

УДК 621.452.3

И. А. КРИВОШЕЕВ, Е. В. ОСИПОВ

**МЕТОД ОПТИМИЗАЦИИ  
ГЕОМЕТРИИ ЛОПАТОЧНЫХ АППАРАТОВ  
И ГАЗОВОГО ТРАКТА ТУРБИН ГТД  
С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЧИСЛЕННЫХ ЭКСПЕРИМЕНТОВ  
И ТЕОРИИ ПЛАНИРОВАНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТА**

Предложен метод оптимизации геометрических параметров лопаток турбин на основе решения прямой аэродинамической задачи с использованием численных методов и теории планирования эксперимента. Получена математическая модель, позволяющая выбирать оптимальные геометрические параметры рабочих лопаток ступени турбины. *Турбомашина; турбина; рабочее колесо; к.п.д.; теория планирования эксперимента; греко-латинский квадрат; математическая модель; оптимизация*

При разработке и оптимизации современных газотурбинных двигателей (ГТД) эффективным является использование методов численного моделирования, основанных на решении осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса, что позволяет значительно сократить материальные и временные затраты при создании ГТД. Проблема повышения эффективности турбомашин на современном этапе развития методов аэродинамических расчетов [1, 2] может быть решена с применением численных математических моделей верхнего уровня [3, 4]. В связи с внедрением высокопроизводительной вычислительной техники открываются широкие возможности по использованию программных комплексов [5, 6, 7], обеспечивающих решение задачи в трехмерной вязкой постановке. Однако их использование для оптимизационных задач [8, 9] требует больших затрат машинного времени. Предложенный в статье метод позволяет осуществлять быстрый анализ при выборе геометрических параметров лопаточных аппаратов и повышать эффективность турбин.

### 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА

Несмотря на то, что с развитием компьютерной техники активно разрабатываются методы численного моделирования, на сегодняшний день недостаточно развиты методы оптимизации (по КПД, массе, габаритам, ресурсу...) лопаточных аппаратов и проточной части турбин с использованием численных методов. На-

пример, сложно реализовать оптимизацию лопаток по КПД в зависимости от густоты решетки и характеристик формы профиля, так как требуется перепрофилирование (пока еще недостаточно автоматизированное, с участием человека) каждого нового исследуемого варианта лопатки. В связи с этим актуальной является разработка метода, позволяющего получать аппроксимационные математические модели влияния геометрических параметров лопаточных аппаратов осевой турбины на ее КПД с помощью планируемого численного эксперимента и находить оптимальное сочетание исследуемых факторов, добиваясь повышения КПД турбины.

Современное состояние турбомашин ГТД характеризуется достаточно высокими технико-экономическими параметрами. Дальнейшее их совершенствование требует достаточно глубокой детализации всех видов потерь и особенностей течения, отражающих реальные процессы, с одновременным поиском таких форм поверхностей, ограничивающих каналы, которые сводили бы к минимуму каждый вид потерь. Подобные мероприятия широко используются в последние годы в практике создания турбомашин [9]. Применение бандажированных рабочих колес (РК), утопленных радиальных зазоров (и их регулирование), парусных или широкохордных лопаток, бочкообразных поверхностей лопаток, многоярусных колес центробежных компрессоров и многие другие конструктивные особенности позволяют минимизировать потери при одновременном повышении

аэродинамической нагруженности лопаточных венцов.

Повышение эффективности современных турбомашин достигается также путем улучшения профилирования лопаточных венцов отдельных ступеней. При этом оптимальное проектирование лопаточного аппарата требует выполнения большого количества расчетов и экспериментальных исследований. Численная газодинамическая оптимизация форм лопаток – один из эффективных путей, которые позволяют решать такие задачи с минимальными затратами. Однако поиск оптимального решения даже в таких ограниченных рамках – чрезвычайно сложная задача, так как реальные преимущества от использования подобных методов при нынешнем уровне совершенства турбомашин могут быть получены только при условии учета сложной пространственной структуры течения и вязких эффектов. Вместе с тем в практике проектирования и модернизации ступеней турбомашин в качестве основного вычислительного инструмента при оценке эффективности обтекания до настоящего времени используются методы расчета осесимметричного течения. Наметившаяся в последние годы тенденция пространственного профилирования лопаточных аппаратов, цель которого заключается в выборе наиболее близкой к оптимальной форме поверхности лопатки, учитывая особенности трехмерного вязкого течения в решетке [8, 9], требует больших затрат машинного и ручного времени. Поэтому важным остается поиск путей применения современных методов аэродинамических расчетов, построенных на решении прямых задач, для решения потом обратной задачи с одновременной геометрической оптимизацией лопаточных аппаратов.

## 2. ПЛАНИРОВАНИЕ ЧИСЛЕННЫХ ЭКСПЕРИМЕНТОВ ПРИ ОПТИМИЗАЦИИ ГЕОМЕТРИИ ЛОПАТОЧНЫХ АППАРАТОВ ТУРБИН ГТД

Для повышения эффективности турбомашин на современном этапе развития методов аэродинамических расчетов могут быть использованы численные математические модели, основанные на решении уравнений Навье-Стокса. Внедрение высокопроизводительных ЭВМ позволяет использовать программные комплексы, обеспечивающие решение задачи в трехмерной вязкой постановке. Однако их использование для оптимизационных задач требует больших затрат машинного времени и

человеческих ресурсов. Предложенный метод исследования и оптимизации лопаток турбомашин на основе решения прямой аэродинамической задачи с применением теории планирования эксперимента (ТПЭ) [10, 11] позволяет максимально сократить временные затраты на подготовку (профилирование лопаток) и проведение множества численных экспериментов, при этом выделить основные эффекты и наиболее эффективные сочетания геометрических параметров лопаток, определить начальные позиции для детальных исследований.

В рамках поставленной задачи с помощью разработанного метода исследована и оптимизирована ступень осевой турбины ГТД (рис. 1).

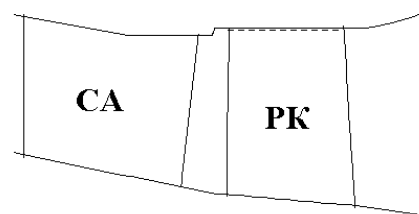


Рис. 1. Ступень осевой турбины ГТД

При этом использовались полученные при помощи ТПЭ и числительных экспериментов аппроксимационные математические модели влияния геометрических параметров РК ступени на ее КПД. В качестве плана использовался греко-латинский квадрат размером 4×4 с четырьмя факторами (табл. 1), где каждый из уровней факторов, обозначенных буквами латинского и греческого алфавитов, появляется только один раз в каждой строке и в каждом столбце и только один раз сочетаются в паре между собой. Греко-латинские квадраты позволяют выявить основные эффекты с наиболее эффективными сочетаниями факторов без учета межфакторных взаимодействий и минимизировать количество расчетов.

Таблица 1  
Греко-латинский квадрат размером 4×4

Фактор 1	Фактор 2			
	1	2	3	4
1	A α	B β	C γ	D δ
2	B γ	A δ	D α	C β
3	C δ	D γ	A β	B α
4	D β	C α	B δ	A γ

Таблица 2

## Комбинация сочетаний варьируемых параметров для проведения численных экспериментов

Радиальный зазор $\Delta\bar{r}$ , %	Число лопаток $Z$			
	59	79	99	119
	Изм. радиуса входной кромки $\Delta R$ , мм;			
	Изм. макс. толщины профиля $\Delta C_{\max}$ , мм			
0	-1,5	0	2	2,5
1	2	2,5	-1,5	0
2	2,5	2	0	-1,5
3	0	-1,5	2,5	2

При этом искомая математическая модель исследуемого процесса может быть адекватно описана идентифицирующими уравнениями в виде произведения нелинейных функций каждого фактора  $x_n$ :

$$y = f_0 \cdot f_1(x_1) \dots f_n(x_n). \quad (1)$$

При оптимизации РК были наложены ограничения на сохранение углов входа и выхода потока из венца  $\beta_{1к}(\beta_{2к})$ , осевую ширину лопатки  $b_x$  и эффективную площадь проходного сечения  $F_{эф}$ . В результате анализа в качестве значимых (варьируемых) параметров в этой задаче выделены: относительный радиальный зазор над лопаткой РК  $\Delta\bar{r}$ , густота решетки  $b/t$  (число лопаток  $z$ ), радиус входной кромки  $\Delta R$  и максимальная толщина профиля  $\Delta C_{\max}$ .

Все факторы варьировались на четырех уровнях. Комбинация сочетаний варьируемых параметров для проведения численных экспериментов представлена в табл. 2. Всего проведено 16 расчетов. С учетом постановки задачи в качестве целевой функции использован КПД ступени турбины. В качестве исходных данных для трехмерных расчетов заданы полная температура и давление газа на входе в ступень  $T_0^* = 1546$  К,  $P_0^* = 1,708$  МПа, статическое давление на выходе из ступени  $P_2 = 0,894$  МПа и частота вращения ротора  $n = 4320$  об/мин. Эти исходные данные являются постоянными для всех исследуемых вариантов ступени турбины.

### 3. РЕЗУЛЬТАТЫ ЧИСЛЕННЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Расчеты выполнены на сетке с числом ячеек в ступени  $2 \times 36 \times 36 \times 56 = 145\,152$ . Данная сетка является достаточной для выявления основных эффектов в межлопаточных каналах. Результаты расчетов в виде мощностного КПД приведены в табл. 3. По полученным выборочным значениям КПД ступеней, согласно мето-

дике обработки результатов [10], построены графики усредненных значений КПД турбины в зависимости от каждого фактора с усреднением по трем другим переменным (рис. 2–5). Из результатов исследований турбинной ступени, представленных на рис. 2, видно, что с увеличением радиального зазора КПД ступени интенсивно уменьшается. При увеличении зазора на 1, 2 и 3% КПД ступени, соответственно, уменьшается на 1, 2,6 и 4%.

Таблица 3

## Результаты расчетов в виде мощностного КПД

	Мощностной КПД			
	1	2	3	4
1	0,848	0,863	0,870	0,870
2	0,833	0,850	0,863	0,864
3	0,824	0,846	0,842	0,846
4	0,807	0,827	0,830	0,829

Для спроектированных, согласно данным табл. 2, 16 вариантов лопатки РК турбины, поочередно было проведено 3D CAD/CAE-газодинамическое моделирование в составе ступени турбины с использованием комплекса программ расчета трехмерных вязких течений FlowER. Течение газа описывалось осредненными по Рейнольдсу уравнениями Навье-Стокса. Моделирование турбулентности осуществлялось с помощью дифференциальной модели Ментера «SST».

По результатам исследований влияния густоты решетки на потери в ступени установлено, что при разрежении решетки относительно исходного варианта с 79 лопатками ( $b/t = 1,36$ ) КПД ступени резко уменьшается (рис. 3), а при увеличении густоты довольно интенсивно возрастает до определенного предела, а затем носит пологий характер. Из этого следует, что параметр густоты решетки рационально использовать при оптимизации РК ступени.

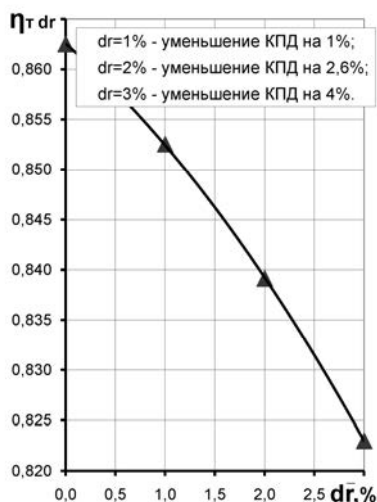


Рис. 2. Зависимость усредненного КПД ступени турбины от радиального зазора РК

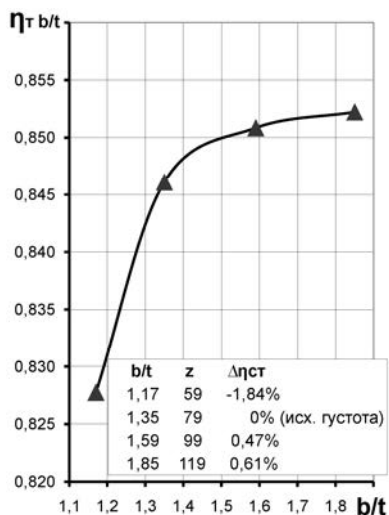


Рис. 3. Зависимость усредненного КПД ступени турбины от густоты решетки РК

Исследование влияния радиуса входной кромки РК на КПД ступени показывает, что изменение радиуса мало влияет на КПД (рис. 4). Уменьшение радиуса относительно исходного РК (0,0 по оси абсцисс) приводит к незначительному росту КПД, а при увеличении радиуса КПД остается практически на одном уровне. Вместе с тем при уменьшении радиуса входной кромки ухудшается атакоустойчивость профиля, поэтому оптимизировать РК за счет этого фактора не целесообразно.

Исследование влияния максимальной толщины профиля на КПД ступени показывает, что при увеличении максимальной толщины профиля КПД ступени сначала возрастает, а затем остается примерно на одном уровне (рис. 5). Это говорит о целесообразности использования фактора при создании оптимизированной лопатки.

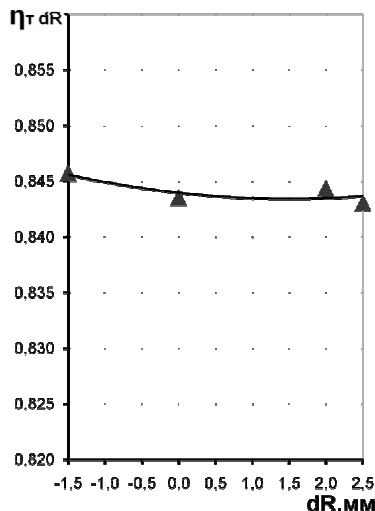


Рис. 4. Зависимость усредненного КПД ступени турбины от изменения радиуса входной кромки лопатки РК

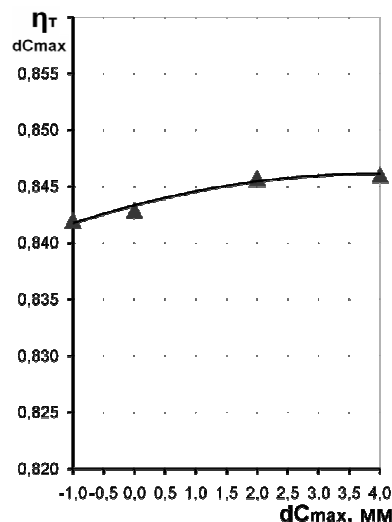


Рис. 5. Зависимость усредненного КПД ступени турбины от изменения максимальной толщины профиля лопатки РК

Графические зависимости  $\eta$  от  $\bar{\Delta r}$ ,  $b/t$ ,  $\Delta R$  и  $\Delta C_{max}$  представляют собой усредненные по трем другим факторам значения  $\eta$  от каждого фактора в отдельности, поэтому для определения их дискретных значений ими пользоваться нельзя. Вычисление дискретных значений требует дополнительного определения коэффициента аппроксимации  $K$  по формуле:

$$K = \frac{\eta}{\eta_{T \bar{\Delta r}} \eta_{T b/t} \eta_{T \Delta R} \eta_{T \Delta C_{max}}}, \quad (2)$$

где значения КПД в числителе принимаются по табл. 3 исходного численного эксперимента, а в знаменателе берутся по усредненным графикам (рис. 2–5). Для определения дискретных значений КПД при помощи графиков, по формуле (2) была рассчитана матрица коэффициентов  $K$  (табл. 4).

Таблица 4  
Матрица коэффициентов  $K$

	Коэффициент $K$			
	1	2	3	4
1	1,667	1,663	1,660	1,659
2	1,659	1,660	1,663	1,667
3	1,663	1,667	1,659	1,660
4	1,660	1,659	1,667	1,663

Усредненное значение коэффициента  $K_{cp}$  составило 1,662. Таким образом, математическая модель мощного КПД турбинной ступени описывается зависимостью:

$$\eta_{cm}^* = 1,662 \cdot \eta_{T\Delta r} \eta_{T b/t} \eta_{T \Delta R} \eta_{T \Delta C_{max}} \quad (3)$$

Данная зависимость позволяет рассчитать с использованием графиков (рис. 2–5) КПД турбины при любых сочетаниях значений исследованных геометрических параметров и выбрать наиболее приемлемые.

Полученная математическая модель мощного КПД ступени турбины (3) представлена в виде поверхности КПД в трехмерном пространстве координат (рис. 6, *a*, *б*). Для построения графиков в модели (3) поочередно варьировался каждый параметр ( $b/t$ ,  $\Delta C_{max}$ ,  $\Delta r$ ,  $\Delta R$ ) при фиксированных остальных параметрах, соответствующих исходному варианту конструкции. На рис. 6, *a* показана поверхность КПД в виде функции от плотности решетки  $b/t$  и максимальной толщины профиля  $\Delta C_{max}$ . На рис. 6, *б* поверхность КПД представлена в виде функции от относительного радиального зазора  $\Delta r$  и радиуса входной кромки РК  $\Delta R$ . Таким образом, математическая модель мощного КПД ступени турбинной (3) представлена в виде поверхностей КПД. Графики наглядно отражают влияние исследуемых в оптимизации параметров на КПД ступени турбины.

По результатам анализа полученных зависимостей видна возможность улучшить эффективность ступени, изменив плотность решетки РК и максимальную толщину профиля. Спрофилированы и рассчитаны в составе ступени несколько оптимизированных вариантов лопатки. Радиальный зазор исследованных вариантов принят равным  $\Delta r = 1\%$ . Оптимизационные расчеты проведены на мелкой сетке  $2 \times 72 \times 72 \times 112 = 1\,161\,216$  ячеек в ступени, являющейся достаточной для выяснения характера трехмерного течения в лопаточных аппаратах и точной оценки эффективности ступеней.

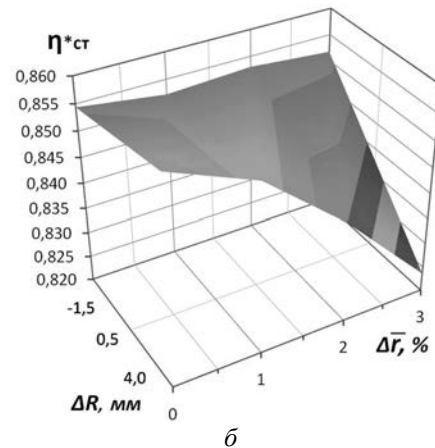
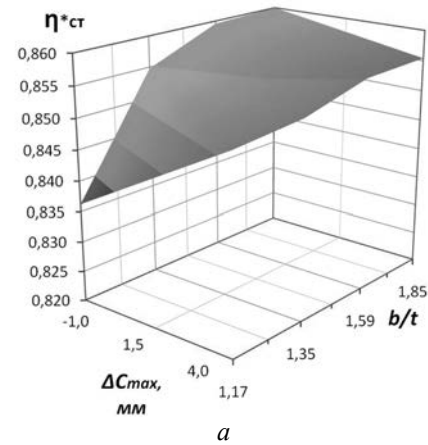
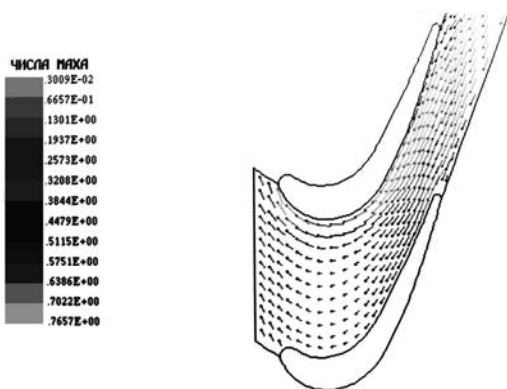


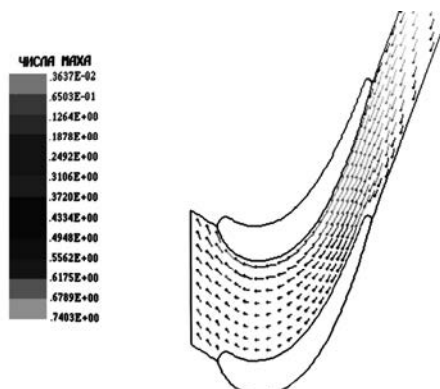
Рис. 6. Поверхность мощного КПД ступени турбины: *a* – КПД в зависимости от  $b/t$  и  $\Delta C_{max}$ ; *б* – КПД в зависимости от  $\Delta r$  и  $\Delta R$

На рис. 7 (*a*, *б*, *в*) и 8 (*a*, *б*, *в*) представлены векторы скорости в исходном и оптимизированном РК ступени ГТД. Из сравнения векторов скорости видно, что в оптимизированном варианте (рис. 8, *a*) устранен отрыв потока на спинке лопатки, присутствующий в исходной конструкции за косым срезом (рис. 7, *a*).

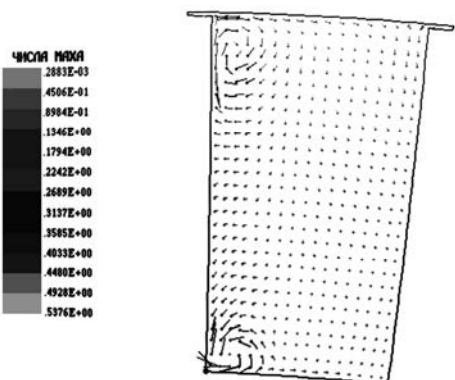
Данное обстоятельство также подтверждается сравнением полей чисел Маха и энтропийных функций в межлопаточном канале, представленных на рис. 9 (*a*, *б*) и 10 (*a*, *б*). Из рис. 9, *б* и 10, *б* в оптимизированном РК видно, что след на спинке лопатки в области косого среза отсутствует, в то время как в исходном варианте (рис. 9, *a* и 10, *a*) виден выраженный след, характеризующий отрыв потока на спинке лопатки. Согласно векторам скорости на рис. 7, *б* и 8, *б*, в оптимизированном РК уменьшились вторичные течения, особенно на периферии. Этот факт хорошо подтверждается рис. 7, *в* и 8, *в* по векторам скорости на спинке рабочей лопатки, из которых видно ослабление интенсивности вторичных течений в оптимизированном варианте РК (длины векторов меньше и вектора более редкие).



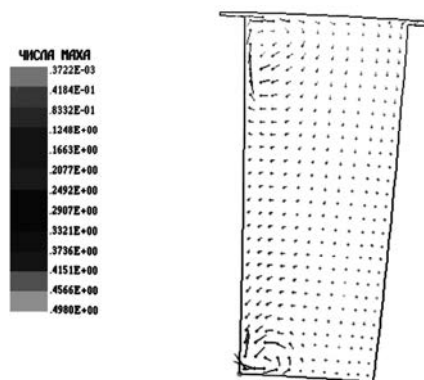
*a*



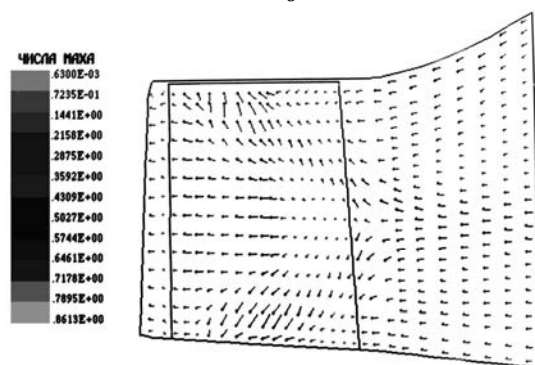
*a*



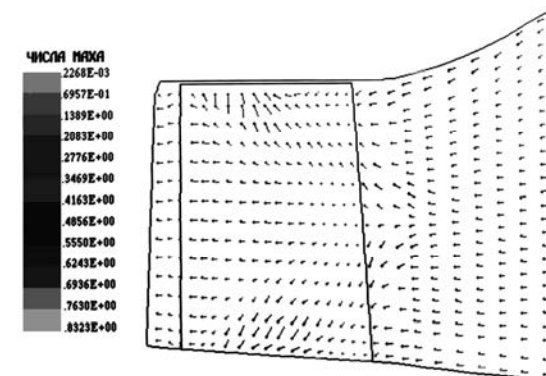
*б*



*б*



*в*



*в*

**Рис. 7.** Векторы скорости в исходном РК: *a* – середина высоты лопатки; *б* – расстояние от входной кромки 36% ширины лопатки (диаметральная плоскость); *в* – спинка лопатки (меридиональная плоскость)

**Рис. 8.** Векторы скорости в оптимизированном РК: *a* – середина высоты лопатки; *б* – расстояние от входной кромки 36% ширины лопатки (диаметральная плоскость); *в* – спинка лопатки (меридиональная плоскость)

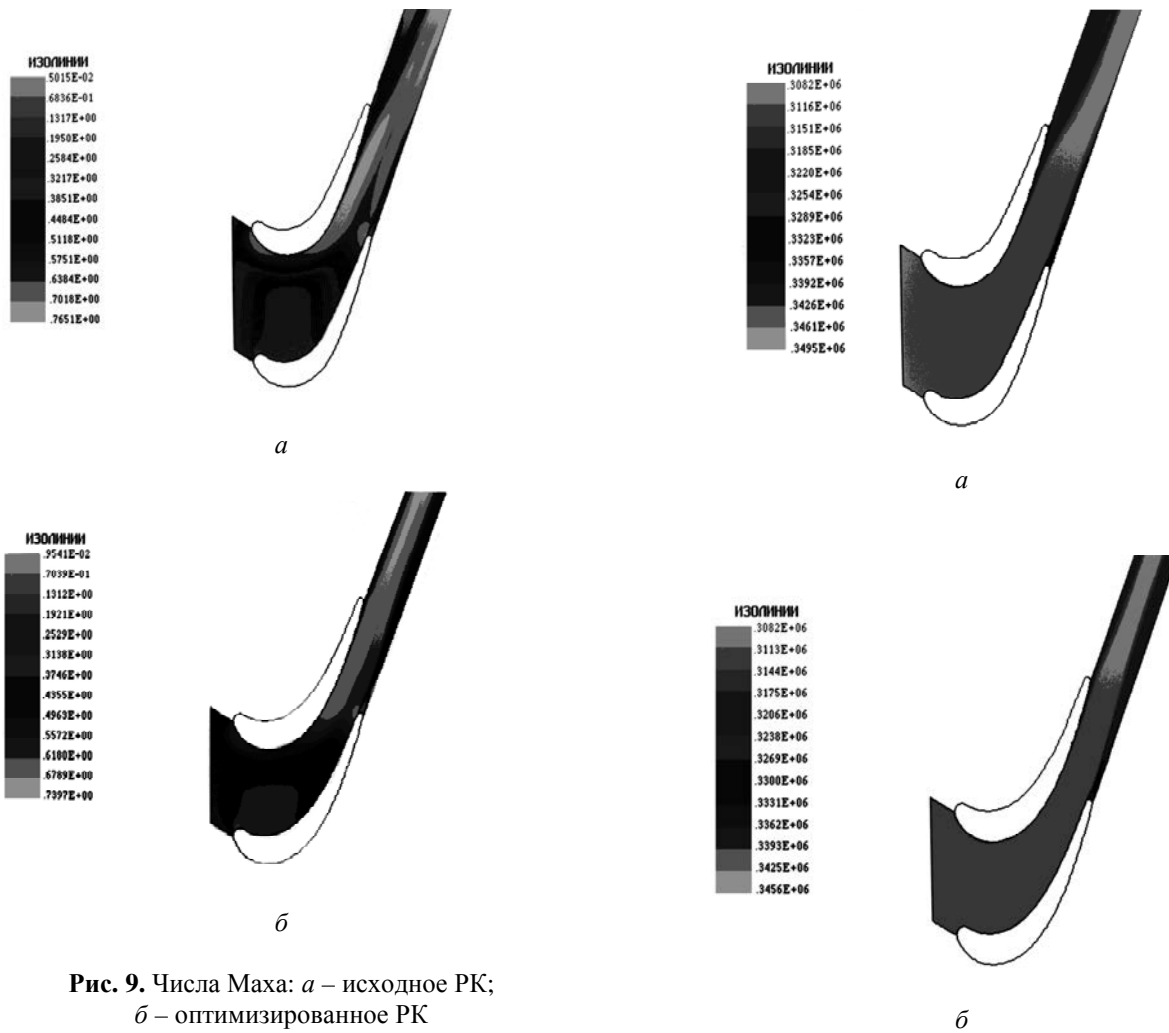


Рис. 9. Числа Маха: *a* – исходное РК; *б* – оптимизированное РК

Рис. 10. Энтропийная функция: *a* – исходное РК; *б* – оптимизированное РК

Эффект от увеличения максимальной толщины профиля не обнаружен, что можно объяснить использованием довольно грубой сетки на этапе получения аппроксимационных математических моделей влияния геометрических параметров РК ступени на ее КПД. Увеличение же густоты решетки привело к положительному эффекту (рис. 11).

Из графика видно, что увеличение густоты решетки  $b/t$  с 1,36 до 1,63 приводит к приросту КПД ступени на  $\Delta\eta_{cm} \approx 1\%$ , до 1,88 на  $\Delta\eta_{cm} \approx 1,13\%$ .

Исходя из этого определена оптимальная густота решетки как с точки зрения КПД ступени, так и затрат на изготовление лопаток. Поскольку рост КПД при переходе к густоте  $b/t = 1,88$  (119 лопаток) составляет всего  $\Delta\eta_{cm} \approx 0,13\%$ , по сравнению с  $b/t = 1,63$  (99 лопаток), то за оптимальную густоту принята величина  $b/t = 1,63$ .

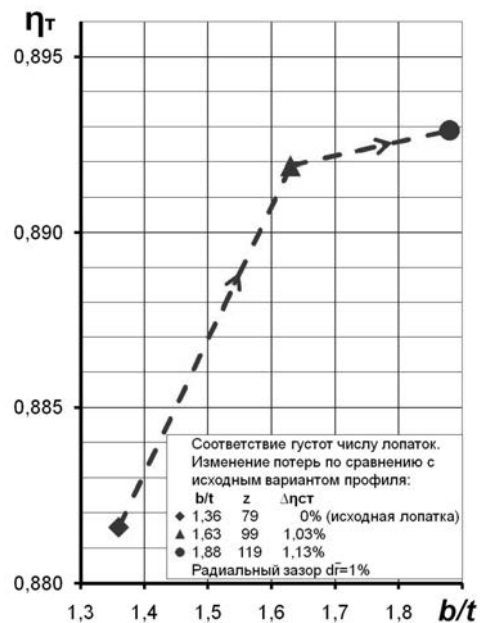


Рис. 11. Сопоставление КПД оптимизированных вариантов ступени турбины с исходной ступенью при различной густоте решетки

К тому же, в случае с  $b/t = 1,88$  могут возникнуть сложности с размещением лопаток (елочных пазов) на диске турбины из-за обеспечения прочности замковых соединений, что требует дополнительного анализа. Применение предложенного метода исследований и оптимизации лопаточных аппаратов турбин позволило путем изменения геометрии лопаточного венца РК повысить КПД ступени на  $\Delta\eta_{cm} \approx 1\%$ , что в современных условиях существенно.

### ВЫВОДЫ

Разработана методика оптимизации лопаточных венцов турбинных ступеней на основе 3D CAD/CAE-численных экспериментов и применения теории планирования эксперимента. Полученная математическая модель позволяет оперативно осуществлять анализ влияния радиального зазора, густоты решетки, радиуса входной кромки и максимальной толщины лопатки на КПД ступени турбины, в том числе проводить расчеты при комбинациях значений геометрических параметров, которые не охватывались исследуемыми вариантами эксперимента. По результатам исследований предложено изменение геометрии лопаточного венца РК турбины, прежде всего увеличение густоты решетки. В результате получено увеличение КПД ступени турбины  $\Delta\eta_{cm} \approx 1\%$ .

При выборе проектных решений применение ТПЭ позволило существенно сократить объем расчетной информации и получить простую для анализа математическую модель. Использование изложенной методики на этапе проектирования турбомашин дает возможность в достаточно короткие сроки создавать более совершенные их конструкции.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Макнэлли С.** Обзор методов расчета внутренних течений в применении к турбомашинам // Труды американского общества инженеров механиков. Серия: Теоретические основы инженерных расчетов. 1985. Т. 107, № 1. С. 103–122.
2. **Wu С. Н.** General theory of three-dimensional flow in subsonic and supersonic turbomachines of radial-axial and mixed flow types. NASA TND-2604. 1952. P. 92 (TN 2302, 1951) (TN 2493, 1952).
3. **Moore J.** Calculation of 3Dflow without numerical mixing // Von Kanman Institute for fluid dynamics, lecture series 1989-06 in numerical methods for flow in Turbomachinery, May, 1983.
4. **Ха.** Метод расчета трехмерных турбулентных течений в каналах турбинных решеток на расчетных и нерасчетных режимах с применением уравнений Навье-Стокса // Труды американского общества ин-

женеров механиков. Серия: Энергетические машины и установки. 1984. Т. 106, № 2. С. 72-80.

5. **Ершов С. В., Русанов А. В.** Комплекс программ расчета трехмерных течений газа в многовенцовых турбомашинах «FlowER»: свид. о гос. регистр. прав автора, ПА № 77. Гос. агентство Украины по авторским правам, 19.02.1996.

6. **Солодов В. Г., Стародубцев Ю. В.** Сертификат гос. регистр. авторских прав УГААСП#5921. Научно-прикладной программный комплекс MTFS® для расчета трехмерных вязких турбулентных течений жидкостей и газов в областях произвольной формы, 16.07.2002.

7. CFX-TASCflow computation fluid dynamics software. Theory documentation Version 2.11. Turbulence Closure Models [Text] // AEA Technology. – W. C, 2001.

8. **Ершов С. В., Шапочка А. Ю., Русанов А. В.** Оптимальное пространственное профилирование лопаточных аппаратов турбинных ступеней на основе моделирования трехмерного вязкого течения // Проблемы машиностроения. 2000. №3-4. С. 36–46.

9. Аэродинамический расчет и оптимальное проектирование проточной части турбомашин / А. В. Бойко [и др.]. Харьков: ХПИ, 2002. 356 с.

10. **Герасименко В. П.** Математические методы планирования испытаний воздушно-реактивных двигателей: Учеб. пособие. Харьков: Харьк. авиац. ин-т, 1982. 105 с.

11. **Налимов В. В.** Теория эксперимента. М.: Наука, 1971. 208 с.

### ОБ АВТОРАХ



**Кривошеев Игорь Александрович**, декан ФАД, проф. каф. авиац. двиг. Дипл. инж.-мех. по авиац. двиг. (УГАТУ, 1976). Д-р техн. наук по тепл. двиг., электроракетн. двиг. и энергоустановкам ЛА (УГАТУ, 2000). Иссл. в обл. автоматиз. проектирования авиац. двигателей.



**Осипов Евгений Владимирович**, соиск. той же каф. Дипл. магистр по газотурбинным установкам и компрессорн. станциям (ХАИ, 2002). Иссл. в обл. улучшения характеристик газового тракта турбин ГТД экспериментальными и численными методами.