

DOI: 10.15593/2224-9982/2017.49.04

УДК 629.735.03-133

Н.Ю. Самохвалов¹, В.Т. Хайрулин¹, А.С. Тихонов^{1,2}

¹ АО «ОДК-Авиадвигатель», Пермь, Россия

² Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Пермь, Россия

ВЕРИФИКАЦИЯ РАСЧЕТНЫХ ТРЕХМЕРНЫХ МОДЕЛЕЙ ОБРАЗОВАНИЯ ВТОРИЧНЫХ ВИХРЕВЫХ ТЕЧЕНИЙ В МЕЖЛОПАТОЧНЫХ КАНАЛАХ ТУРБИН ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ПО ДАННЫМ ИСПЫТАНИЙ ТЕСТОВОГО ПРОФИЛЯ T106

Выполнена верификация расчетных трехмерных моделей образования вторичных вихревых течений в межлопаточных каналах турбин газотурбинных двигателей (ГТД), реализованных в программном продукте ANSYS CFX, по экспериментальным данным, полученным по результатам продувок тестовой решетки высоконагруженных профилей T106 в Университете вооруженных сил Германии в Мюнхене на установке испытания плоских решеток лопаток турбин. Проведен анализ влияния параметров сеточной модели (Y_+ , размерность сетки) и моделей турбулентности на точность моделирования завихренности, а также оценки потерь полного давления и газового угла на выходе из решетки лопаток. При использовании стационарной постановки и RANS-подхода в ANSYS CFX наблюдается хорошее совпадение данных численного моделирования и эксперимента в части характера распределений и оценки угла закрутки потока на выходе из решетки. При этом имеется завышение суммарных потерь полного давления в решетке. Представлены рекомендации к выбору параметров сетки и моделей турбулентности при анализе вторичных течений и оценке потерь полного давления в лопаточных решетках турбин ГТД.

Ключевые слова: турбина, профиль лопатки T106, численное моделирование, вторичные течения, модели турбулентности, сеточная модель.

N.Yu. Samokhvalov¹, V.T. Khairulin¹, A.S. Tikhonov^{1,2}

¹ ODK-Aviadvigatel JSC, Perm, Russian Federation

² Perm National Research Polytechnic University, Perm, Russian Federation

VERIFICATION OF COMPUTATIONAL 3D MODELS OF SECONDARY FLOWS FORMATION THROUGH GAS TURBINE AIRFOIL PASSAGES BASED ON T106 PROFILE TEST

Verification was performed for computational 3D models of secondary flows formation through gas turbine airfoil passages using ANSYS CFX based on experimental data obtained by flowing high-loaded T106 cascades tested in University of Federal Armed Forces (Munich) on a test rig designed for flat turbine cascades. Analysis was performed to study the effect of computational grid parameters (Y_+ , mesh size) and turbulent models on turbulence modeling accuracy as well as to estimate total pressure losses and cascade exit gas angles. For steady-state RANS modeling, good agreement was observed between computational modeling data and experiment results in terms of profile nature and estimation of flow swirl angle at the cascades exit. However, total pressure net losses through the cascades were found overestimated. Recommendations were presented for identification of mesh and turbulent model parameters used in secondary flow analysis and estimation of total pressure losses through gas turbine engine cascades.

Keywords: turbine, T106 airfoil profiles, numerical simulation, secondary flows, turbulent models, computational grid.

Введение

Важным резервом для повышения эффективности турбин газотурбинных двигателей (ГТД) является снижение вторичных потерь в решетках лопаток, которые генерируются вторичными вихревыми течениями в пристеночных областях межлопаточных каналов (рис. 1).

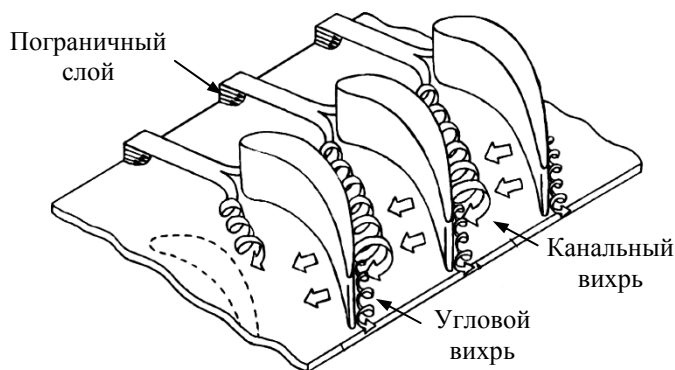


Рис. 1. Модель образования вторичных потоков в турбинной решетке, предложенная Лэнгстоном [1]

В турбинах высокого давления ГТД, вследствие относительно небольшого удлинения лопаток (отношение высоты к хорде профиля), вторичные потери могут достигать 50 % от суммарных потерь в решетках, поэтому их оптимизации в межлопаточных каналах газовых турбин уделяется особое внимание [2–4].

Для исследования вторичных вихревых течений в лопатках на сегодняшний день широко применяются CFD-методы (computational fluid dynamics), основанные на решении уравнений Навье–Стокса методом конечных объемов. К настоящему времени CFD-методы стали важным и неотъемлемым инструментом проектирования компонентов двигателя.

Наиболее известными подходами к решению задач газодинамики являются RANS (осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье–Стокса), LES (моделирование крупных вихрей) и DNS (прямое численное моделирование).

В инженерной практике зачастую применяется RANS-подход к моделированию течения в турбомашине. Особенность данного подхода заключается в том, что мгновенные параметры потока (скорость, давление, плотность) представляются как сумма средних и пульсационных составляющих [5]. Сами уравнения Навье–Стокса записываются для средних величин (уравнений Рейнольдса), а влияние пульсаций учитывается через источникные члены, связывающие тензор турбулентных напряжений с тензором осредненных скоростей деформации. Основным достоинством данного подхода являются меньшие, по сравнению с другими подходами (LES и DNS), требования к сеточной модели. Основной недостаток – более низкая точность решения. Исходя из этого для наиболее корректного моделирования вторичных вихревых структур важно подобрать правильное сочетание настроек как сеточной модели, так и моделей турбулентности.

На текущий момент имеется большое количество данных по идентификации численных моделей обтекания профиля лопатки по данным продувки профиля T106 [6–8], в особенности при низких числах Рейнольдса Re , однако фактически не идентифицированы модели формирования вторичных вихревых течений в пристеночных зонах.

Цель данной работы – выполнить верификацию расчетных трехмерных моделей образования вторичных вихревых течений в межлопаточных каналах турбин ГТД, основанных на RANS-подходе, по экспериментальным данным, полученным по результатам продувок тестовой решетки высоконагруженных профилей T106 в Университете вооруженных сил Германии в Мюнхене на установке испытания плоских решеток лопаток турбин [9].

Особенности профиля T106

Профиль T106 создан на базе среднего сечения лопатки неохлаждаемой турбины низкого давления (ТНД). Основные геометрические и термодинамические параметры решетки имеются в открытом доступе [10] и представлены в табл. 1 в соответствии с рис. 2.

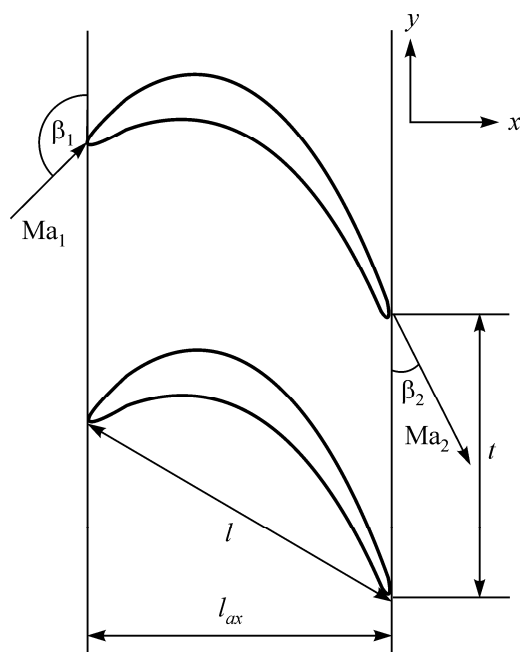


Рис. 2. Основные геометрические и термодинамические параметры решетки T106

Таблица 1

Основные геометрические и термодинамические параметры решетки T106

Параметр	Обозначение	Значение
Число Маха на выходе	Ma_2	0,59
Число Рейнольдса на выходе	Re_2	500 000
Газовый угол на входе	β_1	$127,7^\circ$
Газовый угол на выходе	β_2	$26,8^\circ$
Длина хорды	l	100 мм
Длина осевой хорды	l_{ax}	85,92 мм
Высота решетки	h	300 мм
Относительный шаг решетки	t/l	0,799

Постановка задачи

Сеточная и расчетная модель. Сеточная модель расчетной области, построенная с использованием программного продукта Autogrid фирмы Numesa, представлена на рис. 3. При построении уделялось особое внимание размерности сетки в областях пограничного слоя, следов за лопаткой, а также торцевых стенок, где формируется вторичная завихренность. Качество описания пристеночной области оценивалось по безразмерному расстоянию от стенки Y_+ [11]:

$$Y_+ = \frac{\rho \Delta y u_\tau}{\mu},$$

где ρ – плотность среды; Δy – высота первой ячейки; u_τ – скорость при сдвиге; μ – вязкость среды.

Численное моделирование проводилось с помощью трехмерной методики расчета, основанной на решении нестационарной системы осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье–Стокса методом конечных объемов с неявным алгоритмом интегрирования, в коммерческом пакете ANSYS CFX 16.2.

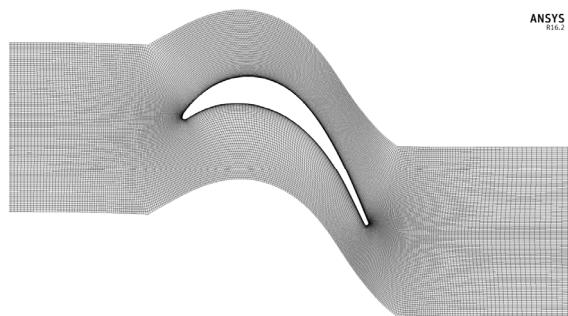


Рис. 3. Сеточная модель расчетной области

Расчетная область для численного моделирования представлена на рис. 4.

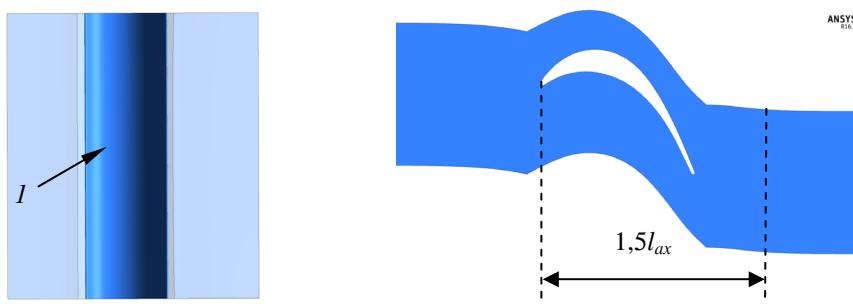


Рис. 4. Расчетная область для численного моделирования: *l* – профиль T106

Для оценки устойчивости и сходимости расчета отслеживались дисбалансы расхода воздуха в расчетной области, а также значения температуры и давления в ряде точек на поверхности лопатки. Сходимость расчета считалась достигнутой, когда устанавливались температуры и давления в контрольных точках, а максимальный дисбаланс сходил к значению не более 0,5 %.

Граничные условия. В качестве граничных условий для расчетной области задавались экспериментально определенные параметры [9], представленные в табл. 2:

- на входе – полное давление, полная температура, газовый угол, параметры турбулентности Tu (интенсивность Tu , измеренная термоанемометром, и масштаб диссипации L);
- на выходе – статическое давление.

Таблица 2

Граничные условия на входе и выходе из решетки T106

Параметр	Обозначение	Значение
Полное давление на входе	p_{t1}	47 540 Н/м ²
Полная температура на входе	T_{t1}	312,9 К
Газовый угол на входе	β_1	127,7°
Интенсивность Tu на входе	Tu_1	5,8 %
Масштаб диссипации на входе	L_1	2 мм
Статическое давление на выходе	p_2	37 930 Н/м ²

На входе в расчетную область также учитывался профиль пограничного слоя у торцевой стенки (рис. 5), экспериментально определенный путем траверсирования потока по высоте канала.

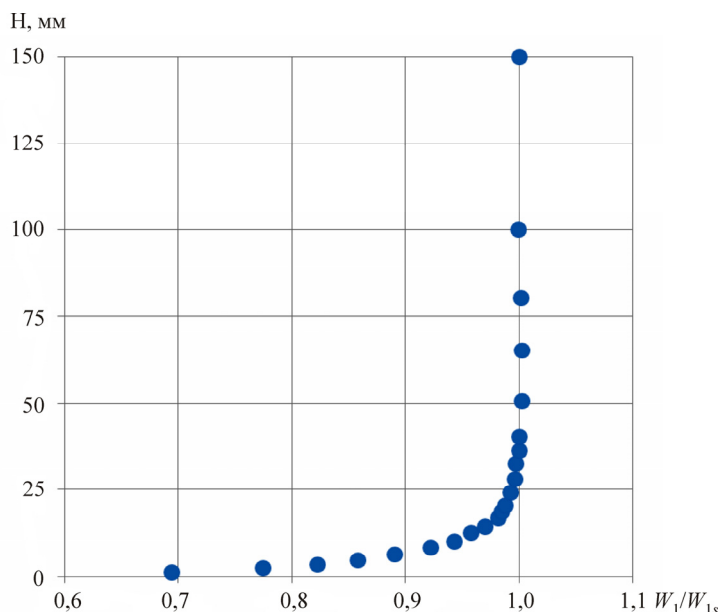


Рис. 5. Профиль пограничного слоя на входе в решетку T106:
 W_1/W_{1s} – отношение скоростей в характерном сечении
 к скорости, осредненной по расходу

Варианты для численного моделирования. Верификация расчетных трехмерных моделей образования вторичных вихревых течений в межлопаточных каналах осуществлялась в три этапа:

1. Анализ моделей турбулентности (MT): BSL, BSL EARSМ, $k-\epsilon$, $k-\epsilon$ RNG, $k-\omega$, SST, SST GTM, BSL GTM. Общее описание моделей турбулентности представлено в работе [12]. Все расчеты выполнялись при одинаковых условиях с использованием сеточной модели размерностью 15 млн элементов, 15,6 млн узлов и $Y_+ = 1,0$.

2. Анализ Y_+ : $Y_+ = 0,1; 0,5; 1,0; 5,0; 10,0; 15,0$. Все расчеты выполнялись на схожей катупу 1 по размерности сеточной модели с использованием модели турбулентности BSL.

3. Анализ размерности сеточной модели (млн элементов): 2,0; 8,0; 15,0; 45,0. Все расчеты выполнялись с использованием модели турбулентности BSL и сетки с $Y_+ = 1,0$.

Для всех вариантов исследования проводилась оценка угла закрутки потока на выходе из лопатки, а также потерь полного давления ω :

$$\omega = \frac{p_{t1} p_{tm}}{p_{t1} p_2},$$

где p_{t1} – полное давление на входе; p_2 – статическое давление на выходе; p_{tm} – полное давление в характерном сечении.

Оценка параметров осуществлялась на расстоянии $1,5l_{ax}$ от входной кромки профиля (см. рис. 4).

Результаты численного моделирования

Распределение параметров по высоте решетки. Распределения потерь полного давления и угла закрутки потока на выходе из решетки по высоте канала, представленные на рис. 6, 7, показывают существенное влияние выбора модели турбулентности на качество моделирования вторичных вихревых течений. Графики в целом демонстрируют удовлетворительное как качественное, так и количественное совпадение значений переменных. Общим трендом для большинства MT является завышение профильных и вторичных потерь по всей высоте ка-

нала. При этом некоторые неточности в оценке пиковых значений потерь и угла закрутки в зоне вихря, возможно, связаны с малым количеством экспериментальных точек в этих областях.

Наилучшее совпадение распределений наблюдается для моделей турбулентности BSL и $k-\omega$, которые также хорошо предсказывают положение пика вторичного вихря. Наименее качественные распределения получены на МТ $k-\epsilon$ и SST, для которых характерно наличие дополнительных существенных потерь полного давления на высотах ≈ 18 и 29 мм канала соответственно и связанное с этим искажение угла закрутки потока. При этом МТ $k-\epsilon$, как и $k-\epsilon$ RNG, существенно завышает угол закрутки потока в среднем и корневом сечениях.

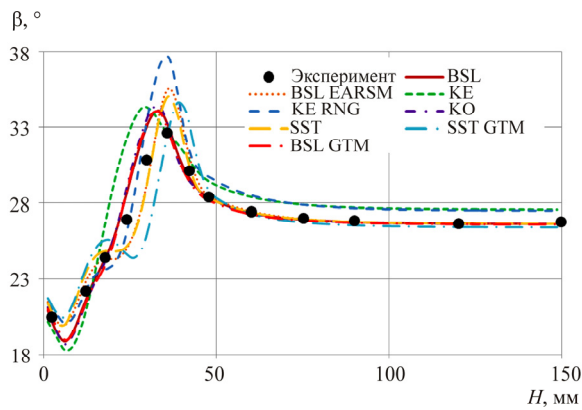


Рис. 6. Распределение угла закрутки потока на выходе из решетке по высоте канала в зависимости от модели турбулентности

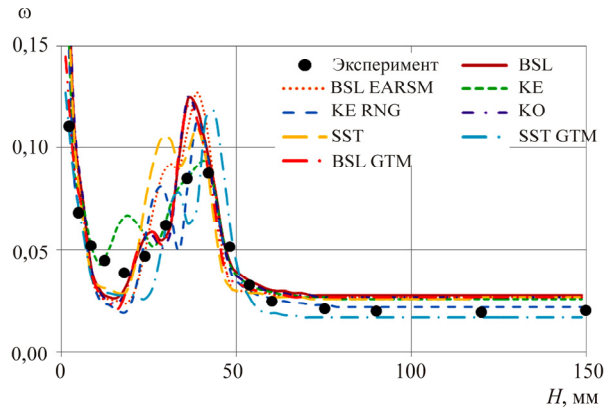


Рис. 7. Распределение потерь полного давления на выходе из решетке по высоте канала в зависимости от модели турбулентности

Влияние Y_+ на моделирование вторичных вихревых структур показано на рис. 8, 9. Из представленных графиков видно, что при $Y_+ \leq 1,0$ характер распределений остается неизменным. При увеличении $Y_+ > 1,0$ наблюдается рост погрешности по углу закрутки потока относительно экспериментальных данных, а также появление дополнительных потерь полного давления на высоте ≈ 24 мм решетки, что не характерно для эксперимента.

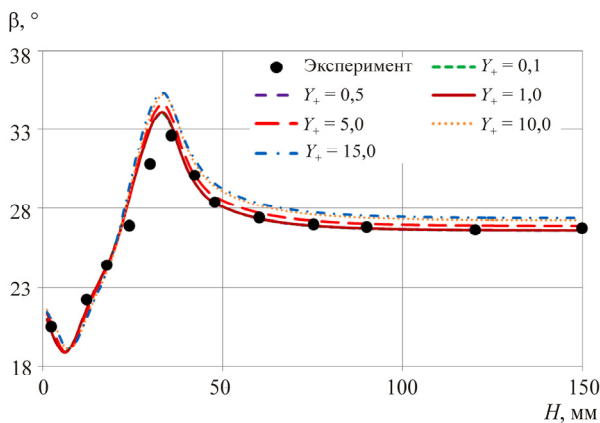


Рис. 8. Распределение угла закрутки потока на выходе из решетке по высоте канала в зависимости от Y_+

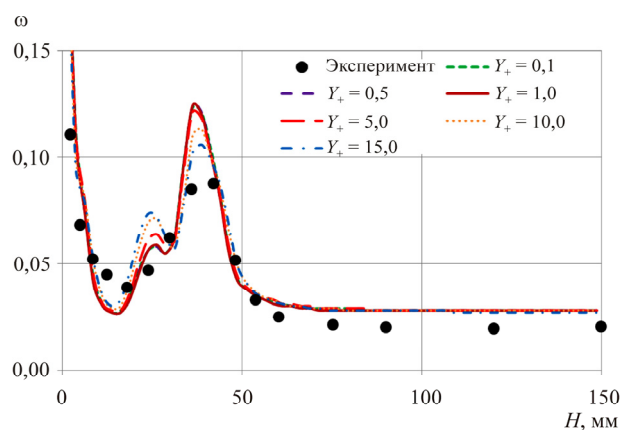


Рис. 9. Распределение потерь полного давления на выходе из решетке по высоте канала в зависимости от Y_+

Влияние размерности сеточной модели на точность описания вторичных вихревых структур показано на рис. 10, 11. Влияние увеличения размера сетки в диапазоне 8–45 млн элементов на распределение потерь и угла закрутки потока по высоте канала незначительное. Уменьшение размера сетки до 2 млн элементов, что соответствует среднему размеру ячейки в зоне вто-

ричного вихря более 2–3 мм, приводит к искажению поля параметров в зоне вторичного вихря, что, скорее всего, связано с существенным размытием завихренности более мелкого масштаба в канале при таком размере сетки.

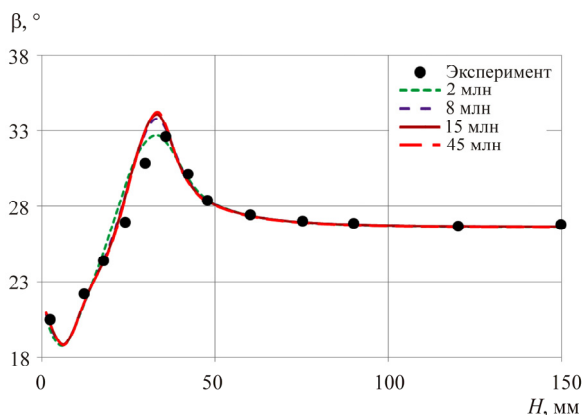


Рис. 10. Распределение угла закрутки потока на выходе из решетки по высоте канала в зависимости от размерности сеточной модели

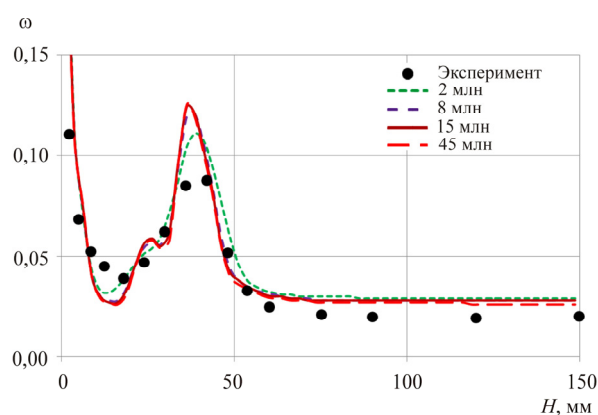


Рис. 11. Распределение потерь полного давления на выходе из решетки по высоте канала в зависимости от размерности сеточной модели

Распределения статического давления по профилю. На рис. 12–17 представлены распределения статического давления по профилю лопатки в корневом и периферийном сечениях в зависимости от МТ, Y_+ и размерности сеточной модели.

Из графиков на рис. 12, 13 видно, что для среднего сечения влияние МТ на распределение несущественное, за исключением МТ $k-\epsilon$ и $k-\epsilon$ RNG, которые показали равномерное смещение всей кривой в область более низких статических давлений. Для коревого сечения наилучшее совпадение наблюдается для МТ BSL и $k-\omega$, которые показывают более корректные значения скоростей потока в области спинки профиля. Для остальных МТ характерно либо завышение ($k-\epsilon$, $k-\epsilon$ RNG), либо занижение (BSL EARSM, SST, SST GTM, BSL GTM) скоростей на начальном участке разгона потока.

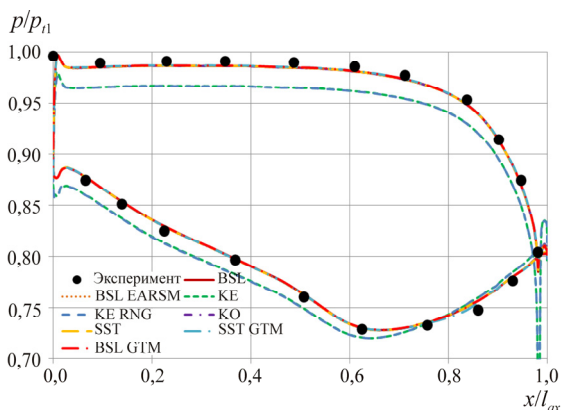


Рис. 12. Распределение статического давления по профилю лопатки в среднем сечении в зависимости от модели турбулентности

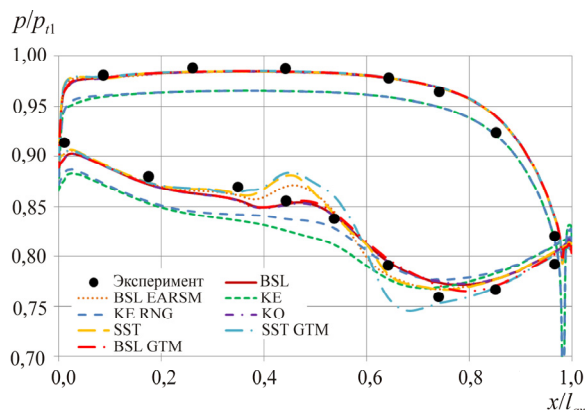


Рис. 13. Распределение статического давления по профилю лопатки в корневом сечении в зависимости от модели турбулентности

Влияние Y_+ на распределения статического давления по профилю лопатки, показанное на рис. 14, 15, аналогично выводам, сделанным ранее относительно распределений потерь и углов закрутки потока: наилучшее совпадение наблюдается при $Y_+ \leq 1,0$.

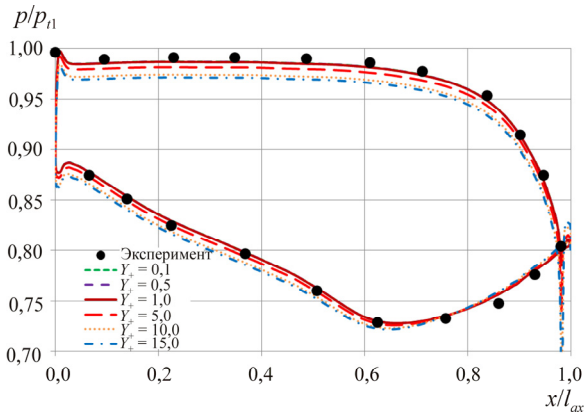


Рис. 14. Распределение статического давления по профилю лопатки в среднем сечении в зависимости от Y_+

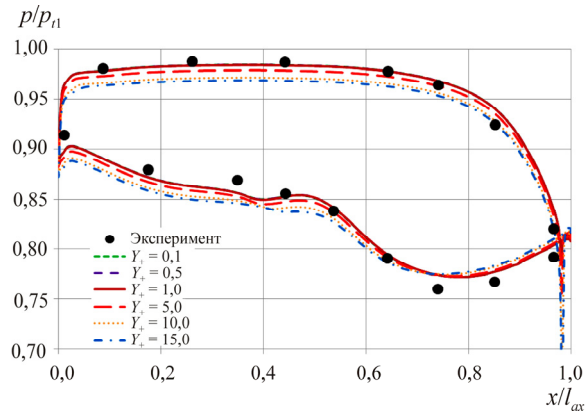


Рис. 15. Распределение статического давления по профилю лопатки в корневом сечении в зависимости от Y_+

Изменение размерности сеточной модели (см. рис. 16, 17) фактически не оказывает влияния на распределения статического давления.

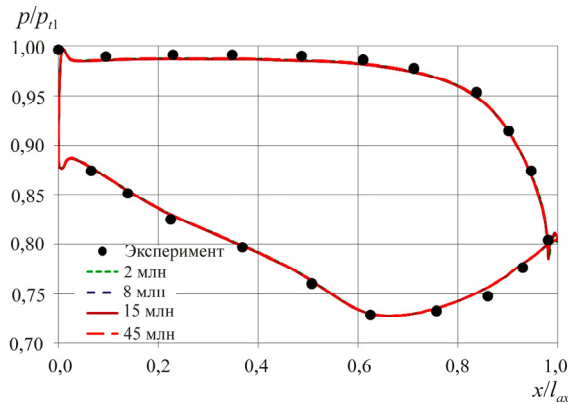


Рис. 16. Распределение статического давления по профилю лопатки в среднем сечении в зависимости от размерности сеточной модели

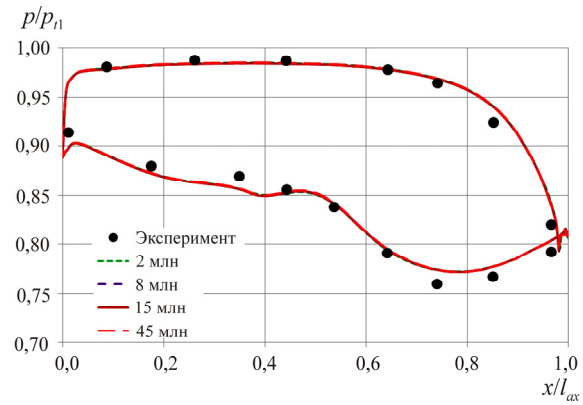


Рис. 17. Распределение статического давления по профилю лопатки в корневом сечении в зависимости от размерности сеточной модели

Контуры потерь полного давления. На рис. 18–20 представлены контуры потерь полного давления на выходе из решетки для эксперимента и численного моделирования при различных МТ, Y_+ и размерах сетки.

Эксперимент показывает характерное распределение потерь полного давления в канале с наличием трехмерного характера течения в области 0–75 мм высоты вследствие вторичной завихренности. Распределение потерь отражает наличие трех вихрей, отмеченных LC1–LC3 соответственно. Первое ядро LC1 возникает между линиями распада ветви подковообразного вихря со спинки и канального вихря. LC2 является канальным вихрем в решетке. Он образуется вследствие сворачивания пограничного слоя на торцевой стенке канала в вихревую структуру при движении от корыта к спинке лопатки из-за положительного градиента давления. Канальный вихрь индуцирует противовращающийся угловой вихрь в месте сопряжения торцевой стенки и спинки лопатки, образуя третье вихревое ядро LC3.

Как показывают контуры на рис. 18–20, численное моделирование достаточно хорошо описывает вихревую структуру в пристеночной зоне.

Анализ контуров потерь полного давления на выходе из решетки, представленный на рис. 18, показал, что модели турбулентности BSL и $k-\omega$ наиболее качественно предсказывают вихревую картину на выходе из решетки как в интенсивности, так и в положении в канале за лопаткой. Для MT BSL EARSМ и SST характерен более интенсивный и явно выраженный канальный вихрь LC2, тогда как в эксперименте потери в ядре LC2 менее значительные. MT SST GTM несколько занижает потери как в вихрях, так и в следе за лопаткой. MT BSL GTM качественно хорошо оценивает картину течения за решеткой лопаток, однако наблюдается некоторое занижение потерь в вихре LC2 и в особенности LC3.

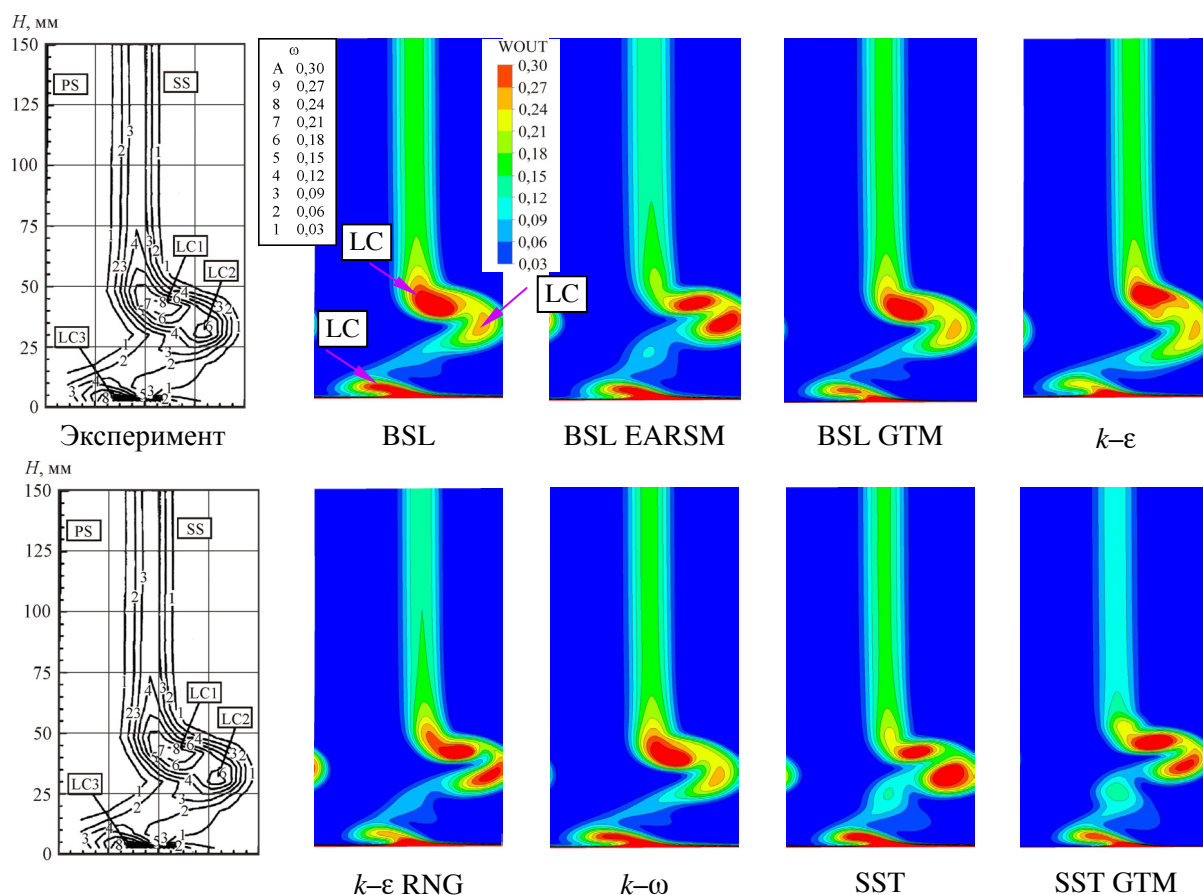


Рис. 18. Контурные потери полного давления на выходе из решетки для различных моделей турбулентностей

Как уже отмечалось ранее, влияние Y_+ на вторичные вихревые структуры (рис. 19) существенно при $Y_+ \leq 1,0$. При увеличении $Y_+ > 1,0$ наблюдается рост потерь полного давления в ядре LC2 и снижение в LC3. При $Y_+ = 10,0$ и $15,0$ происходит также объединение LC1 и LC2 с ростом потерь в зоне слияния.

Влияние размерности сеточной модели на картину завихренности (рис. 20) наблюдается явным образом при размерах сетки 2 млн элементов, где характерно размытие канального вихря LC2 и его поглощение вихрем LC1. Для наиболее густой сеточной модели 45 млн элементов также наблюдается изменение размеров вихря LC1 с некоторым расширением по высоте канала.

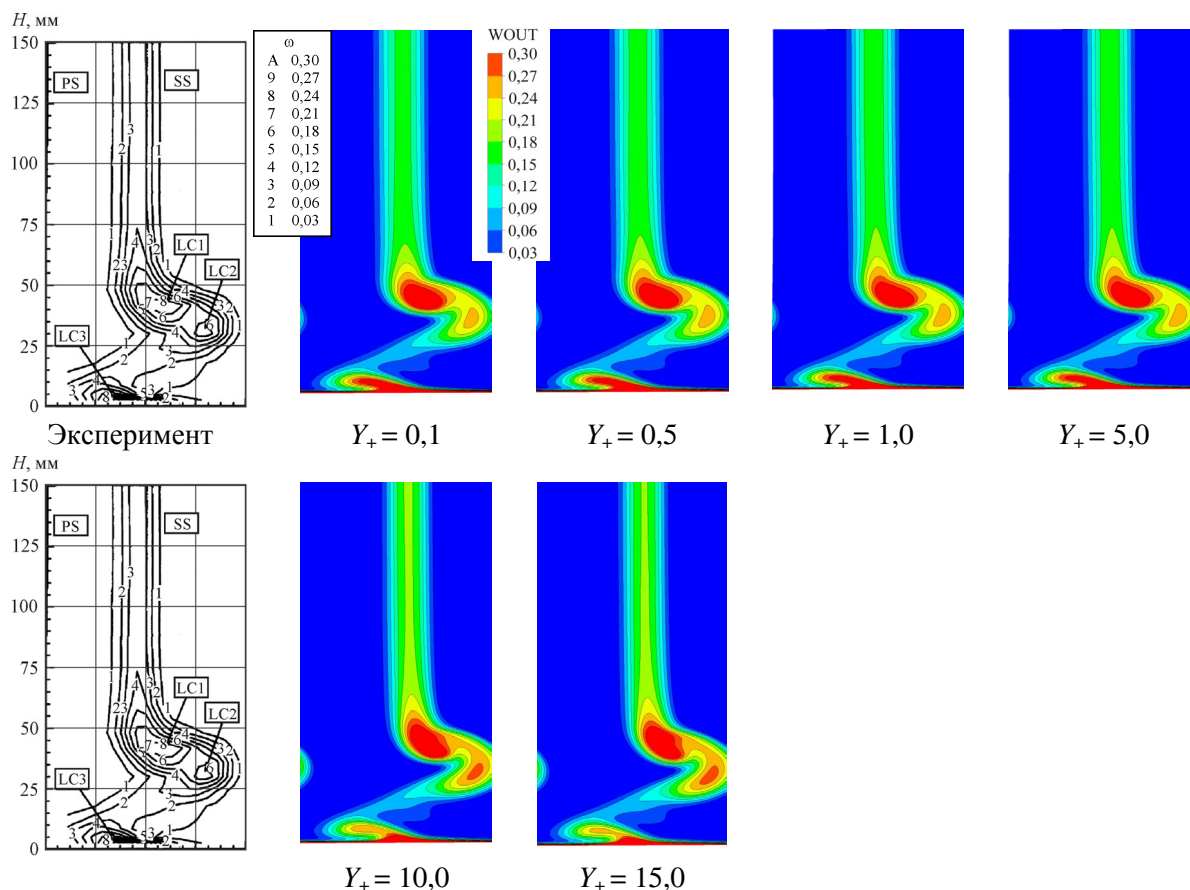


Рис. 19. Контуры потерь полного давления на выходе из решетки для различных Y_+

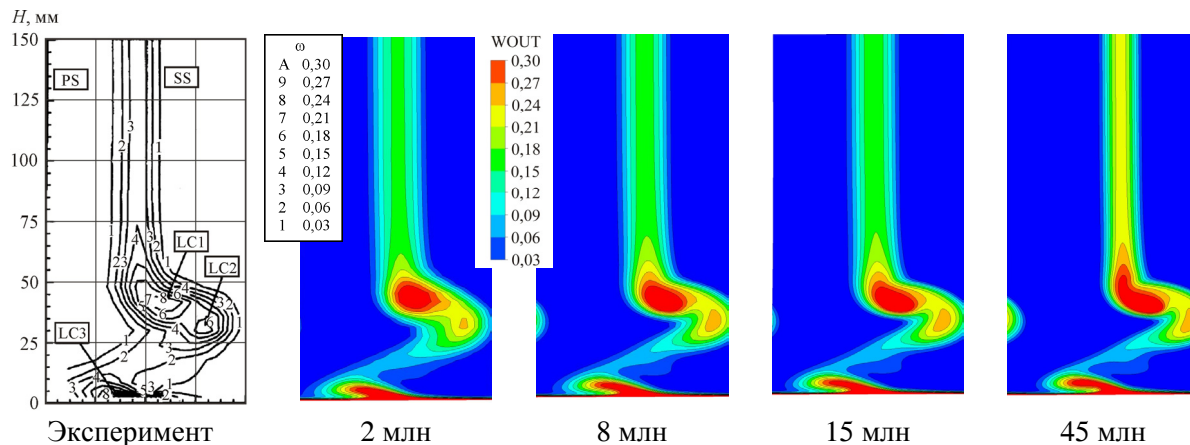


Рис. 20. Контуры потерь полного давления на выходе из решетки для различных размерностей сеточной модели

Суммарные потери полного давления и угол закрутки в решетке T106. В табл. 3 представлены суммарные данные по потерям полного давления и углу закрутки потока на выходе из решетки лопаток T106 для различных вариантов исследования. В табл. 3 индекс «MS» соответствует значению параметра в середине канала, где отсутствует вторичная завихренность, «G» – суммарному значению в решетке.

Как можно заметить из табл. 3, численное моделирование для большинства МТ существенно завышает потери полного давления, как профильные, так и суммарные. Наилучшее совпадение достигнуто для МТ $k-\epsilon$ RNG: отличие по профильным потерям 4,5 %, по суммарным 5,4 %. МТ SST GTM несколько занижает потери относительно эксперимента.

Параметры в решетке T106

Вариант		ω_{MS}	ω_G	ω_{MS}/ω_G	β_{2MS}	β_{2G}
Эксперимент		0,021	0,035	0,589	26,8	27,1
MT = var $Y_+ = 1,0$	BSL	0,028	0,043	0,645	26,6	27,1
	BSL EARSM	0,027	0,043	0,623	26,6	27,1
	$k-\epsilon$	0,026	0,042	0,617	27,6	28,1
	$k-\epsilon$ RNG	0,022	0,037	0,584	27,5	28,1
	$k-\omega$	0,027	0,042	0,641	26,6	27,1
	SST	0,027	0,042	0,631	26,6	27,0
	SST GTM	0,017	0,032	0,525	26,4	26,8
BSL GTM	0,027	0,040	0,666	26,6	27,1	
MT = BSL $Y_+ = \text{var}$	$Y_+ = 0,1$	0,028	0,043	0,641	26,6	27,1
	$Y_+ = 0,5$	0,028	0,043	0,645	26,6	27,1
	$Y_+ = 1,0$	0,028	0,043	0,645	26,6	27,1
	$Y_+ = 5,0$	0,028	0,044	0,638	26,9	27,4
	$Y_+ = 10,0$	0,028	0,044	0,626	26,3	27,8
	$Y_+ = 15,0$	0,027	0,043	0,642	26,4	27,9
Size = var $Y_+ = 1,0$	2 млн	0,029	0,044	0,664	26,6	27,1
	8 млн	0,028	0,043	0,639	26,6	27,1
	15 млн	0,028	0,043	0,645	26,6	27,1
	45 млн	0,026	0,042	0,634	26,6	27,1

В отличие от потерь полного давления, численное моделирование достаточно хорошо предсказывает угол закрутки потока. Для большинства MT (BSL, BSL EARSM, $k-\omega$, SST, BSL GTM) показано отклонение по углу в середине канала не более $0,2^\circ$ и полное совпадение по суммарному углу закрутки в решетке. При этом для MT $k-\epsilon$ RNG, на которой получено удовлетворительное совпадение по потерям полного давления, а также $k-\epsilon$ и SST GTM наблюдается значительное отклонение по β_2 (β_{2MS} 0,2–0,4°, β_{2G} 0,3–1,0°), что неблагоприятно при численном моделировании многоступенчатых турбомашин.

Изменение потерь полного давления при варьировании Y_+ незначительно. Однако наблюдается увеличение погрешности по углу закрутки потока при увеличении $Y_+ > 1,0$ с достижением максимума при $Y_+ = 15,0$ по $\beta_{2MS} - 0,4^\circ$, по $\beta_{2G} - 0,8^\circ$.

Влияние размерности сеточной модели на потери полного давления и угол закрутки потока незначительно.

Заключение

Выполнена верификация расчетных трехмерных моделей образования вторичных вихревых течений в межлопаточных каналах турбин ГТД, основанных на RANS-подходе, по экспериментальным данным, полученным по результатам продувок тестовой решетки высоконагруженных профилей T106 в Университете вооруженных сил Германии в Мюнхене на установке испытания плоских решеток лопаток турбин. В работе оценивалось влияние выбора модели турбулентности, Y_+ и размерности конечно-элементной модели на точность моделирования вторичной завихренности.

По результатам верификации можно сделать следующие выводы:

1. Численное моделирование в RANS-постановке достаточно хорошо предсказывает характер распределений параметров по профилю лопатки (статическое давление) и по высоте ка-

нала (потери, угол), а также суммарный угол закрутки потока на выходе, однако превышает суммарные потери полного давления в решетке для большинства моделей турбулентности.

2. Наилучшее совпадение по потерям полного давления достигнуто при использовании модели турбулентности k - ϵ RNG. Однако при этом имеется существенное отклонение по углу закрутки потока и искажение вихревой картины за решеткой.

3. Для сравнительного численного анализа конструктивных методов оптимизации вторичных вихревых течений целесообразно использовать BSL-модель турбулентности, так как она наиболее адекватно прогнозирует характер распределений потерь полного давления и угла закрутки потока по высоте канала, а также контуры завихренности на выходе из межлопаточного канала.

4. При построении сеточной модели для задачи, связанной с вторичными вихревыми течениями, целесообразно обеспечить безразмерное расстояние от стенки $Y_+ \leq 1,0$, а также достаточный размер ячейки в зоне вторичной завихренности для качественного описания основных вихрей, в том числе небольшого масштаба (угловой вихрь и др.).

5. В связи с расширением возможностей проведения численного моделирования на графических ускорителях целесообразно выполнить серию расчетов с использованием DES-, LES- и, возможно, DNS-методов на специализированных программных кодах. По результатам работ сделать выводы о целесообразности использования данных методов в инженерных задачах оптимизации с учетом возможного повышения точности моделирования и затрачиваемого времени для одного расчета.

Библиографический список

1. Langston L.S. Crossflows in a turbine cascade passage // *Journal of Engineering for Power*. – 1980. – Vol. 102, № 4. – P. 866–874.
2. Inozemtsev A.A., Samokhvalov N.Yu., Tikhonov A.S. Achieving more efficient operation of the nozzle vane and rotor blade rows of gas turbines through using nonaxisymmetric end wall surfaces of interblade channels // *Thermal Engineering*. – 2012. – Vol. 59, № 9. – P. 667–673.
3. Аэродинамическое и тепловое проектирование тракторных поверхностей горячей части турбины современного газотурбинного двигателя / А.С. Тихонов, Н.Ю. Самохвалов, С.И. Сендюров, С.В. Бажин // *Вестник двигателестроения*. – 2012. – № 2. – С. 99–104.
4. Основы технологии создания газотурбинных двигателей для магистральных самолетов / А.Г. Братухин, Ю.Е. Решетников, А.А. Иноземцев [и др.]. – М.: Авиатехинформ, 1999. – 553 с.
5. Гомзииков Л.Ю. Анализ теплового состояния температурно-нагруженных элементов ГТД на основе трехмерного моделирования: дис. ... канд. техн. наук. – Пермь, 2011. – 150 с.
6. McQuilling M.W. Design and validation of a high-lift low-pressure turbine blade. Ph. D. Thesis / Wright State University. – 2007.
7. Sanders D.D. CFD modeling of separation and transitional flow in low pressure turbine blades at low Reynolds number. Ph. D. Thesis / Virginia Polytechnic Institute. – 2009.
8. Stieger R.D. The effects of wakes on separating boundary layers in low pressure turbines. Ph. D. Thesis / Cambridge University. – 2002.
9. Weiß A.P. Der Einfluß der Profilgeometrie auf die Entwicklung der Sekundärströmungen in Turbinengittern. Ph. D. Thesis / University of German Armed Forces. – Munich, 1993.
10. Duden A., Fottner L. Influence of taper, Reynolds number and Mach number on the secondary flow field of a highly loaded turbine cascade // *Proc. 2nd European Conference on Turbomachinery-Fluid Dynamics and Thermodynamics*. – Antwerpen, 1997.
11. ANSYS CFX-Solver Theory Guide. ANSYS, Inc., 2010.
12. Wilcox D.C. Turbulence modeling for CFD. – 3rd ed. – DCW Industries, 2006.

References

1. Langston L.S. Crossflows in a turbine cascade passage. *Journal of Engineering for Power*, 1980, vol. 102, no. 4, pp. 866-874.

2. A.A. Inozemtsev, N.Yu. Samokhvalov, A.S. Tikhonov. Achieving more efficient operation of the nozzle vane and rotor blade rows of gas turbines through using nonaxisymmetric end wall surfaces of interblade channels. *Thermal Engineering*, 2012, vol. 59, no. 9, pp. 667-673.
3. A.S. Tikhonov, N.Yu. Samokhvalov, S.I. Sendyurev, S.V. Bazhin Aerodinamicheskoe i teplovoe proektirovanie traktovykh poverkhno-stey goryachey chasti turbiny sovremennogo gazoturbinnogo dvigatelya [Aerodynamic and thermal design of hot turbine flow path surfaces for current gas turbine engines]. *Vestnik Dvigatelistroyeniya*, 2012, no. 2, pp. 99-104.
4. A.G. Bratukhin, Yu.E. Reshetnikov, A.A. Inozemtsev et al. Osnovy tekhnologii sozdaniya gazoturbinnyykh dvigateley dlya magistralnykh samoletov [Fundamentals of technology of gas turbine engines creation for long-haul aircrafts]. Moscow, Aviatekhninform, 1999, 553 p.
5. Gomzikov L.Yu. Analiz teplovogo sostoyaniya temperaturno-nagruzhennykh elementov GTD na osnove trekhmernogo modelirovaniya [Thermal condition analysis of high-temperature gas turbine elements based on 3D modeling]. Ph.D. Thesis, Perm, 2011.
6. McQuilling M.W. Design and validation of a high-lift low-pressure turbine blade. Ph.D. Thesis, Wright State University, 2007.
7. Sanders D.D. CFD Modeling of separation and transitional flow in low pressure turbine blades at low Reynolds number. Ph.D. Thesis, Virginia Polytechnic Institute, 2009.
8. Stieger R.D. The effects of wakes on separating boundary layers in low pressure turbines. Ph.D. Thesis, Cambridge University, 2002.
9. Weiß, A.P. Der Einfluß der Profilgeometrie auf die Entwicklung der Sekundärströmungen in Turbinengittern. Ph.D. Thesis, University of German Armed Forces, Munich, Germany, 1993.
10. Duden A., Fottner L. Influence of taper, Reynolds number and Mach number on the secondary flow field of a highly loaded turbine cascade. Proc. 2nd European Conference on Turbomachinery-Fluid Dynamics and Thermodynamics, Antwerp, Belgium, 1997.
11. ANSYS CFX-Solver Theory Guide. ANSYS, Inc., 2010.
12. Wilcox D.C. Turbulence modeling for CFD. DCW Industries. 2006.

Об авторах

Самохвалов Николай Юрьевич (Пермь, Россия) – инженер отделения турбин АО «ОДК-Авиадвигатель» (614990, г. Пермь, Комсомольский пр., д. 93, e-mail: samokhvalov@avid.ru).

Хайрулин Вадим Тахирович (Пермь, Россия) – инженер отделения турбин АО «ОДК-Авиадвигатель» (614990, г. Пермь, Комсомольский пр., д. 93, e-mail: khairulin@avid.ru).

Тихонов Алексей Сергеевич (Пермь, Россия) – кандидат технических наук, инженер отделения турбин АО «ОДК-Авиадвигатель» (614990, г. Пермь, Комсомольский пр., д. 93, e-mail: tikhonov@avid.ru), доцент кафедры «Авиационные двигатели» ФГБОУ ВО ПНИПУ.

About the authors

Nikolay Yu. Samokhvalov (Perm, Russian Federation) – Engineer, Turbine Department, ODK-Aviadvigatel JSC (93, Komsomolsky av., Perm, 614990, Russian Federation, e-mail: samokhvalov@avid.ru).

Vadim T. Khairulin (Perm, Russian Federation) – Engineer, Turbine Department, ODK-Aviadvigatel JSC (93, Komsomolsky av., Perm, 614990, Russian Federation, e-mail: khairulin@avid.ru).

Alexey S. Tikhonov (Perm, Russian Federation) – Ph. D. in Technical Science, Engineer, Turbine Department, ODK-Aviadvigatel JSC (93, Komsomolsky av., Perm, 614990, Russian Federation, e-mail: tikhonov@avid.ru), Associate Professor, Department of Aviation Engine, Perm National Research Polytechnic University.

Получено 12.03.2017