

И. А. Кривошеев, А. Ю. Чечулин, Ю. А. Хохлова

ВЫБОР МОДЕЛИ ТУРБУЛЕНТНОСТИ ПРИ РАСЧЕТЕ ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ГТД С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА ANSYS CFX

Проведено исследование погрешности расчета гидравлических потерь (в проточной части авиационной вспомогательной силовой установки ВСУ ТА-6А) с использованием программного комплекса ANSYS CFX в сравнении с экспериментальными данными. На основе сравнения с экспериментальными данными обоснован выбор $k - \epsilon$ модели турбулентности. *Авиационные двигатели; газодинамическое моделирование; современные программные комплексы; гидравлические сопротивления*

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время в двигателестроении наряду с натурными исследованиями широко применяются численные эксперименты с использованием современных CAD/CAM/CAE-систем. CAE-системы представляют собой обширный класс программных комплексов, каждый из которых позволяет решать определенную расчетную задачу или группу задач, начиная от расчетов на прочность, анализа и моделирования тепловых процессов до расчетов гидравлических систем и машин, процессов литья. При создании современных авиационных двигателей становится невозможно проводить расчеты без применения программных комплексов для трехмерного газодинамического моделирования, например, таких как ANSYS CFX. При таком подходе крайне важным становится анализ степени адекватности результатов моделирования, так называемая «валидация».

Задача данного исследования – верификация результатов расчета системы отбора воздуха (в проточной части авиационной вспомогательной силовой установки ВСУ ТА-6А), проведенных в программном комплексе ANSYS CFX, с результатами, полученными эмпирически в ходе испытаний двигателя, а также проверка возможности и диапазона применимости развитого подхода численного моделирования для оценки гидравлических потерь проточной части ГТД.

В качестве критерия, по которому оценивается точность расчета в ANSYS CFX, был выбран параметр σ – коэффициент гидравлических потерь (равный отношению полных давлений на выходе и входе модели), являющийся наиболее важной характеристикой потока, проходящего через систему трубопроводов. Существующие

методы расчета гидравлических сопротивлений [1] широко используются на практике, но, как и все теоретические расчеты, имеют погрешность. Поэтому разработка новых подходов, таких как численное моделирование процессов и явлений, для сведения к минимуму такой погрешности, в настоящее время является перспективным направлением развития расчетов.

В программном комплексе ANSYS CFX проведены расчеты гидравлического сопротивления системы отбора сжатого воздуха за компрессором вспомогательного газотурбинного двигателя ТА-6А [2]. Расчеты сверялись с экспериментальными данными [3], полученными при снятии нагрузочной характеристики на приведенной частоте вращения 99%, когда заслонка регулятора отбираемого воздуха во всех точках характеристики полностью открыта, а система перепуска при этом закрыта [1]. При этом вид нагрузочной характеристики и ее уровень подтвержден статистической выборкой большого объема испытаний $n = 320$ изделий.

1. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Рассматриваемая модель представляет собой канал для отбора воздуха за компрессором изделия на нужды потребителя (см. рис.1). Схема расчетной модели приведена на рис. 2. Модель представляет собой систему трубопроводов, с мерным соплом Вентури и регулировочным элементом, служащим для регулирования отбираемого воздуха, канал для возможного перепуска воздуха в данном случае закрыт, и на расчетной схеме модели не отображается. На данной геометрической модели построена тетраэдрическая конечно-элементная сетка, состоящая из 4 500 000 элементов с призматическим пограничным слоем и с уменьшением размеров элемента в области стенок и регулировочного элемента для получения более качественной

картины течения, сеточная модель приведена на рис. 3. На вход модели подается сжатый воздух, отбираемый за компрессором с давлением P_k^* , температурой T_k^* , на выходе имеем давление $P_{отб}^*$ [3].

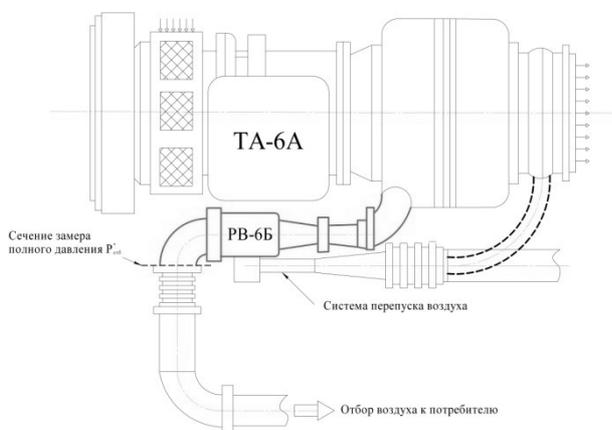


Рис. 1. Общий вид объекта моделирования в составе системы двигатель – расходомерная система

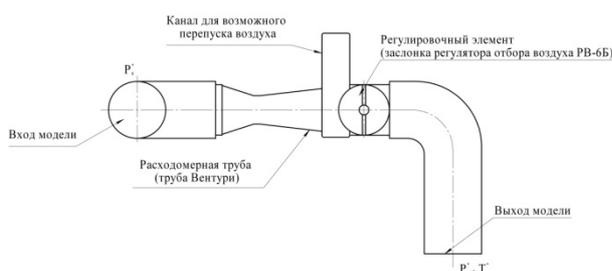


Рис. 2. Схема расчетной модели

В ходе экспериментального исследования по замеренным точкам получена ветка нагрузочной характеристики изделия, представленная на рис. 4, она соответствует режиму работы изделия $n_{пр} = 99\%$. Датчики замера полного давления располагаются непосредственно на входе и выходе из рассматриваемой модели. Осреднение значений полного давления на выходе $P_{отб}^*$, замеренных в ходе эксперимента 4 насадками, производится непосредственно в измерительной линии. Температура замеряется на выходе модели и предполагается постоянной вдоль тракта от входа до выхода. Экспериментальная характеристика получена в ходе многократных измерений величин, в результате чего относительная погрешность замеренных параметров не превышает 1%.

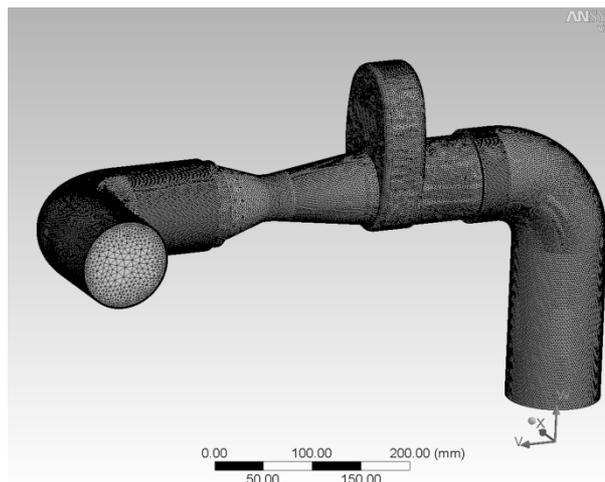


Рис. 3. Сеточная модель

Давление отбираемого воздуха из-за компрессора существенно не изменяется, но при «запирании» узкого сечения мерного сопла происходит резкое увеличение потерь полного давления.

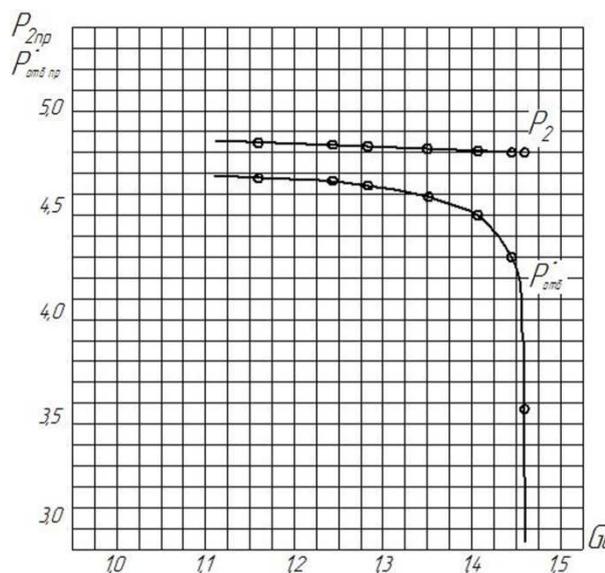


Рис. 4. Нагрузочная характеристика

2. ВЫБОР МОДЕЛИ ТУРБУЛЕНТНОСТИ

В программном комплексе ANSYS CFX имеется возможность проводить расчеты по разным моделям турбулентности, в зависимости от типа поставленной задачи. Модель турбулентности $k - \epsilon$, использующая уравнения переноса кинетической энергии турбулентности (k) и скорости ее диссипации (ϵ), применяется и дает неплохие результаты в большинстве расчетов. Для первого варианта расчета выбрана именно эта модель турбулентности, так как именно она дает хорошую сходимость результатов в большинстве описанных случаев [4].

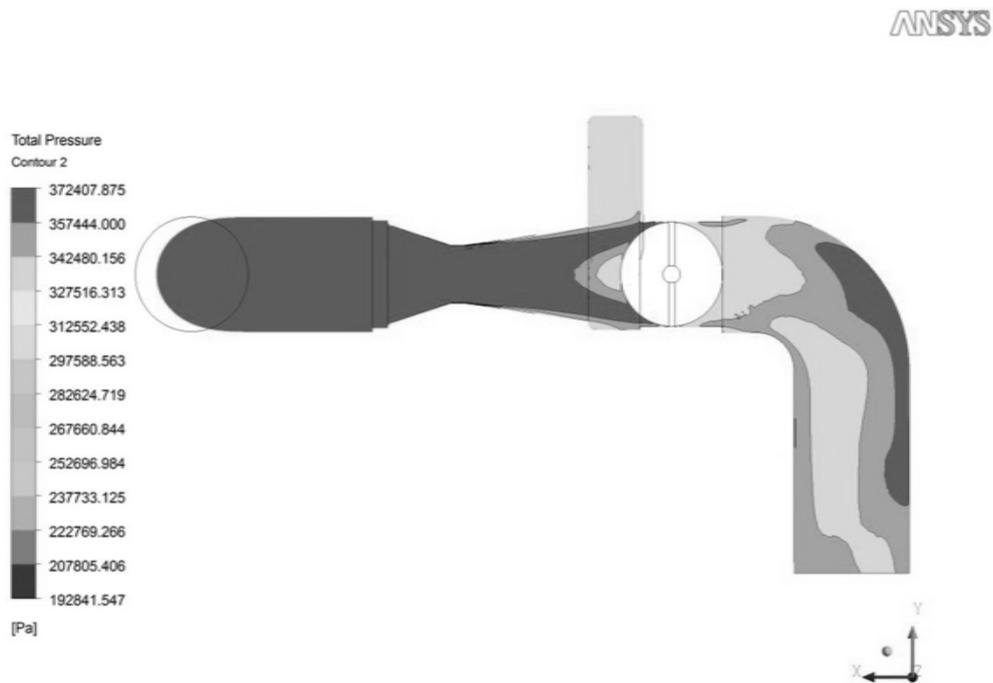


Рис. 5. Распределение давления (модель турбулентности $k - \epsilon$)

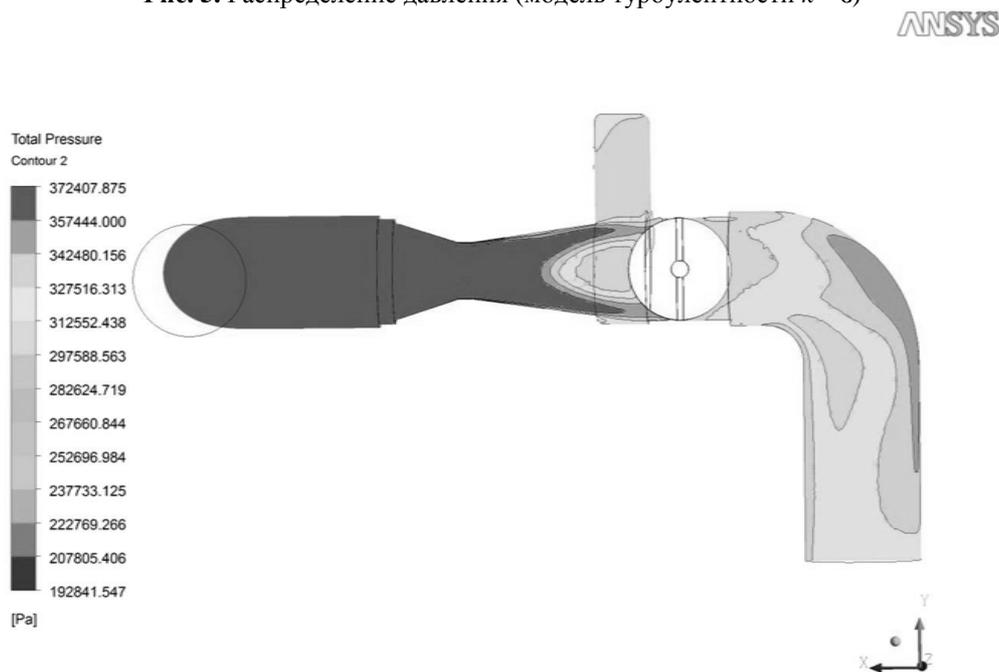


Рис. 6. Распределение давления (модель турбулентности SST)

Модель турбулентности $k - \omega$ решает два уравнения переноса – одно для турбулентной кинетической энергии k , второе для частоты турбулентных пульсаций ω . Наибольший недостаток этой модели – сильная чувствительность к граничным условиям свободного потока. Для получения корректного решения требует большого количества ячеек в пристеночных слоях [4].

Модель турбулентности SST (Shear Stress Transport) – одна из разновидностей моделей

турбулентности $k - \omega$. Модель турбулентности SST – это модель переноса касательных напряжений, применяется, когда требуется хорошее решение в пристеночном слое. Она комбинирует преимущества базовых моделей $k - \omega$ и $k - \epsilon$, но, также как и модель $k - \omega$, предъявляет высокие требования к разрешению сетки вблизи стенок [4]. Второй вариант расчета выполнен с использованием модели турбулентности SST. Модель теплопереноса в обоих расчетных случаях – Total Energy.

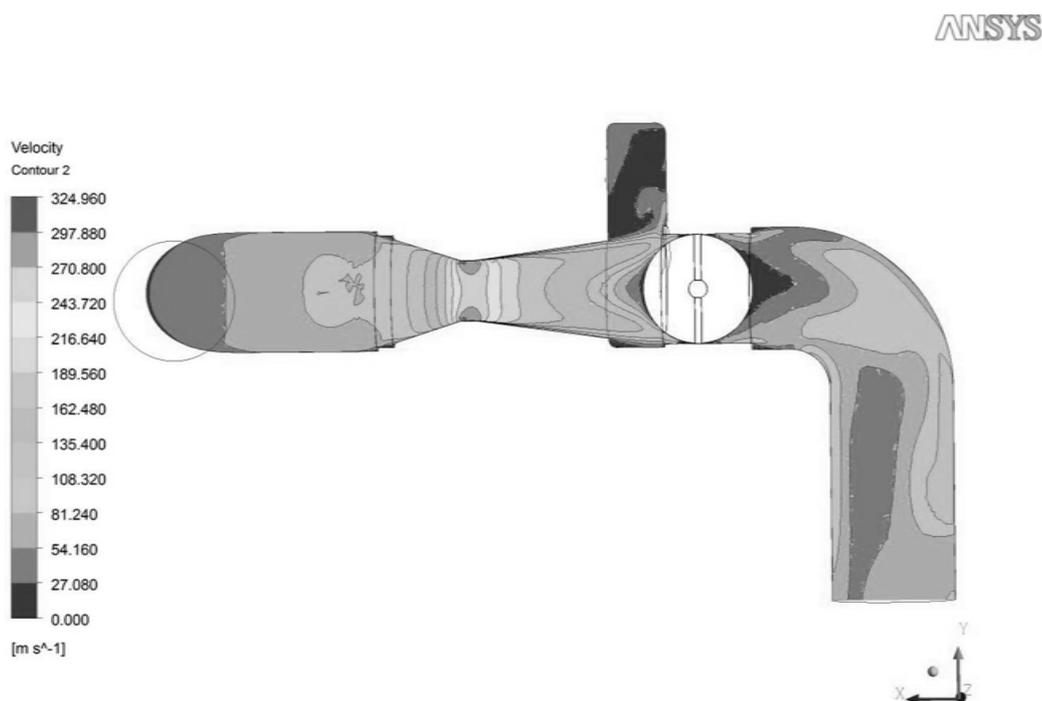
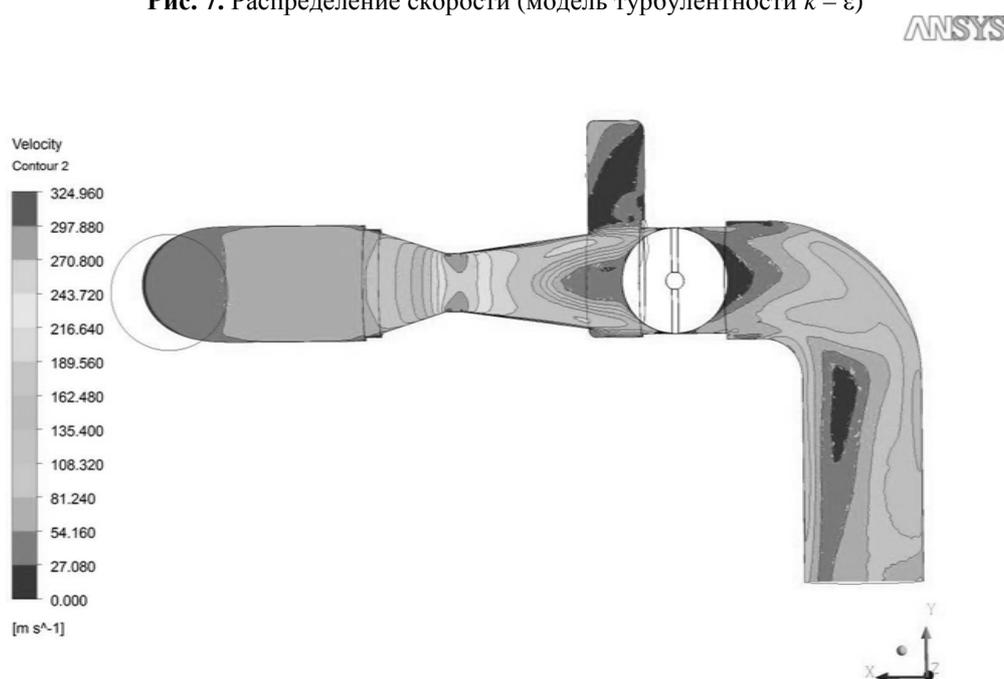
Рис. 7. Распределение скорости (модель турбулентности $k - \epsilon$)

Рис. 8. Распределение скорости (модель турбулентности SST)

Второй вариант расчета выполнен с использованием модели турбулентности SST. Модель теплопереноса в обоих расчетных случаях – Total Energy.

3. РАСЧЕТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

В соответствии с экспериментальными данными проведен расчет 6 точек нагрузочной характеристики, в которых проводился замер параметров. На рис. 5–8 приведены картины распределения полного давления (избыточного)

и модулей скоростей для вариантов расчета по разным моделям турбулентности. Рис. 5–8 выполнены для проектной точки №4 (см. таблицу и рис. 10), которая соответствует основному рабочему режиму работы двигателя ($G_{отб} = 1,35$ кг/с, $P_{отб}^* = 4,82$ атм.).

Картина течения потока воздуха изображена на рис. 9. Из представленных рисунков видно, что основная доля потерь полного давления приходится на внезапное расширение модели на входе в канал для перепуска воздуха.

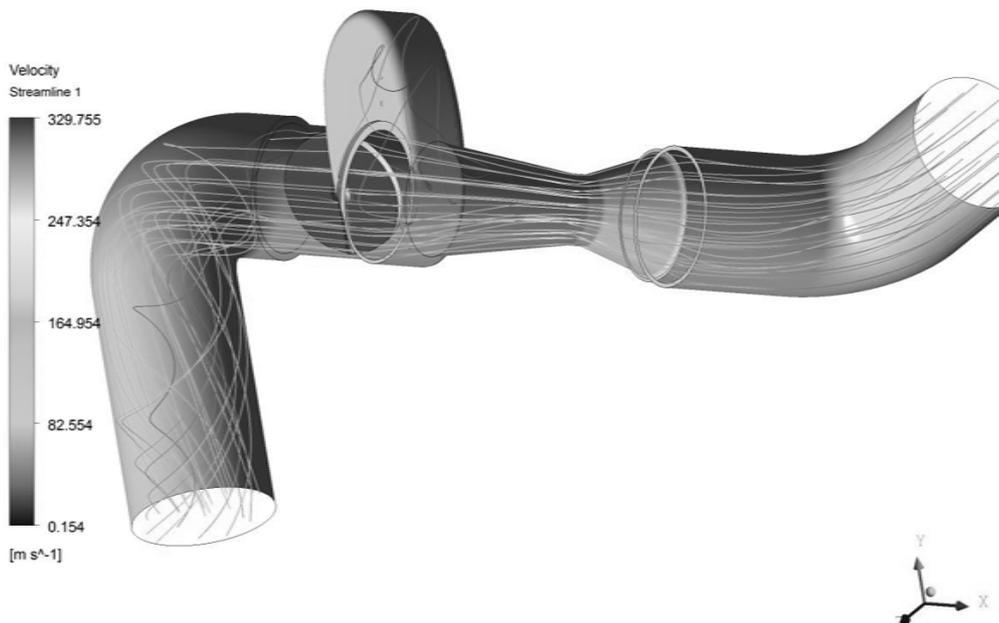


Рис. 9. Картина течения

При расчете с использованием модели турбулентности $k - \epsilon$ наблюдалась лучшая сходимость решения, и потребовалось меньше машинного времени для реализации этого расчета. Модель турбулентности SST для достижения удовлетворительной сходимости (порядка 10^{-4}) потребовала значительно большего времени расчета.

4. РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

Результаты проведенных расчетов для шести контрольных точек приведены в таблице, в которой отображены рассчитанные гидравлические потери для проведенных численных расчетов ($\sigma_{расч} (k-\epsilon)$ и $\sigma_{расч} (SST)$ соответственно для двух рассмотренных моделей турбулентности) и, соответственно, погрешность по сравнению с экспериментальными данными в данных контрольных точках. Осреднение параметров в сечениях на входе и выходе, полученных по результатам расчета, производится по расходу воздуха. Используемый параметр коэффициента гидравлических потерь σ рассчитывается как отношение полных давлений на выходе и входе модели:

$$\sigma = P_{отб}^* / P_2^*$$

Для наглядности экспериментальная кривая нагрузочной характеристики изделия и ветки, рассчитанные при моделировании, приведены на рис. 10.

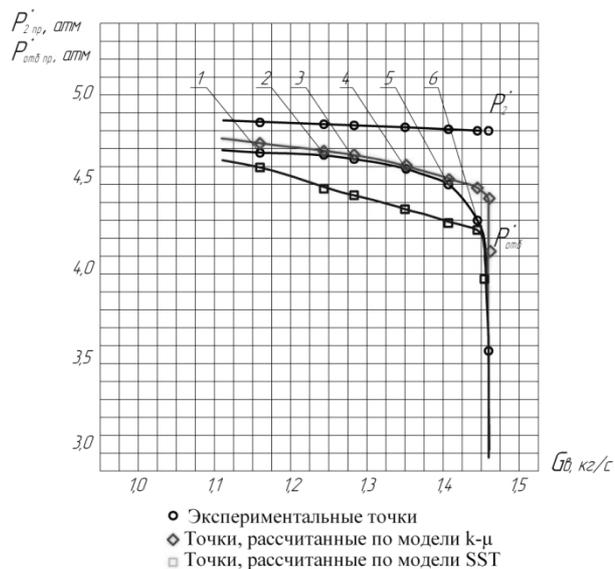


Рис. 10. Расчетные и экспериментальные кривые

Проведенные расчеты показали, что при использовании модели турбулентности $k - \epsilon$, гидравлические сопротивления несколько ниже экспериментальных, в целом же хорошо согласуются с ними, кроме вертикального участка рассматриваемой характеристики, где, вероятно из-за достижения критического течения в горле расходомерной трубы, меняется структура пристеночного слоя. Расчет по модели турбулентности SST, напротив, дал завышенные гидравлические сопротивления, также погрешность значительно выше, чем в первом варианте.

Результаты исследования

№	Экспериментальные данные [3]				Расчетные данные			
	Расход воздуха, G , кг/с	Давление на входе, $P^*_к$, атм	Давление на выходе, $P^*_{отб}$, атм	$\sigma_{\text{экс}}$	$\sigma_{\text{расч}}$ ($k - \epsilon$)	Погрешность, $\delta_{k-\epsilon}$, %	$\sigma_{\text{расч}}$ (SST)	Погрешность, δ_{SST} , %
1	1,158	4,86	4,68	0,9637	0,9724	-0,902	0,9446	1,986
2	1,24	4,83	4,649	0,9625	0,9652	-0,277	0,9259	3,805
3	1,283	4,826	4,617	0,9565	0,9608	-0,446	0,9196	3,861
4	1,35	4,82	4,56	0,946	0,952	-0,628	0,9033	4,519
5	1,407	4,8	4,5	0,9375	0,941	-0,3733	0,8945	4,587
6	1,443	4,8	4,309	0,8977	0,9327	-3,898	0,8872	1,17

Во втором варианте проведенного расчета возможно повысить точность и, соответственно, уменьшить погрешность по сравнению с экспериментом, путем большего измельчения сетки, создания дополнительных призматических слоев у стенок. Но, учитывая достаточно хорошую сходимость полученных результатов при расчете с использованием модели турбулентности $k - \epsilon$, даже учитывая возможную погрешность, полученную в ходе эксперимента, расчет с увеличенным количеством элементов сетки не проводился.

ВЫВОДЫ

Проведено изучение возможностей реализации расчетов в программном комплексе ANSYS для расчета гидравлических сопротивлений в диапазоне расхода воздуха G от 1,15 кг/с до 1,5 кг/с, при приведенных скоростях λ в горле трубы Вентури от 0,605 до 1,0. В указанных диапазонах погрешность расчета гидравлических потерь составила не более 5% во всех вариантах расчета. Учитывая, что погрешность возрастает при достижении звуковой скорости в горле, рекомендуется использовать разработанный подход до скоростей на входе $\lambda = 0,205$ (что соответствует приведенным скоростям в узком сечении трубы Вентури до 0,982), так как при этом при использовании модели турбулентности $k - \epsilon$ погрешность расчета не превышает 1%.

Проведенные расчеты по рассмотренным моделям и сопоставление их с экспериментальными данными показали, что рассматриваемый подход, с погрешностью, приемлемой для практического проектирования, может быть использован для прогнозирования гидравлических со-

противлений типовых изделий предприятия в диапазоне скоростей, не превышающих скорости звука. Применение данного программного продукта для проведения аналогичных расчетов вполне приемлемо при проектировании новых изделий, разрабатываемых предприятием.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Идельчик И. Е.** Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Под ред. М. О. Штейнберга. М. Машиностроение, 1992. 672 с.
2. Авиационные газотурбинные вспомогательные силовые установки / А. М. Поляков [и др.]. М.: Машиностроение, 1978. 200 с.
3. Технический отчет № 39/528 предприятия ФГУП УАП «Гидравлика» по исследованию изделия ТА-6А № 7426А266, возвращенного из эксплуатации по дефекту «разрушение турбины». Уфа, 1979. 27 с.
4. Электронный журнал для пользователей САЕ-системой ANSYS [Электронный ресурс] / 1995-2010 (<http://www.ansysolutions.ru>)

ОБ АВТОРАХ

Кривошеев Игорь Александрович, декан факультета авиац. двигателей, проф. каф. авиац. двигателей. Дипл. инж.-мех. по авиац. двигателям. (УАИ, 1976). Д-р техн. наук по тепл. двиг., электроракетн. двиг. и энергоустановкам ЛА (УГАТУ, 2010). Иссл. в обл. автоматиз. проектирования авиац. двигателей.

Чечулин Анатолий Юрьевич, нач. КО мало-размерных ГТД ФГУП «УАП «Гидравлика». Дипл. инж.-мех. (УАИ, 1976). Канд. техн. наук по тепл. двиг. (МНПО «Союз», 1989). Иссл. в обл. систем упр. авиац. двигателями.

Хохлова Юлия Андреевна, асп. каф. авиац. двиг. Дипл. инж. по авиац. двигателям и энергоустановкам (УГАТУ, 2010). Иссл. в обл. проектирования лопаточных машин.