — 2007. — № 3. — С. 56-61.
4. Кампсти Н. Аэродинамика компрессоров: Пер. с англ. — М.: Мир, 2000. — 688 с.

Поступила в редакцию 20.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. С.И. Сербин, Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев.