

# ОПТИМИЗАЦИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЛОПАТОК ТУРБОМАШИН РЕШЕНИЕМ ПРЯМОЙ АЭРОДИНАМИЧЕСКОЙ ЗАДАЧИ

Предложен метод выбора геометрических параметров лопаток турбомашин на основе решения прямой задачи с применением греко-латинского квадрата. Получены зависимости, обеспечившие выбор оптимальных параметров рабочих лопаток компрессора и турбины.

The method of a choice of turbomachines blades geometrical parameters is offered on the basis of the direct problem decision with Greco-Latin square application. The dependences proving a choice of the compressor and turbine blades optimum parameters are obtained.

## *Введение*

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], обеспечивающих решение задачи в трехмерной вязкой постановке. Однако их использование для оптимизационных задач [6; 7] требует больших затрат машинного времени. Предложенный в статье метод позволяет осуществить быстрый анализ при выборе геометрических параметров рабочих колес турбомашин на основе использования математической модели верхнего уровня.

## *Формулирование проблемы*

Современное состояние турбомашин газотурбинных двигателей характеризуется достаточно высокими технико-экономическими параметрами. Дальнейшее их совершенствование требует учета 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 [7]. Применение обандажных рабочих колес, утопленных радиальных зазоров и их регулирование, парусных или широкохордных лопаток, S-образных профилей и 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 мощных турбомашин в качестве основного вычислительного инструмента при оценке эффективности обтекания до настоящего времени используются методы расчета течений, построенные на основе модели осесимметричного течения. Намечившаяся в последние годы тенденция пространственного профилирования лопаточных аппаратов, цель которого заключается в том, чтобы выбрать наиболее близкую к оптимальной форму лопатки, учитывая особенности трехмерного вязкого течения в решетке [6; 7], требует больших затрат машинного времени. Поэтому важным остается поиск путей применения современных методов аэродинамических расчетов, построенных на решении прямых задач, для решения обратной задачи с одновременной геометрической оптимизацией лопаточного аппарата.

### Решение проблемы

Положительный опыт применения некоторых методов теории планирования эксперимента (ТПЭ) [8] при доводочных испытаниях газотурбинной техники [9] послужил в данной работе примером приложения методов ТПЭ в численных экспериментах. Целью работы является получение аппроксимационных математических моделей влияния геометрических параметров рабочего колеса ступени осевого компрессора и турбины на ее КПД с помощью вычислительного эксперимента, а также изучение возможностей подобного подхода в обратных оптимизационных задачах аэродинамики.

В рамках поставленной задачи были исследованы ступени осевого компрессора и турбины, которые являются турбомашинами энергетических газотурбинных установок нового поколения большой мощности.

Основные параметры исходной ступени компрессора на среднем радиусе:

- диффузорность по Либляйну  $D_{wPK}$  0,403;
- густота РК  $b/t$  1,234;
- $d_z/(t \sin b_1)$  1,145;
- КПД  $\eta_{Scm}^*$  0,890,

а параметры турбины:

- полное давление на входе  $P_0^*$ , МПа 1,708;
- полная температура на входе  $T_0^*$ , К 1546;
- статическое давление

- на выходе  $P_2$ , МПа 0,894;
- частота вращения  $n$ , об/мин 4320;
- густота РК  $b/t$  1,36;
- КПД  $\eta_{cm}^*$  0,882.

В качестве плана использован греко-латинский квадрат  $4 \times 4$  с четырьмя факторами (табл. 1), представляющий собой рандомизированные блоки, полученные при наложении друг на друга двух (трех и т.д.) ортогональных латинских квадратов. В данном примере элементы одного квадрата обозначены латинскими буквами, а другого – греческими. В таком квадрате каждый из уровней факторов, обозначенных буквами латинского и греческого алфавитов, появляется только один раз в каждой строчке и в каждом столбце, а также только один раз сочетаются в паре между собой.

План  $4 \times 4$  позволяет включить еще один фактор, при котором превратится в насыщенный план. Для включения большего числа факторов размер плана надо увеличивать. Такие планы являются частными случаями дробных реплик от полных факторных экспериментов и требуют проведения минимального количества численных экспериментов. Целесообразность применения греко-латинских квадратов оправдана при выявлении основных эффектов с наиболее эффективными сочетаниями факторов, без учета межфакторных взаимодействий, что позволяет существенно сократить количество расчетов (в данном примере – 16). При этом искомая математическая модель исследуемого процесса может быть адекватно описана идентифицирующими уравнениями в виде суммы аддитивных нелинейных функций каждого фактора

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

$$Y = f_1(x_1) + \dots + f_n(x_n),$$

или их произведения.

Таблица 1

### Греко-латинский квадрат с четырьмя факторами

При выборе переменных в качестве варьируемых факторов были учтены некоторые ограничения. Изменение существующего профиля требует, чтобы были сохранены все ограничения, наложенные на перепроектируемый профиль. Для рабочего колеса компрессора эти ограничения

следующие. Оригинальные и новые лопатки должны иметь неизменную хорду, чтобы можно было поместить новые лопатки в существующий компрессор. Углы входа и выхода потока должны также оставаться неизменными, чтобы обеспечить соответствие соседним рядам лопаток. Шаг решетки и число лопаток должны сохраниться. Массовый расход воздуха через ступень должен быть исходным, чтобы не нарушать параметры ГТД.

На основании анализа существующих геометрических параметров рабочего колеса ступени компрессора в качестве варьируемых факторов были выбраны:

- $\frac{\Delta r}{h}$  – форма исходного симметричного профиля решетки РК;
- $\bar{X}_f$  – относительное расстояние от передней точки профиля до точки на хорде, соответствующей положению максимальной вогнутости;
- $\bar{C}_m$  – относительная толщина изогнутого профиля РК;
- $\Delta \bar{r}$  – относительный радиальный зазор.

Все факторы варьировались на четырех уровнях. Интервалы варьирования были выбраны исходя из условия применимости к исследуемой ступени. Значения переменных представлены в план-матрице табл. 2, определяющей условия проведения вычислений. Таким образом, было проведено 16 численных экспериментов с указанными комбинациями значений варьируемых переменных (факторов).

При исследовании ступени турбины энергетической установки, с целью возможного применения полученных результатов на практике, были наложены ограничения:

- сохранение углов входа и выхода потока  $\beta_{1K}(\beta_{2K})$ ;
  - неизменность ширины лопатки  $b_x$ ;
  - соблюдение заданной эффективной площади проходного сечения РК  $F_{эф}$ .
- В качестве переменных приняты параметры:
- относительный радиальный зазор над лопаткой РК  $\Delta \bar{r}$ , %;
  - густота решетки  $b/t$  (число лопаток  $z$ );
  - радиус входной кромки  $\Delta R$ , мм;
  - максимальная толщина профиля  $\Delta R_{max}$ , мм.

Диапазон изменения исследуемых параметров в большую или меньшую сторону от исходного профиля выбирался исходя из условия получения газодинамически приемлемого профиля. Профилирование лопаток выполнено с использованием метода оптимизированной кривизны. По сравнению с другими метод имеет

Таблица 2

Комбинация значений варьируемых параметров РК компрессорной ступени для проведения расчетных экспериментов

Радиальный зазор $\Delta \bar{r}$ , %	Уравнение средней линии исходного симметричного профиля			
	$\bar{Y} = 1.415 \cdot \bar{C}_{max} \cdot \bar{X}^{0.75} \cdot (1 - \bar{X})^{0.75}$	$\bar{Y} = 2 \cdot \bar{C}_{max} \cdot \bar{X} \cdot (1 - \bar{X})$	Профиль В-10	Профиль А-40
	Изменение относит. макс. толщины профиля решетки РК $\Delta \bar{C}_{max}$ , %		Изменение относительного расстояния до точки макс. прогиба средней линии $\Delta \bar{X}_f$ , %	
0	-1 +5	0 +2.5	+1 0	+2 -2.5
0.7	0 0	-1 -2.5	+2 +5	+1 +2.5
1.4	+1 -2.5	+2 0	-1 +2.5	0 +5
2	+2 +2.5	+1 +5	0 -2.5	-1 -1

Таблица 3

Комбинация значений варьируемых параметров РК турбинной ступени для проведения расчетных 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	0	2	4
1	2	2,5	-1,5	0
	0	-1	4	2
2	2,5	2	0	-1,5
	2	4	-1	0
3	0	-1,5	2,5	2
	4	2	0	-1

ограничения по диапазонам варьирования переменных, благодаря чему позволяет получить наиболее оптимальный профиль по кривизнам спинки и корыта.

Комбинация сочетаний значений варьируемых параметров для проведения расчетных экспериментов представлена в табл. 3. Таким образом проведено 16 численных экспериментов.

В качестве искомой функции (параметра оптимизации) в обоих случаях исследований использован коэффициент полезного действия ступеней.

### Результаты численных экспериментов

Расчет геометрических параметров профилей лопаток компрессорного рабочего колеса и направляющего аппарата ступени производился по методике [10]. Программный модуль представляет собой обратную двумерную осесимметричную задачу для сжимаемой жидкости и конической ступени. Полученные в результате расчета геометрические углы на конических поверхностях проецировались на осевое направление. Расчет координат профилей выполнялся по цилиндрическим сечениям. Координаты просчитывались и служили исходными данными для проверочного расчета. Для выполнения газодинамических расчетов трехмерного вязкого потока в компрессорной ступени использовался программный комплекс *FlowER* [5]. Течение газа описывалось осредненными по Рейнольдсу уравнениями Навье-Стокса. Моделирование

турбулентности осуществлялось с помощью дифференциальной модели Менгера (SST).

В результате эксперимента получены КПД ступени при соответствующих условиях (табл. 4).

Исследование рабочей лопатки турбины выполнено при таких условиях: было спроектировано 16 вариантов рабочей лопатки, рассчитанных затем в составе первой ступени турбинного агрегата.

Таблица 4

Значения КПД компрессорной ступени

0,900	0,890	0,878	0,865
0,893	0,888	0,879	0,888
0,880	0,882	0,896	0,876
0,855	0,849	0,862	0,871

В качестве граничных условий расчетов соблюдены заданные полные параметры температуры и давления на входе, статического давления на выходе ступени, частоты вращения турбины, соответствующие полезной мощности двигателя  $Ne = 60$  МВт.

Исследования ступени выполнялись по программе [5] с сеткой  $2 \times 36 \times 36 \times 56 = 145152$  ячеек в ступени, которая обычно достаточна для проведения массовых сравнительных расчетов. Результаты расчетов в виде мощностного КПД занесены в табл. 5.

Таблица 5

Значения мощностного КПД турбины

0,848	0,863	0,870	0,870
0,833	0,850	0,863	0,864
0,824	0,846	0,842	0,846
0,807	0,827	0,830	0,829

Согласно методике обработки результатов при использовании греко-латинских квадратов [9] по полученным выборочным значениям КПД ступеней получены графики усредненных значений КПД в зависимости от каждого фактора с усреднением по трем другим переменным для ступени компрессора (рис. 1-4).

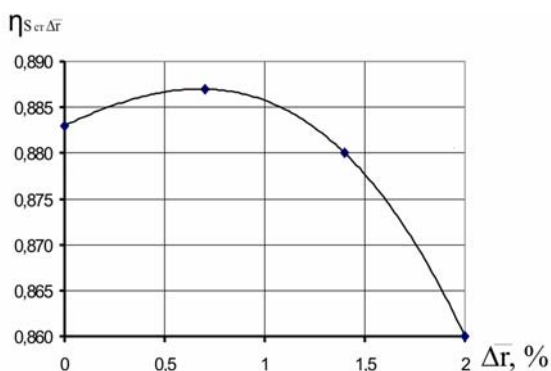


Рис. 1. Зависимость усредненных значений КПД ступени компрессора от относительного радиального зазора

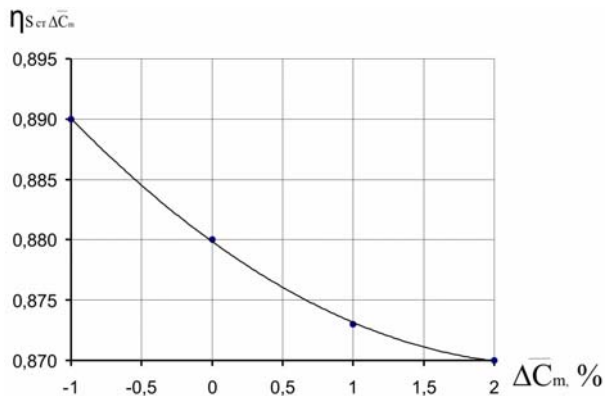


Рис. 2. Зависимость усредненных значений КПД ступени компрессора от изменения относительной толщины профиля лопатки

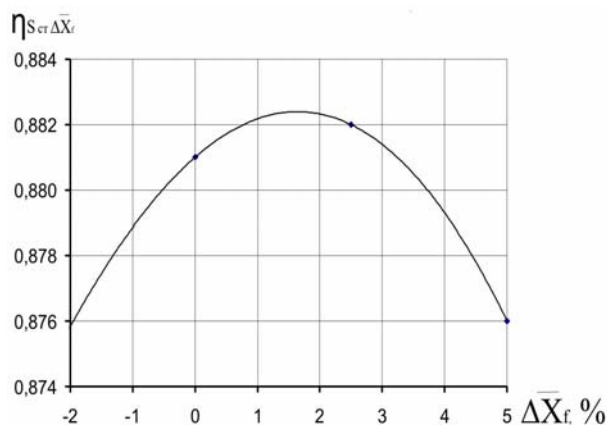


Рис. 3. Зависимость усредненных значений КПД ступени компрессора от изменения относительного положения максимального прогиба профиля

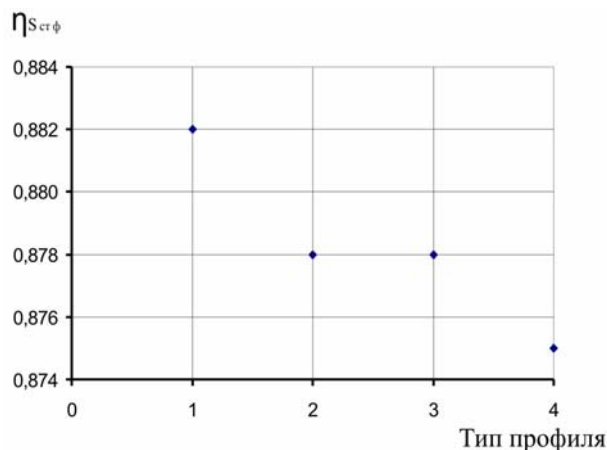


Рис. 4. Зависимость усредненных значений КПД ступени компрессора от типа профиля лопатки

Аналогичные графики для турбины представлены на рис. 5-8.

Исследование течения у концов рабочих лопаток решетки рабочего колеса компрессора свидетельствует о сложном его характере, что отразилось на графике (рис. 1). Ввиду того, что перетекание в радиальном зазоре РК снижает потери “парного вихря”, то, очевидно, существует некоторая оптимальная величина радиального зазора, при которой суммарные потери будут минимальными. Нетрудно прийти к выводу, что значение оптимального зазора определяется геометрическими и аэродинамическими характеристиками рабочего колеса и, как показывает данный анализ, может составлять малую величину (менее 1% высоты лопатки).

На рис. 2 приведена зависимость влияния относительной толщины профиля решетки РК на величину усредненных значений КПД ступени. Согласно полученным результатам, уменьшение  $(C_m)$  не приводит к существенному снижению угла

отклонения потока, позволяет достигнуть снижения потерь в решетке. Однако данная величина ограничена допустимым запасом прочности пера лопатки.

Влияние изменения относительного положения максимального прогиба решетки РК на КПД ступени представлено на рис. 3. Величина  $\bar{X}_f = 0,5$  является оптимальной для получения минимальных потерь в данной решетке. Дальнейшее увеличение этого параметра, очевидно, приводит к появлению отрыва пограничного слоя в области выходной кромки профиля решетки из-за резкого градиента давления и, как следствие, к повышенным потерям в ступени.

Влияние формы исходного симметричного профиля решетки РК на КПД ступени показано на рис. 4.

Графические зависимости КПД от  $\bar{X}_f$ ,  $C_m$ ,  $\Delta r$  и формы исходного профиля представляют собой зависимости усредненных по трем другим факторам значений КПД от каждого фактора в отдельности, поэтому для определения их дискретных значений ими пользоваться непосредственно нельзя. Вычисление дискретных значений требует дополнительного определения коэффициента аппроксимации  $K$  по формуле

$$K = \frac{\eta}{\eta_\phi \eta_{C_m} \eta_{\bar{X}_f} \eta_{\Delta r}}$$

где значения КПД в числителе принимаются по таблице исходного численного эксперимента (табл. 4), а значения величин в знаменателе выбираются в соответствии с графиками (рис. 1-4).

Таким расчетом получена матрица коэффициентов  $K$  (табл. 6).

Значение постоянной  $K$ , усредненной по всему эксперименту, составляет  $K_{cp} = 1,475$ .

Таким образом, аппроксимационная модель имеет вид:

$$\eta_{Scm}^* = 1,475 \cdot \eta_\phi \eta_{C_m} \eta_{\bar{X}_f} \eta_{\Delta r}$$

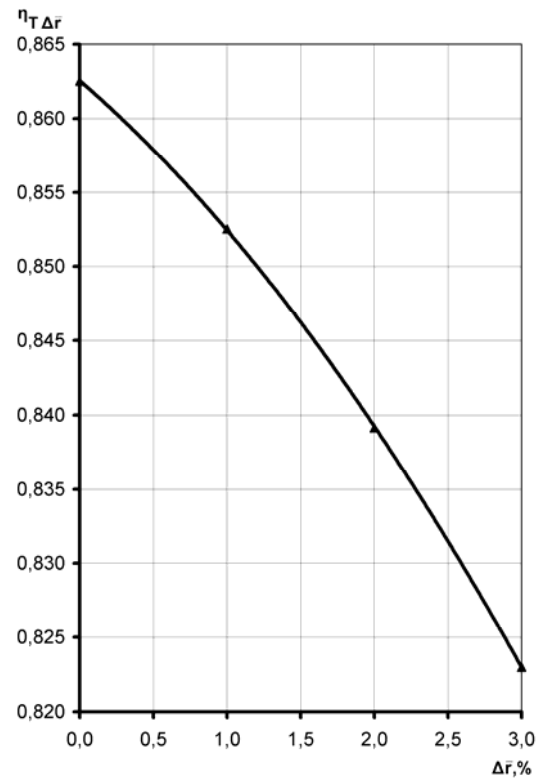


Рис. 5. Зависимость усредненного КПД ступени турбины от радиального зазора РК

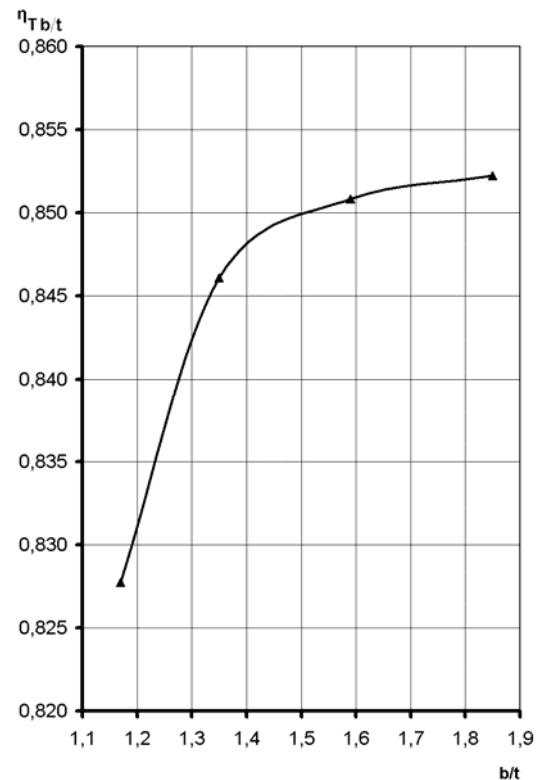


Рис. 6. Зависимость усредненного КПД ступени турбины от плотности решетки РК

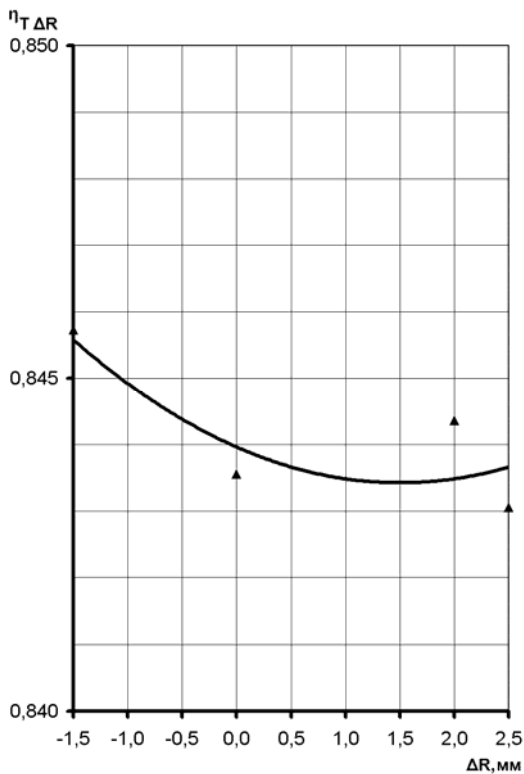


Рис. 7. Зависимость усредненного КПД ступени турбины от изменения радиуса входной кромки лопатки РК

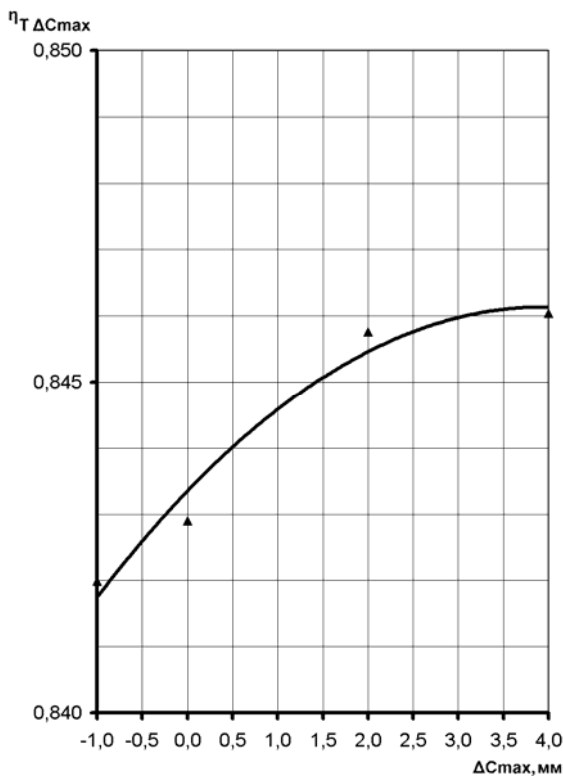


Рис. 8. Зависимость усредненного КПД ступени турбины от изменения максимальной толщины

профиля лопатки РК

Таблица 6

Значения коэффициентов K математической модели компрессора

1,484	1,479	1,470	1,472
1,472	1,470	1,479	1,484
1,469	1,484	1,472	1,470
1,470	1,472	1,484	1,479

Используя данную модель, можно проанализировать работу компрессорной ступени при сочетании геометрических параметров, которые не охватывались исследуемыми вариантами их комбинаций. Согласно полученным результатам, максимальный КПД ступени обеспечивается при форме исходного симметричного профиля, задаваемого функциональной зависимостью 1,  $\Delta X_r = 2,5\%$ ,  $\bar{\Delta r} = 0,7\%$  (изменение  $\Delta C_m$  в сторону утонения нежелательно):  $\eta_{scm}^* = 0,896$ . Увеличение КПД ступени по отношению к исходному варианту составляет 0,6%.

Из результатов исследований турбинной ступени, представленных на рис. 5-8, видно, что с увеличением радиального зазора КПД ступени монотонно падает в отличие от ступени компрессора, что объясняется иным характером течения в зазоре.

В результате исследования влияния густоты решетки на потери в ступени установлено, что при разрежении решетки относительно исходного варианта с 79 лопатками ( $b/t < 1,4$ ) КПД ступени резко падает, а при увеличении густоты – возрастает до определенного предела и затем приобретает монотонный характер. Следовательно, можно говорить о возможной оптимизации ступени по густоте решетки.

Из графика зависимости усредненного КПД ступени от изменения радиуса входной кромки видно (рис. 7), что изменение радиуса в исследованном диапазоне мало влияло на КПД, хотя уменьшение радиуса относительно исходного значения приводит к незначительному росту КПД. С другой стороны, как известно, уменьшение радиуса входной кромки приводит к ухудшению атакоустойчивости профиля. Поэтому в качестве оптимизируемого этот фактор рассматривать не целесообразно.

Из графика зависимости усредненного КПД ступени от изменения максимальной толщины профиля видно (рис. 8), что при увеличении максимальной толщины профиля КПД ступени сначала растет, а затем остается примерно на одном уровне, что позволяет говорить о целесообразности рассмотрения этого фактора в качестве оптимизируемого.

## Література

1. Wu C.H. 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).
2. Макнелли, Сокол. Обзор методов расчета внутренних течений в применении к турбомашинам // Труды американского общества инженеров механиков. Серия: Теоретические основы инженерных расчетов. – 1985. – Т. 107. – <sup>1</sup> 1. – С. 103-122.
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 инженеров механиков. Серия: Энергетические машины и установки. – 1984. – Т. 106. – № 2. – С. 72-80.
5. Ершов С.В., Русанов А.В. Комплекс програм розрахунку тривимірних течій газу в багатовінцевих турбомашинах “FlowER” / Свід. про держ. реєстрацію прав автора на винах., ПА №77. Держ. агентство України з авторських та суміжних прав, 19.02.1996.
6. 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.
7. Бойко А.В., Говорущенко Ю.Н., Ершов С.В., Русанов А.В., Северин С.Д. Аэродинамический расчет и оптимальное проектирование проточной части турбомашин. – Харьков: ХПИ, 2002. – 356 с.
8. Налимов В.В. Теория эксперимента. – М.: Наука, 1971. – 208 с.
9. Герасименко В.П. Математические методы планирования испытаний воздушно-реактивных двигателей: Учеб. пособие. – Харьков: Харьк. авиац. ин-т, 1982. – 105 с.
10. Система автоматизированного проектирования осевого многоступенчатого компрессора. 589.255.0014-01 13 ЛУ. – 1985.