

УДК 62.135
DOI: 10.18799/24131830/2025/8/4801
Шифр специальности ВАК 2.4.7
Научная статья

Разработка и исследование способа снижения концевых потерь для осевых углекислотных турбин

А.Н. Рогалев, С.К. Осипов, И.И. Побережец, Д.Д. Львов, Г.А. Герцовский✉

Национальный исследовательский университет «МЭИ», Россия, г. Москва

✉gertsovskyga@mpei.ru

Аннотация. *Актуальность* исследования обусловлена необходимостью повышения эффективности оборудования тепловых электрических станций за счет возможного внедрения кислородно-топливных энергетических комплексов, рабочим телом которых является диоксид углерода при сверхкритических параметрах. *Цель:* оценка влияния модификации геометрии профиля лопаток углекислотных турбин на концевые потери в межлопаточных каналах. *Объект:* сопловой аппарат первой ступени углекислотной турбины, работающей по циклу Аллама. *Методы.* Для проведения исследований и моделирования течения теплового потока в межлопаточных каналах углекислотной высокотемпературной турбины термодинамические параметры цикла Аллама и геометрические характеристики первой ступени были предварительно рассчитаны и получены из ранее проведенных исследований. Численное моделирование течения в межлопаточных каналах проводилось в программном комплексе ANSYS. Сетка строилась в сеточном генераторе ANSYS Meshing. Моделирование выполнялось в модуле ANSYS Fluent. Рабочим телом был задан диоксид углерода из библиотеки Fluent с внесением изменений в термодинамические свойства среды в соответствии с рассматриваемыми параметрами. *Результаты.* Определено, что при использовании оребрения в межлопаточном канале за счет образования перетоков снижается интенсивность вихреобразования, что также уменьшает энергию диссипации на поверхности стенок. Также установлено, что при модификации ребер их следует изготавливать с переменным уменьшающимся сечением, поскольку использование такого профиля позволит исключить влияние кромочного следа от использования ребра в канале. Использование ребра с уменьшающейся высотой (около 1 мм) и длиной в половину канала позволило снизить долю концевых потерь в межлопаточных каналах углекислотной высокотемпературной турбины в среднем на 37,5 %.

Ключевые слова: углекислотная турбина, концевые потери, ребра, вторичные течения, вихри, коэффициент потерь, сопловая решетка, диссипации энергии

Благодарности: Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации в рамках Государственного задания № FSWF-2023-0014 (Соглашение № 075-03-2023-383 от 18 января 2023 г.) в сфере научной деятельности на 2023–2025 гг.

Для цитирования: Разработка и исследование способа снижения концевых потерь для осевых углекислотных турбин / А.Н. Рогалев, С.К. Осипов, И.И. Побережец, Д.Д. Львов, Г.А. Герцовский // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. – 2025. – Т. 336. – № 8. – С. 21–30. DOI: 10.18799/24131830/2025/8/4801

UDC 62.135
DOI: 10.18799/24131830/2025/8/4801
Scientific paper

Study and development of a method for reducing blade tip clearance losses in axial carbon dioxide turbines

A.N. Rogalev, S.K. Osipov, I.I. Poberezhets, D.D. Lvov, G.A. Gertsovsky✉

National Research University "MPEI", Moscow, Russian Federation

✉gertsovskyga@mpei.ru

Abstract. Relevance. The need to reduce emissions into the atmosphere and increase the efficiency of the equipment of thermal power plants, due to the possible introduction of oxygen-fuel energy complexes, the working medium of which is carbon dioxide at supercritical parameters. **Aim.** Evaluation of the effect of modification of the profile geometry of the blades of carbon dioxide turbines on the end losses in the inter-blade channels. **Object.** Nozzle unit of the first stage of a carbon dioxide turbine operating on the Alam cycle. **Methods.** To research and modeling the heat flow in the interblade channels of a high-temperature carbon dioxide turbine, the thermodynamic cycle parameters of Alamah and geometric characteristics of the first stage were preliminarily calculated and obtained from previous works. Numerical simulation of the flow in the interblade channels was carried out in the software package ANSYS. The grid was built in the ANSYS Meshing grid generator. Simulation was carried out in the ANSYS Fluent module. Carbon dioxide was used as a working fluid from the Fluent library with a change in the thermodynamic properties of the environment in accordance with the considered parameters. **Results.** The authors have determined that when using ribbing in the interblade channel due to the formation of overflows, the intensity of vortex formation is reduced. This reduces as well the energy dissipation on the surface of the walls. It was established that at modification the ribs should be made with a variable decreasing cross section, since the use of such a profile will eliminate the influence of the edge trace from the use of the rib in the channel. The use of a rib with a decreasing height (about 1 mm) and a length equal to half of the channel allowed to reduce the share of end losses in the interblade channels of a carbon dioxide high-temperature turbine by an average of 37.5%.

Keywords: carbon dioxide turbine, blade tip clearance losses, fins, secondary flows, vortices, loss ratio, nozzle ring, energy dissipations

Acknowledgements: This study conducted by Moscow Power Engineering Institute was financially supported by the Ministry of Science and Higher Education of the Russian Federation (project no. FSWF-2023-0014, contract no. 075-03-2023-383, 2023/18/01).

For citation: Rogalev A.N., Osipov S.K., Poberezhets I.I., Lvov D.D., Gertsovsky G.A. Study and development of a method for reducing blade tip clearance losses in axial carbon dioxide turbines. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering*, 2025, vol. 336, no. 8, pp. 21–30. DOI: 10.18799/24131830/2025/8/4801

Введение

Ежегодный рост населения планеты и индустриализации промышленности сопровождается ростом потребления электроэнергии и, соответственно, большими выбросами углекислого газа в атмосферу при генерации электроэнергии.

Наиболее эффективными энергоблоками являются парогазовые установки (ПГУ). Высокая эффективность ПГУ и низкие выбросы окислов азота при сжигании метана в камерах сгорания газотурбинных установок (ГТУ) в составе ПГУ позволяют добиться высокой экологичности данных установок. Дальнейшее увеличение эффективности может быть достигнуто за счет повышения температуры на входе в газовую турбину, но это требует разработки системы охлаждения лопаточного аппарата и создания новых жаростойких сплавов. В то же время достигнуть существенного сокращения выбросов диоксида углерода в атмосферу только за счет повышения эффективности ПГУ проблематично, в связи с этим необходимы установки для улавливания и захоронения CO_2 . Существует множество установок для улавливания диоксида углерода, и все они существенно снижают КПД нетто ПГУ. Снижение КПД находится в диапазоне от 6 до 23 % [1, 2] в зависимости от применяемой технологии, а максимальная степень улавливания диоксида углерода установками улавливания CO_2 составляет 90 %.

В связи с этим в последнее время одним из перспективных направлений в энергетике являются кислородно-топливные энергетические циклы, позволя-

ющие производить электроэнергию с околонулевыми выбросами [3]. Наиболее перспективным кислородно-топливным энергетическим циклом является цикл Аллама, КПД нетто которого по разным оценкам лежит в диапазоне от 50 до 59 % [4–6]. В исследовании [6] установлено, что максимальный КПД нетто цикла достигается при начальных параметрах 1100 °C и 30 МПа и конечном давлении 3 МПа.

Помимо высокой эффективности и низких выбросов CO_2 в атмосферу, габариты основного генерирующего оборудования углекислотных циклов будут в несколько раз меньше, чем у паровых или газовых. Это связано с тем, что плотность рабочей среды в цикле Аллама выше, чем в традиционных циклах. Из-за особенностей термодинамических свойств диоксида углерода при проектировании турбины ее лопатки получаются малого размера по высоте [7]. Известно, что коэффициент потерь энергии в лопаточном аппарате линейно растет с увеличением отношения хорды к высоте лопатки, поэтому задача сокращения концевых потерь в межлопаточном канале углекислотной турбомашин является актуальной.

Концевые потери в межлопаточных каналах турбомашин исследуются более 55 лет, механизмы возникновения вихрей из-за концевых эффектов описаны в обзорах, посвященных исследованиям образования вторичных течений в межлопаточных каналах [8–10]. Концевые вихри составляют около 30–50 % от всех потерь в межлопаточном канале, поэтому снижение данной составляющей потерь

внесет наибольший эффект в аэродинамическую эффективность лопаточного канала. Снижение концевых потерь возможно без изменения профиля лопатки, а способы борьбы с вторичными течениями исследованы в работах [11–13].

В работе [11] представлено исследование снижения вторичных течений с помощью профилирования торцевой стенки канала. Торцевая стенка в данном случае представляет не ровную, а волнистую поверхность. Характер изгибов торцевой поверхности зависит от вихря, формирующегося на торцевой поверхности, который зависит от множества факторов. Такая форма торцевой стенки позволяет сорвать вихрь и погасить его до момента, как он полностью сформируется, и снизить максимальные диссипации энергии в потоке. Результаты исследования показывают, что снижение вторичных потерь в данном случае составляют 24 %.

Вторым способом снижения вторичных вихрей является применение продольного оребрения канала для ограничения перетоков рабочего тела под действием градиента давления, предотвращающего создание вихревых течений. Раньше оребрение не рассматривалось как возможный способ снижения вторичных течений, так как не было возможности изготовить ребра нужной толщины и профиля с необходимыми механическими характеристиками. Но развитие технологий 3D-печати, лазерного порошкового напыления, микрофрезерования и других технологий позволяет на данный момент изготовить достаточно мелкие детали с приемлемой точностью и высокими прочностными характеристиками.

В исследовании [13] рассматриваются ребра треугольного сечения. Результаты численного моделирования показали, что внедрение ребер привело к уменьшению коэффициента полных потерь на 0,072 %, а результаты эксперимента – на 0,069 %.

В работе [13] проводилось исследование влияния внедрения криволинейных ребер прямоугольного сечения на внутренних поверхностях бандажей турбинной ступени. Результаты исследования показали, что снижение коэффициента потерь составило 7,78 %.

Возможные варианты конструктивной модернизации решеток турбин с целью уменьшения уровня потерь энергии потока представлены в работе [14], где предлагается устанавливать дополнительные обтекатели клиновидной формы перед носиком каждой лопатки с зазором, что позволяет снизить потери в турбинной решетке.

В работе [15] авторы установили, что можно повысить газодинамическую эффективность течения среды в межлопаточных каналах путем изменения геометрии лопатки с прямой формы на «змеевидную».

Также в [16] предлагается устанавливать на ограничивающих концевых поверхностях по сред-

ней линии межлопаточных каналов клиновидные ребра, которые снижают потери в решетке за счет предотвращения развития вторичных вихрей. Другой возможный вариант конструктивной модернизации представлен в [17], где предлагается конструировать бандажи с продольными канавками и дополнительными выемками в выходной части лопаток.

В работе [18] представлено несколько решений, которые позволили снизить потери в решетке с теоретическим обоснованием. Автор также исследовал влияние формы профиля лопатки на уровень потерь. Так, при «дельфинообразной» форме лопатки наблюдалось уменьшение потерь энергии на выходе из турбинной решетки, по сравнению с обычным профилем.

В исследованиях [19, 20] также было рассмотрено снижение уровня потерь энергии за счет использования оребрения в решетках профилей с различными модификациями, что, в свою очередь, привело к снижению уровня потерь энергии потока. Кроме того, в исследовании [3] помимо снижения потерь рассматривается и *laser powder deposition (LPD)* – технология наложения ребер в межлопаточных каналах [21], которая может в дальнейшем использоваться для изготовления каналов с оребрением ввиду сложной геометрии лопаток и процедуры нанесения ребер в межлопаточных каналах.

Таким образом, исходя из проведенного анализа можно сделать вывод, что существует множество различных способов улучшения газодинамической эффективности межлопаточного канала.

Потери в решетках турбомашин подразделяют на профильные и концевые. Профильные потери зависят от геометрии выбранного профиля и подразделяются на потери трения, кромочные и волновые (1).

$$Y = Y_p + Y_{end}, \quad (1)$$

где Y_p – профильные потери; Y_{end} – концевые потери.

Наибольшее значение в газодинамические потери вносят концевые потери. Эти потери связаны с образованием вихревых течений в периферийном и корневом сечениях каналов рабочих и сопловых лопаток. Возникающие вихри в торцевых сечениях получили название вторичных течений, а механизмы их возникновения описаны в работе [4], которая представляет собой обобщение экспериментальных данных множества исследований различных механизмов образования вторичных течений. Концевые вихри составляют около 30–50 % от всех потерь в межлопаточном канале, поэтому снижение данной составляющей потерь внесет наибольший эффект в аэродинамическую эффективность лопаточного канала. Снижение концевых потерь возможно без изменения профиля лопатки, а способы борьбы с вторичными течениями исследованы в [3, 5, 6].

Объект и методика исследования

В качестве объекта исследования был выбран сопловой аппарат первой ступени углекислотной турбины, работающей в цикле Аллама, мощность нетто которой составляет 172,5 МВт, а электрический КПД схемы – 47,03 %.

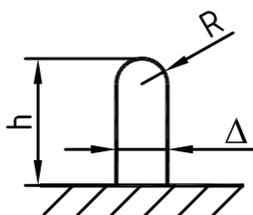
По результатам термодинамического расчета тепловой схемы цикла Аллама были получены параметры для проведения одномерного расчета углекислотной турбины по известной методике, описанной в [22]. В результате расчета были получены геометрические характеристики первой ступени турбины (табл. 1) и термодинамические параметры (табл. 2).

Ребра располагались в межлопаточных каналах на торцевых поверхностях сопловой решетки первой ступени углекислотной высокотемпературной турбины.

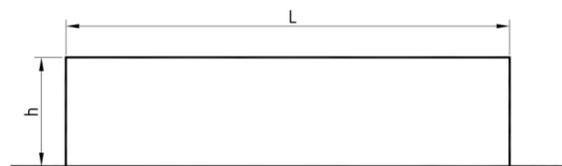
Таблица 1. Геометрические параметры сопловой решетки первой ступени [23]

Table 1. Geometrical parameters of the first stage nozzle ring [23]

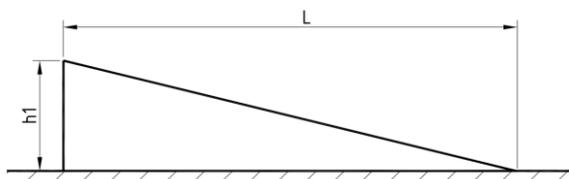
Конструктивная характеристика, мм Design parameter, mm	Величина/описание Value/description
Хорда/Chord	60
Высота/Height	25
Корневой диаметр/Route diameter	900
Степень парциальности/Admission degree	1
Шаг лопатки/Blade pitch	47,337
Высота лопаточного аппарата/Blade assembly height	25



а) поперечное сечение ребра/cross section of the fin, $R=0,025$ мм/мм, $\Delta=0,5$ мм/мм, $h=var$



б) конфигурация/configuration 1, $h=2$ мм/мм



г) конфигурация/configuration 3, $h1=2$ мм/мм

Таблица 2. Граничные условия численного эксперимента

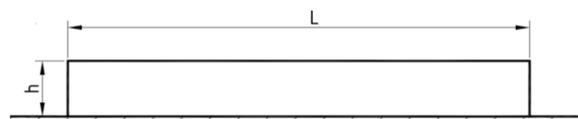
Table 2. Boundary conditions of numerical experiment

Полное давление на входе в сопловой аппарат, МПа Full pressure at entry to nozzle box assembly, MPa	30
Температура на входе в сопловой аппарат, °C Temperature at entry to nozzle box assembly, °C	1100
Полное давление на выходе из соплового аппарата, МПа Full pressure at exit from nozzle box assembly, MPa	25,15

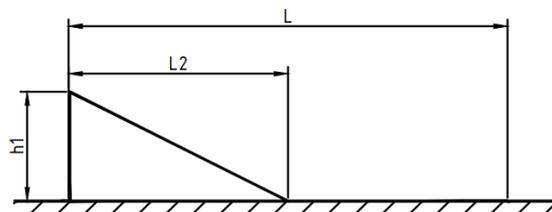
Для исследования снижения концевых потерь с помощью ребер рассматривались следующие конфигурации:

- 1) прямоугольное ребро постоянного сечения высотой 1 мм;
- 2) прямоугольное ребро постоянного сечения высотой 2 мм;
- 3) прямоугольное ребро переменного сечения начальной высотой 2 мм, плавно уходящее в бандаж;
- 4) прямоугольное ребро переменного сечения начальной высотой 1 мм, плавно уходящее в бандаж в середине межлопаточного канала.

Ребро располагалось по линиям тока, вызванным вихревым течением. При этом его начало находилось в области максимальных диссипаций энергии. Развертка моделей ребер и поперечное сечение ребра показаны на рис. 1.



в) конфигурация/configuration 2, $h=1$ мм/мм



д) конфигурация/configuration 4, $L=$ длина канала/passage length, $L2=L/2$, $h1=1$ мм/мм

Рис. 1. Рассматриваемые ребра в канале
Fig. 1. Discussed fins in the passage

Численное моделирование течения в межлопаточных каналах проводилось в программном комплексе ANSYS. Сетка строилась в сеточном генераторе ANSYS Meshing. Моделирование выполнялось в модуле ANSYS Fluent. Расчетные сетки, используемые для численного моделирования, неструктурированные и периодические. Характеристики полученной сетки приведены в табл. 3.

Таблица 3. Основные характеристики расчетной сетки профиля для углекислотной турбины

Table 3. Main characteristics of computational profile mesh for carbon dioxide turbine

Параметр Parameter	Величина Value
Количество элементов сетки, млн Number of mesh elements, mln	5
Глобальный размер сетки, мм/Mesh global size, mm	0,5
Способ построения призматического слоя Prismatic layer design procedure	First Layer Thickness
Высота первого призматического слоя, мм First prismatic layer height, mm	0,001304
Количество призматических слоев Number of prismatic layers	17
Коэффициент роста/Growth rate	1,4

Для моделирования использовался метод осреднения системы уравнений Навье–Стокса по Рейнольдсу (RANS) при выбранной модели турбулентности – Shear Stress Transport и $k-\omega$. Ниже представлены основные уравнения для метода RANS (2) и для модели турбулентности SST $k-\omega$ (3) [24, 25].

$$\begin{cases} \rho \left(\frac{\partial u_i}{\partial t} + (u \nabla) u \right) = -grad(p) + \frac{\partial}{\partial x_k} \left[(\mu + \mu_t) \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \right], \\ -\nabla(\rho \bar{u}) = \frac{\partial \rho}{\partial \bar{u}} \end{cases} \quad (2)$$

где ρ – плотность; u – скорость; p – давление; μ – динамическая вязкость; μ_t – вихревая вязкость.

$$\begin{cases} \frac{D(\rho k)}{Dt} = \nabla \cdot [(\mu + \sigma_k \mu_T) \nabla k] + P_k - \beta^* \rho \omega k \\ \frac{D(\rho \omega)}{Dt} = \nabla \cdot [(\mu + \sigma_\omega \mu_T) \nabla \omega] + \\ + \gamma \frac{\rho}{\mu_T} P_k - \beta \rho \omega^2 + 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega 2} \frac{\nabla k \cdot \nabla \omega}{\omega} \end{cases} \quad (3)$$

где $P_k = \min(\mu_T S^2, 10\beta^* \rho \omega k)$ вспомогательное соотношение; d_ω – расстояние между стенок; ρ – плотность; u – скорость; p – давление; μ – динамическая вязкость; μ_t – вихревая вязкость; k – кинетическая энергия вихря; ω – удельная скорость рассеивания.

Уравнения для модели турбулентности $k-\omega$ следующие (4) [25]:

$$\begin{cases} \frac{D(k)}{Dt} = \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta^* k \omega + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\frac{\mu}{\rho} + \sigma^* \frac{\mu_T}{\rho} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] \\ \frac{D(\omega)}{Dt} = \alpha \frac{\omega}{k} \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\frac{\mu}{\rho} + \sigma \frac{\mu_T}{\rho} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right] \end{cases} \quad (4)$$

где ρ – плотность; μ – динамическая вязкость; μ_t – вихревая вязкость; k – кинетическая энергия вихря; ω – удельная скорость рассеивания; u – скорость.

Граничные условия были заданы на основании результатов одномерного расчета: давление и температура на входе в первую ступень 30 МПа, 1100 °С, давление после сопловой лопатки первой ступени 25 МПа. Рабочим телом является диоксид углерода из библиотеки Fluent с внесением изменений в термодинамические свойства среды в соответствии с рассматриваемыми параметрами. На рис. 2 показана модель с указанием поверхностей, на которых были заданы граничные условия.

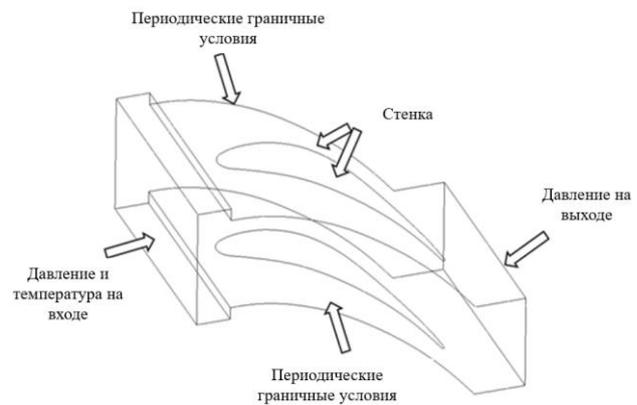


Рис. 2. Граничные условия в расчетной модели

Fig. 2. Boundary conditions of the computational model

Для количественной оценки и сравнения разных конфигураций ребер используется коэффициент полных потерь, рассчитанный по уравнению (5).

$$Y_c = 1 - \varphi^2 = 1 - \frac{c_{1t}}{c_1} \quad (5)$$

где c_{1t} – теоретическая скорость на выходе потока из сопловой решетки; c_1 – действительная скорость истечений из сопловой решетки, которая определялась в результате численного моделирования путем снятия среднего значения на плоскости на выходном канале.

Теоретическая скорость находится по уравнению (6).

$$c_{1t} = \sqrt{2(h_0 - h_{1t})}, \quad (6)$$

где h_0 – энтальпия рабочего тела на входе в первую ступень; h_{1t} – теоретическая энтальпия на выходе из сопловой решетки.

Результаты исследования

Действительная скорость находится по результатам численного эксперимента путем расчета осредненной по массе скорости на выходной кромке лопатки. Сравнение коэффициента полных по-

терь по высоте лопатки для разных конфигурация ребер представлено на рис. 3.

На представленной зависимости заметно, что в случае отсутствия ребер коэффициент полных потерь имеет наибольшие значения на относительной высоте 0,25 из-за выноса вихря в поток и около торцевых стенок из-за пограничного слоя и потерь трения о стенку.

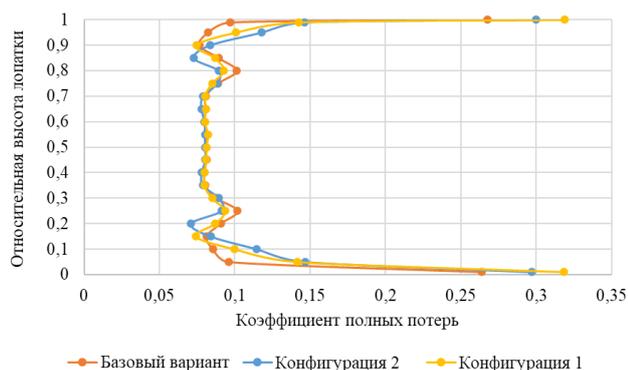


Рис. 3. График распределения коэффициента полных потерь по высоте лопатки для ребер постоянного сечения

Fig. 3. Chart of total loss ratio distribution by blade height for fins of permanent cross-section

В результате анализа графиков распределения коэффициента полных потерь было установлено, что применение ребра при конфигурации 1 позволяет снизить долю концевых потерь на 35,7 %, а при конфигурации 2 – на 36,2 %. В связи с тем, что при добавлении ребра появляются потери, связанные с трением, было решено снизить площадь поверхности контакта между рабочей средой и ребром путем использования ребер с уменьшающейся высотой по её длине (рис. 2, з, д).

Наилучший эффект вносит ребро конфигурации 4. Несмотря на большие диссипации энергии в результате выноса вихря в поток по сравнению с каналом без ребер (рис. 4) среднеинтегральные потери по всей высоте меньше, вследствие чего скорость осредненная на выходе из канала больше. Ребро данной конфигурации позволило уменьшить коэффициент полных потерь на 41,4 %.

На основе полученных результатов зафиксировано увеличение скорости после межлопаточного канала. Наибольшая скорость достигается в горле канала – наиболее узком сечении межлопаточного канала. На выходе из горла канала образуется кромочный след в результате срыва потока с кромки лопатки.

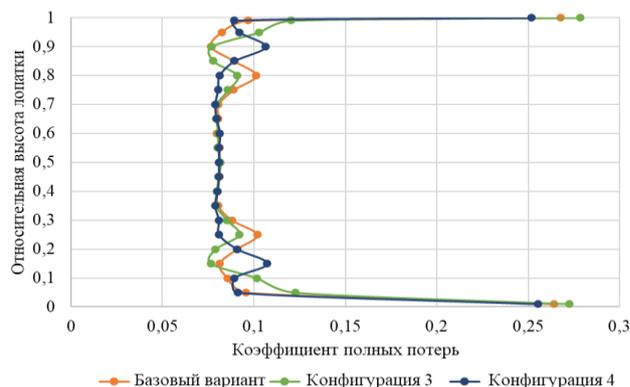


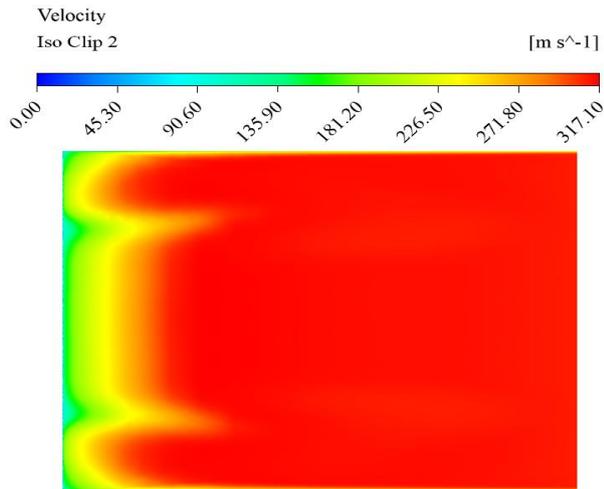
Рис. 4. График распределения коэффициента полных потерь по высоте лопатки для ребер переменного сечения

Fig. 4. Chart of total loss ratio distribution by blade height for fins of variable cross-section

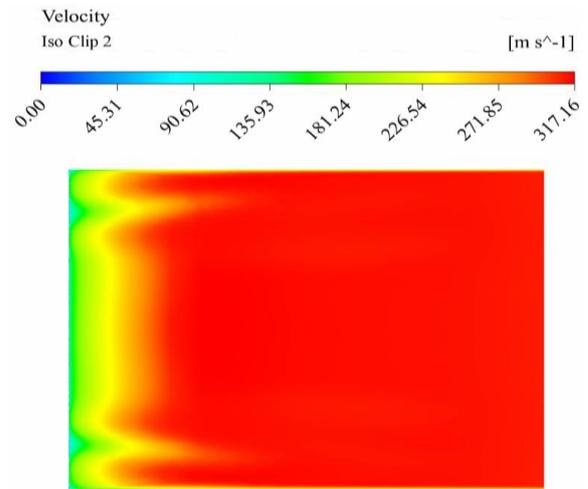
В процессе расчетов было выяснено, что ребра постоянного сечения хоть и снижают диссипации энергии в результате образования вторичных течений, но вносят дополнительные потери энергии из-за возникновения кромочного следа вследствие срыва потока с кромки ребра. Кромочный след имеет аналогичный вид, что и при срыве потока с выходной кромки лопатки. Возникающий кромочный след от ребра оказывает большее влияние на гидравлическое сопротивление, чем снижение диссипаций энергии в результате ограничения вторичных течений. Также, как уже было сказано выше, вихрь в результате вторичного течения возникает в начале канала и далее выносится в поток, поэтому ребра постоянного сечения по всей длине канала начиная с момента отрыва вихря от торцевой стенки не разбивают вихрь, а лишь создают дополнительное сопротивление трения. Поэтому ребра с уменьшающимся поперечным сечением по ходу канала позволили снизить влияние вторичных вихрей и улучшить характер течения, так как влияние от возникновения кромочных потерь на структуру потока меньше. Сравнение поля скоростей на выходе из канала показано на рис. 5.

На рис. 6 можно наблюдать вихревую структуру, возникающую на торцевых стенках канала. Вихрь образуется на торцевых стенках на входе в межлопаточный канал. Далее по ходу канала вихрь отрывается и выносится в поток рабочего тела.

При использовании оребрения возникающий вихрь на торцевых стенках разбивается на два вихря меньших по размеру. Это позволяет снизить диссипации энергии в потоке. Новый вид вихревой структуры показан на рис. 7.



а) межлопаточный канал без ребер
 blade passage without fins



б) межлопаточный канал с ребрами
 blade passage with fins

Рис. 5. Поля скоростей на выходе из канала
Fig. 5. Velocity fields at exit from passage

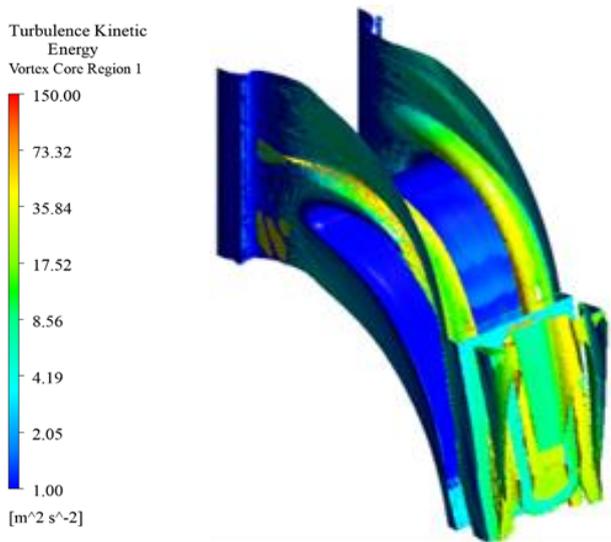


Рис. 6. Вихревая структура в потоке без ребер
Fig. 6. Vortex structure in flow without fins

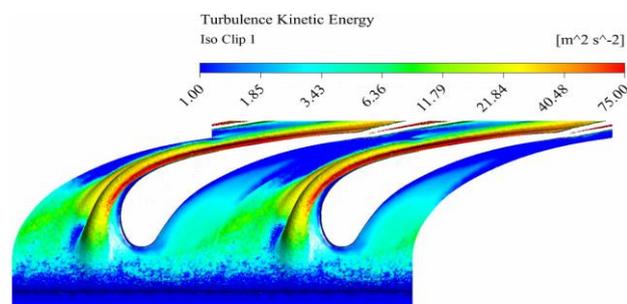
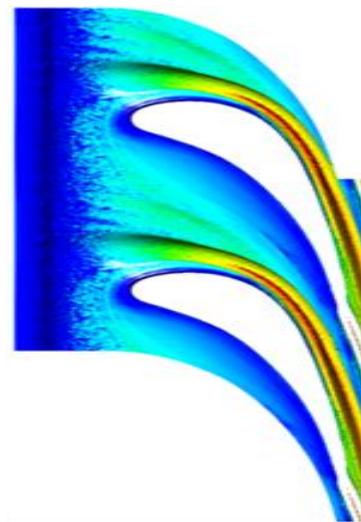


Рис. 7. Вихревая структура в потоке на номинальном режиме работы при использовании ребер (конфигурация 4)
Fig. 7. Vortex structure in a flow at nominal operation mode with use of fins (configuration 4)

Заключение

Таким образом, в ходе проведения исследований способов снижения концевых потерь в сопловом аппарате высокотемпературных паровых и углекислотных турбомашин можно сформировать следующие научные результаты:

1. Использование оребрения в межлопаточном канале приводит к снижению интенсивности вихреобразования за счет предотвращения перетоков рабочего тела на торцевой поверхности лопатки. Это снижает диссипации энергии на поверхностях стенок, но само ребро вносит в поток дополнительные потери на трения и возмущения в потоке.

2. При использовании ребра постоянного сечения возникает эффект кромочного следа при срыве потока с кромки ребра в канале, что приводит к дополнительным гидравлическим потерям. Использование ребер переменного сечения позволит исключить влияние кромочного следа от использования ребра в канале.
3. Вихрь с торцевой стенки со временем выносится в поток, поэтому дальнейшее продолжение профиля ребра будет создавать дополнительные потери на трение. Следовательно, ребро необходимо размещать в зоне наибольших диссипаций энергии по длине вихря, а не на всей протяженности межлопаточного канала.
4. Было установлено, что использование ребра с уменьшающейся высотой, равной 1 мм, и длиной в половину канала, позволит снизить долю концевых потерь в межлопаточных каналах углекислотной высокотемпературной турбины конфигурации 1 на 35,7 %, конфигурации 2 – на 36,2 %, конфигурации 3 – на 39,4 %, а конфигурации 4 – на 41,4 %.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Thermodynamic analysis of cycle arrangements of the coal-fired thermal power plants with carbon capture / V.O. Kindra, I.A. Milukov, I.V. Shevchenko, S.I. Shabalova, D.S. Kovalev // Archives of Thermodynamics. – 2021. – Vol. 42. – P. 103–121. DOI: 10.24425/ather.2021.139653.
2. Methods for competitiveness improvement of high-temperature steam turbine power plants / A. Rogalev, N. Rogalev, I. Komarov, V. Kindra, S. Osipov // Inventions. – 2022. – Vol. 7. – P. 44. DOI: 10.3390/inventions7020044.
3. Protalinsky O.M., Shcherbatov I.A., Stepanov P.V. Identification of the actual state and entity availability forecasting in power engineering using neural-network technologies // Journal of Physics: Conference Series. – 2017. – Vol. 891. – P. 012289. DOI: 10.1088/1742-6596/891/1/012289.
4. Research and development of a high-performance oxy-fuel combustion power cycle with coal gasification / V. Kindra, A. Rogalev, O. Zlyvko, V. Sokolov, I. Milukov // Archives of Thermodynamics. – 2021. – Vol. 42. – P. 155–168. DOI: 10.24425/ather.2021.139656
5. Feasibility study of the CO₂ regenerator parameters for oxy-fuel combustion power cycle / V. Kindra, I. Komarov, S. Osipov, O. Zlyvko, I. Maksimov // Inventions. – 2022. – Vol. 7. – P. 66. DOI: 10.3390/inventions7030066
6. Research and development of the oxy-fuel combustion power cycles with CO₂ recirculation / A. Rogalev, N. Rogalev, V. Kindra, I. Komarov, O. Zlyvko // Energies. – 2021. – Vol. 14. – P. 2927. DOI: 10.3390/en14102927
7. Supercritical carbon dioxide gas turbines for high-power generation / A. Zaryankin, S. Osipov, A. Rogalev, V. Kindra // AIP Conference Proceedings. – 2018. – Vol. 2047. – P. 020026. DOI: 10.1063/1.5081659
8. Sieverding C.H. Recent progress in the understanding of basic aspects of secondary flows in turbine blade passages // Journal of engineering for gas turbines and power. – 1985. – Vol. 107. – P. 248–257. DOI: 10.1115/1.3239704
9. Langston L.S. Secondary flows in axial turbines – a review // Annals of the New York Academy of Sciences. – 2001. – Vol. 934. – P. 11–26. DOI: 10.1111/j.1749-6632.2001.tb05839.x
10. Пассар А.В. Влияния высот лопаток рабочего колеса центробежной турбины на газодинамику течения // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. – 2019. – Т. 330. – № 12. – С. 54–63. DOI: 10.18799/24131830/2019/12/2392.
11. The effect of end-wall profiling on secondary flow and loss development in a turbine cascade / G. Ingram, D. Gregory-Smith, M. Rose, N. Harvey, G. Brennan // Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. – 2002. – Vol. 3610. – P. 135–145. DOI: 10.1115/GT2002-30339
12. Application of riblets on turbine blade endwall secondary flow control / X. Miao, Q. Zhang, L. Wang, H. Jiang, H. Qi // Journal of Propulsion and Power. – 2015. – Vol. 31. – P. 1578–1585. DOI: 10.2514/1.B35549
13. Численное исследование методов снижения концевых потерь энергии в сопловых решетках турбомашин / А.Е. Зарянкин, В.О. Киндра, С.К. Осипов, В.П. Худякова // Технические науки: тенденции, перспективы и технологии развития. – 2016. – С. 21–28.
14. Лопаточная решетка турбомшины: пат. №2013570, Российская Федерация, С1; заявл. 21.11.1991; опубл. 30.05.1994. – 7 с.
15. Reducing secondary flow losses in low-pressure turbines: the “Snaked” blade / M. Giovannini, F. Rubecchini, M. Marconcini, A. Arnone, F. Bertini // International Journal of Turbomachinery, Propulsion and Power. – 2019. – Vol. 4. – P. 28. DOI: 10.3390/ijtp40300289
16. Лопаточная решетка осевой турбомшины: пат. № 170008, Российская Федерация, U1; заявл. 27.06.2016; опубл. 11.04.2017, Бюл. № 11. – 6 с.
17. Лопаточная решетка турбомшины: пат. № 299658, Советский союз, А1; заявл. 17.02.1969; опубл. 26.03.1971, Бюл. № 12. – 2 с.
18. Зарянкин А.Е. Механика несжимаемых и сжимаемых жидкостей. 3-е изд., стер. – М.: ИД МЭИ, 2022. – 590 с.
19. Reduction methods of secondary flow losses in stator blades: numerical and experimental study / A. Zaryankin, A. Rogalev, V. Kindra, V. Khudyakova, N. Bychkov // 12th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics, ETC 2017. – 2017.
20. Control valves and cascades for the first stages of turbines with ultrasupercritical steam parameters / A.E. Zaryankin, N.D. Rogalev, A.N. Rogalev, I.V. Garanin, S.K. Osipov, E.Y. Grigoriev // Thermal Engineering. – 2016. – Vol. 63. – P. 422–429. DOI: 10.1134/S0040601516060094
21. Costa L., Vilar R. Laser powder deposition // Rapid prototyping journal. – 2009. – Vol. 15. – P. 264–279. DOI: 10.1108/13552540910979785

22. Supercritical carbon dioxide gas turbines for high-power generation / A. Zaryankin, A. Rogalev, S. Osipov, V. Kindra // AIP Conference Proceedings. – 2018. – Vol. 2047. – P. 020026. DOI: 10.1063/1.5081659
23. Дейч М.Е., Филиппов Г.А., Лазарев Л.Я. Атлас профилей решеток осевых турбомашин. – М.: Машиностроение, 1965. – 96 с.
24. Menter F.R., Kuntz M., Langtry R. Ten years of industrial experience with the SST turbulence model // Turbulence, heat and mass transfer. – 2003. – Vol. 4. – № 1. – P. 625–632.
25. Computer flow simulation and verification for turbine blade channel formed by the C-90-22 A profile / S. Osipov, I. Shcherbatov, A. Vegeera, P. Bryzgunov, B. Makhmutov // Inventions. MDPI. – 2022. – Vol. 7. – № 3. – P. 68.

Информация об авторах

Андрей Николаевич Рогалев, доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой инновационных технологий наукоемких отраслей, Национальный исследовательский университет «МЭИ», Россия, 111250, г. Москва, ул. Красноказарменная, 14, стр. 1; r-andey2007@yandex.ru, <https://orcid.org/0000-0001-7256-0144>

Сергей Константинович Осипов, кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник кафедры инновационных технологий наукоемких отраслей, Национальный исследовательский университет «МЭИ», Россия, 111250, г. Москва, ул. Красноказарменная, 14, стр. 1; osipovsk@mail.ru; <https://orcid.org/0000-0002-5883-840X>

Игорь Игоревич Побережец, аспирант кафедры тепловых электрических станций, Национальный исследовательский университет «МЭИ», Россия, 111250, г. Москва, ул. Красноказарменная, 14, стр. 1; poberezhetsii@mpei.ru

Дмитрий Дмитриевич Львов, аспирант кафедры инновационных технологий наукоемких отраслей, Национальный исследовательский университет «МЭИ», Россия, 111250, г. Москва, ул. Красноказарменная, 14, стр. 1; lvovdd@mpei.ru

Георгий Александрович Герцовский, аспирант кафедры инновационных технологий наукоемких отраслей, Национальный исследовательский университет «МЭИ», Россия, 111250, г. Москва, ул. Красноказарменная, 14, стр. 1; gertsovskyga@mpei.ru

Поступила в редакцию: 12.08.2024

Поступила после рецензирования: 02.10.2024

Принята к публикации: 13.05.2025

REFERENCES

1. Kindra V.O., Milukov I.A., Shevchenko I.V., Shabalova S.I., Kovalev D.S. Thermodynamic analysis of cycle arrangements of the coal-fired thermal power plants with carbon capture. *Archives of Thermodynamics*, 2021, vol. 42, pp. 103–121. DOI: 10.24425/ather.2021.139653.
2. Rogalev A., Rogalev N., Komarov I., Kindra V., Osipov S. Methods for competitiveness improvement of high-temperature steam turbine power plants. *Inventions*, 2022, vol. 7, pp. 44. DOI: 10.3390/inventions7020044.
3. Protalinsky O.M., Shcherbatov I.A., Stepanov P.V. Identification of the actual state and entity availability forecasting in power engineering using neural-network technologies. *Journal of Physics: Conference Series*, 2017, vol. 891, pp. 012289. DOI: 10.1088/1742-6596/891/1/012289.
4. Kindra V., Rogalev A., Zlyvko O., Sokolov V., Milukov I. Research and development of a high-performance oxy-fuel combustion power cycle with coal gasification. *Archives of Thermodynamics*, 2021, vol. 42, pp. 155–168. DOI: 10.24425/ather.2021.139656.
5. Kindra V., Komarov I., Osipov S., Zlyvko O., Maksimov I. Feasibility study of the CO₂ regenerator parameters for oxy-fuel combustion power cycle. *Inventions*, 2022, vol. 7, pp. 66. DOI: 10.3390/inventions7030066.
6. Rogalev A., Rogalev N., Kindra V., Komarov I., Zlyvko O. Research and development of the oxy-fuel combustion power cycles with CO₂ recirculation. *Energies*, 2021, vol. 14, pp. 2927. DOI: 10.3390/en14102927.
7. Zaryankin A., Rogalev A., Osipov S., Kindra V. Supercritical carbon dioxide gas turbines for high-power generation. *AIP Conference Proceedings*, 2018. vol. 2047, pp. 020026. DOI: 10.1063/1.5081659.
8. Sieverding C.H. Recent progress in the understanding of basic aspects of secondary flows in turbine blade passages. *Journal of engineering for gas turbines and power*, 1985. vol. 107, pp. 248–257. DOI: 10.1115/1.3239704.
9. Langston L.S. Secondary flows in axial turbines – a review. *Annals of the New York Academy of Sciences*, 2001, vol. 934, pp. 11–26. DOI: 10.1111/j.1749-6632.2001.tb05839.x.
10. Passar A.V. Influence of blade height in centripetal turbine impeller on flow gas dynamics. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering*, 2019, vol. 330, no. 12, pp. 54–63. (In Russ.) DOI: 10.18799/24131830/2019/12/2392.
11. Ingram G., Gregory-Smith D., Rose M., Harvey N., Brennan G. The effect of end-wall profiling on secondary flow and loss development in a turbine cascade. *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, 2002. vol. 3610, pp. 135–145. DOI: 10.1115/GT2002-30339.
12. Miao X., Zhang Q., Wang L., Jiang H., Qi H. Application of riblets on turbine blade endwall secondary flow control. *Journal of Propulsion and Power*, 2015, vol. 31, pp. 1578–1585. DOI: 10.2514/1.B35549
13. Zaryankin A.E., Kindra V.O., Osipov S.K., Khudyakova V.P. Numerical investigation of methods for reducing terminal energy losses in nozzle arrays of turbomachines. *Technical Sciences: Trends, prospects and development technologies*. Volgograd, October 11, 2016. Innovative development center of education and science Publ., 2016. pp. 21–28. (In Russ.)
14. Varganov I.S., Khalatov A.A., Khalatov S.A. *Turbomachine blade grating*. Patent RF, no. 2013570, 1994. (In Russ.)
15. Giovannini M., Rubecchini F., Marconcini M., Arnone A., Bertini F. Reducing secondary flow losses in low-pressure turbines: the “Snaked” blade. *International Journal of Turbomachinery, Propulsion and Power*, 2019, vol. 4, pp. 28. DOI: 10.3390/ijtp40300289
16. Grigoriev E.Y., Zaryankin A.E., Averin N.I. *The blade grid of the axial turbomachine*. Patent RF, no. 170008, 2017. (In Russ.)

17. Deutsch M.E., Klebanov A.G., Kuznetsov N.D. *Turbomachine blade grating*. Patent SU, no. 299658, 1971. (In Russ.)
18. Zaryankin A.E. *Mechanics of incompressible and compressible fluids*. Moscow, MPEI Publ. House, 2022. 590 p. (In Russ.)
19. Zaryankin A., Rogalev A., Kindra V., Khudyakova V., Bychkov N. Reduction methods of secondary flow losses in stator blades: numerical and experimental study. *12th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics*. Stockholm, Sweden, April 3–7 2017. European Turbomachinery Society Publ., 2017.
20. Zaryankin A.E., Rogalev N.D., Rogalev A.N., Garanin I.V., Osipov S.K., Grigoriev E.Y. Control valves and cascades for the first stages of turbines with ultrasupercritical steam parameters. *Thermal Engineering*, 2016. vol. 63, pp. 422–429. DOI: 10.1134/S0040601516060094.
21. Costa L., Vilar R. Laser powder deposition. *Rapid prototyping journal*, 2009, vol. 15, pp. 264–279. DOI: 10.1108/13552540910979785.
22. Zaryankin A., Rogalev A., Osipov S., Kindra V. Supercritical carbon dioxide gas turbines for high-power generation. *AIP Conference Proceedings*, 2018, vol. 2047, pp. 020026. DOI: 10.1063/1.5081659
23. Deutsch M.E., Filipov G.A., Lazarev L.Ya. *Atlas of grid profiles of axial turbomachines*. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1965. 96 p. (In Russ.)
24. Menter F.R., Kuntz M., Langtry R. Ten years of industrial experience with the SST turbulence model. *Turbulence, heat and mass transfer*, 2003. vol. 4, no. 1, pp. 625–632.
25. Osipov S., Shcherbatov I., Vegera A., Bryzgunov P., Makhmutov B. Computer flow simulation and verification for turbine blade channel formed by the C-90-22 A profile. *Inventions. MDPI*, 2022, vol. 7, no. 3, pp. 68.

Information about the authors

Andrey N. Rogalev, Dr. Sc., Associate Professor, National Research University "MPEI", 14, bld. 1, Krasnokazarmennaya street, Moscow, 111250, Russian Federation. r-andey2007@yandex.ru, <https://orcid.org/0000-0001-7256-0144>

Sergey K. Osipov, Cand. Sc., Associate Professor, National Research University "MPEI", 14, bld. 1, Krasnokazarmennaya street, Moscow, 111250, Russian Federation. osipovsk@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0002-5883-840X>

Igor I. Poberezhets, Postgraduate Student National Research University "MPEI", 14, bld. 1, Krasnokazarmennaya street, Moscow, 111250, Russian Federation. poberezhetsii@mpei.ru

Dmitry D. Lvov, Postgraduate Student National Research University "MPEI", 14, bld. 1, Krasnokazarmennaya street, Moscow, 111250, Russian Federation. lvovdd@mpei.ru

Georgy A. Gertsovsky, Postgraduate Student National Research University "MPEI", 14, bld. 1, Krasnokazarmennaya street, Moscow, 111250, Russian Federation. gertsovskyga@mpei.ru

Received: 12.08.2024

Revised: 02.10.2024

Accepted: 13.05.2025