

Научная статья  
УДК 621.45.034.2  
URL: <https://vestnikmai.ru/publications.php?ID=188044>  
EDN: <https://www.elibrary.ru/TKIDZX>



## Исследование влияния профиля лопаток завихрителя на структуру и параметры потока

Фуюй Ван<sup>1✉</sup>, Рамис Равилевич Шарафутдинов<sup>2</sup>, Юрий Борисович Александров<sup>3</sup>

<sup>1, 2, 3</sup> Казанский национальный исследовательский технический университет имени А.Н. Туполева — КАИ (КНИТУ-КАИ), Казань, Республика Татарстан, Российская Федерация

<sup>1</sup> VanF@stud.kai.ru✉

<sup>2</sup> ramissharafutdinov15@gmail.com

<sup>3</sup> Alexwischen@rambler.ru

**Аннотация.** С целью минимизации потерь и улучшения равномерности распределения потока внутри жаровой трубы камеры сгорания сравнивались завихрители с тремя различными профилями лопаток. Построены расчетные модели завихрителей с различными профилями, рассчитаны параметры потока за завихрителями в условиях, соответствующих холодной продувке. Проведен детальный анализ результатов расчетов для различных конструкций лопаток.

**Ключевые слова:** камера сгорания, фронтное устройство, лопаточный завихритель, профиль лопатки, гидравлические потери

**Для цитирования:** Ван Ф., Шарафутдинов Р.Р., Александров Ю.Б. Исследование влияния профиля лопаток завихрителя на структуру и параметры потока // Вестник Московского авиационного института. 2026. Т. 33. № 2. С. 140–151. URL: <https://vestnikmai.ru/publications.php?ID=188044>

Original article

## Studying the Swirler Blades Profile Impact on the Flow Structure and Parameters

Fuyu Wang<sup>1✉</sup>, Ramis R. Sharafutdinov<sup>2</sup>, Yuri B. Aleksandrov<sup>3</sup>

<sup>1, 2, 3</sup> Kazan National Research Technical University named after A.N. Tupolev- KAI, Kazan, Republic of Tatarstan, Russian Federation

<sup>1</sup> VanF@stud.kai.ru✉

<sup>2</sup> ramissharafutdinov15@gmail.com

<sup>3</sup> Alexwischen@rambler.ru

### Abstract

A comparative numerical study of the single-stage axial swirlers featuring three distinct vane profiles was conducted to minimize pressure losses and improve flow uniformity within the flame tube of a gas turbine combustion chamber. The studied profiles comprised straight vanes, circular-arc vanes, and rounded straight vanes. Detailed three-dimensional computational models of each swirler configuration were developed and simulated under isothermal conditions representative of a cold-flow rig test. A comprehensive analysis of the

resultant downstream flow fields was performed, focusing on the vortex structure, velocity distribution, and associated hydraulic losses.

The primary objective consisted in systematically quantifying the vane profile geometry and the swirl parameter effect on the development of the central recirculation zone, its stability, and the consequent total pressure drop. Numerical solutions were obtained with a Reynolds-Averaged Navier–Stokes approach with an appropriate turbulence closure model, ensuring adequate resolution of the near-vane and core flow regions. The results conclusively demonstrate a direct and significant relationship between the swirl intensity, characterized by the swirl parameter, and key flow characteristics. As the swirl parameter increases, the axial length of the central recirculation zone contracts, while its radial extent expands substantially. This morphological change in the recirculation bubble is accompanied by a monotonic increase in the total pressure loss coefficient across all vane designs, underscoring the inherent trade-off between mixing enhancement and aerodynamic penalty.

A critical finding pertains to the flow mechanics within the vane passages. The inter-vane channels generate strongly converging (confusor-like) streams. Furthermore, flow separation from the vane surfaces, particularly pronounced in certain profiles, induces an additional effective contraction. This combined effect leads to localized acceleration, increased shear, and ultimately, higher irreversible losses. The study revealed as well a clear effect of the vane profile contour on the initial direction and spatial distribution of the exiting swirling jet, thereby affecting the subsequent interaction with the flame tube walls and the CRZ formation dynamics.

In conclusion, this integrated numerical study elucidates the complex interdependence among vane geometry, induced swirl strength, vortex topology, and hydraulic performance in a canonical swirler configuration. The findings provide fundamental insights and quantitative data linking design parameters to functional outcomes. Specifically, they offer practical guidance for optimizing swirler design to achieve a desired balance between strong, stable recirculation for flame anchoring and minimal pressure loss for overall engine efficiency, contributing to the advancement of combustion chamber performance and operational stability.

**Keywords:** combustion chamber, flame tube head, vane swirler, blade profile, hydraulic losses

**For citation:** Wang F., Sharafutdinov R.R., Aleksandrov Yu.B. Studying the Swirler Blades Profile Impact on the Flow Structure and Parameters. *Aerospace MAI Journal*. 2026;33(2):140-151. (In Russ.). URL: <https://vestnikmai.ru/publications.php?ID=188044>

### List of Figures

Fig. 1. Vane profiles of the swirlers being studied: *a* – straight vanes; *b* – circular-arc vanes; *c* – rounded straight vanes

Fig. 2. Schematic of the computational model

Fig. 3. Schematics of the studied central bodies and control sections  $X_1$ – $X_3$  behind the swirler: 1 – circular; 2 – characteristic curve; 3 – parabolic; 4 – elliptic; 5 – straight with terminal arc;  $l$  – length of the swirler external annular channel;  $h$  – height of the annular gap equal to the vane height

Fig. 4. Relative velocity profile in the flow radial direction downstream the swirler:  
at Reynolds number of  $Re = 9.8 \cdot 10^5$ : *a* – section  $X_1$ ; *b* – section  $X_2$ ; *c* – section  $X_3$ ;  
at Reynolds number of  $Re = 4.9 \cdot 10^4$ : *b* – section  $X_1$ ; *c* – section  $X_2$ ; *d* – section  $X_3$ ;  
for the central bodies: 0 – without wake splitter; 1 – circular; 2 – characteristic-curve profile; 3 – parabolic; 4 – elliptic; 5 – straight with terminal arc

Fig. 5. Distribution of relative velocities: tangential (*a*, *c*, *e*) and axial (*b*, *c*, *e*) components  
at the symmetry plane ( $z = 0$ ) and along the axial flow direction at  $x/D = 0.5, 1.0, 1.5, 2.0, 2.5, 3.0$ .  
Vane profiles: *a*, *b* – straight vanes; *c*, *d* – circular-arc vanes; *e*, *f* – rounded straight vanes

Fig. 6. Hydraulic loss versus swirl parameter for various vane profiles: *a* – straight vanes; *b* – circular-arc vanes; *c* – rounded straight vanes

Fig. 7. Vector portrait of the velocity field for the flow at various swirler vane installation angles: *a* – straight vanes; *b* – circular-arc vanes; *c* – rounded straight vanes. Columns (from left to right) correspond to the vane installation angles of 30°, 45°, and 60° respectively

Fig. 8. The flow lag angle versus the swirl parameter for the studied vane profiles:  
*a* – straight vanes; *b* – circular-arc vanes; *c* – rounded straight vanes

### List of Tables

Table. Resistance coefficients  $\zeta$  for the swirlers under study

## 1. Введение

Камера сгорания является основной частью газотурбинного двигателя. Совершенствование конструкции камеры сгорания играет ключевую роль в повышении эффективности двигателя, снижении выбросов загрязняющих веществ и продлении его срока службы. На смешение топливовоздушной смеси, температурное поле перед турбиной, полноту сгорания и концентрацию вредных веществ, выделяемых при горении, влияет завихритель. Завихритель создает высокоскоростную вращающуюся струю, в результате чего образуется радиальный градиент давления. По мере того как вращающаяся струя развивается в осевом направлении, в поле потока создается осевой градиент давления, образующий зону обратных токов (ЗОТ) с областью низкого давления в ядре потока. Воспламененная смесь, за счет зоны обратного тока, поступает в устье горелочного устройства и обеспечивает стабилизацию пламени. Завихритель определяет структуру течений в камере сгорания, тем самым влияя на аэродинамические и термодинамические характеристики камеры сгорания [1–5].

В последние годы было проведено много экспериментальных исследований и численных расчетов для выявления влияния лопаточного завихрителя на вихревую структуру потока в камере сгорания. Работы [6–13] посвящены исследованию влияния геометрических параметров одноступенчатого лопаточного завихрителя на характеристики камеры сгорания. От геометрических параметров лопаточного завихрителя, например угла, высоты и шага установки лопаток, длины хорды лопаток, входной площади и наличия выходного конуса зависят его рабочие характеристики. Угол установки лопаток — это наиболее важный параметр, влияющий на интенсивность крутки потока и образование зоны обратных токов. В работах [6–11] показано, что существует оптимальный угол установки лопаток, при котором образуется довольно обширная циркуляционная зона. При слишком малом либо большом угле установки лопаток сужается зона обратных токов. Параметр крутки — безразмерный параметр, комплексно характеризующий интенсивность вращения потока. В исследовании [13] указано, что при параметре крутки более 0,6 формируется обширная область ЗОТ. Авторы работы изучили параметр крутки, изменяя длину внешнего корпуса завихрителя, и определили, что увеличение параметра крутки изменяет положение и скорость потока в ЗОТ, но его влияние на размер ЗОТ уменьшается после достижения определенного значения. Это связано с тем, что сильная завихренная структура формируется уже после того, как параметр крутки превышает критическое значение 0,6. Кроме того,

в работе [7] также исследовалось влияние высоты, шага и длины хорды лопаток. Было установлено, что существуют оптимальные значения этих параметров для максимального увеличения ЗОТ.

Авторы работы [13–19] путем численного моделирования и экспериментальных исследований, проведенных с помощью PIV, обнаружили, что увеличение угла установки лопаток или параметра крутки, приводящее к увеличению размеров ЗОТ и расширению границ устойчивого горения обедненной топливовоздушной смеси, также может привести к увеличению выбросов  $\text{NO}_x$ . Для расширения возможностей традиционных конструкций были разработаны новые формы лопаток для двухступенчатого завихрителя. Исследования показали, что при умеренном утончении задней кромки лопаток внешней ступени может увеличиться область ЗОТ и интенсифицироваться скорость рециркуляции, в то время как аналогичная конструкция внутренней ступени может оказывать ингибирующее воздействие. Более того, решающее значение имеет согласованность между завихрителем и жаровой трубой. Например, увеличение параметра крутки в конструкции камеры с резким расширением фронтового устройства под углом  $90^\circ$  ухудшает смешение, но повышает устойчивость, в то время как в конструкции с постепенным расширением под углом  $45^\circ$  эффект противоположный. Кроме того, доказано, что распределение газа внутри двухступенчатого завихрителя играет ключевую роль в управлении полем закрученного потока ниже по течению. Изменяя параметр крутки на выходе из завихрителя, можно регулировать интенсивность смешения, тем самым напрямую влияя на зону обратных токов и скорость рециркуляции.

Все эти исследования приводят к одному и тому же выводу: работа завихрителя определяется совокупностью множества факторов, а иногда и компромиссом между ними. Это такие факторы, как конфигурация лопаток, интенсивность потока и его распределение по радиальному направлению завихрителя, а также взаимодействие с жаровой трубой.

Можно сделать вывод, что в современных исследованиях изучаются угол установки лопатки, параметр крутки, распределение воздушного потока на выходе из завихрителя и влияние конструкции задней кромки лопатки на структуру поля течения и характеристики сгорания как параметры, от которых зависят характеристики работы камеры сгорания, изменение размера зоны обратных токов, стабильность вихря и интенсивность смешения. Однако в большинстве этих работ лопатка рассматривается как единое целое, только с регулировкой углов или локальных толщин профиля, но, как пра-

вило, не исследуется сам профиль лопатки. Целью данного исследования является изучение влияния геометрических особенностей лопаток завихрителя на параметры смешения, формирование зоны обратных токов и гидравлические потери в потоке.

## 2. Объект и метод исследования

### 2.1. Физическая модель

В данном исследовании рассматриваются три профиля лопаток завихрителя, поперечные сечения которых показаны на рис. 1. Поскольку целью является анализ влияния профиля лопаток завихрителя на зону обратных токов, для сокращения вычислительных затрат расчетная область ограничена зоной, включающей сам завихритель и область ниже по потоку. Таким образом, была построена цилиндрическая модель с одним завихрителем, представленная на рис. 2. Начало системы координат располагалось в центре выхода завихрителя, а три оси ( $x$ ,  $y$  и  $z$ ) были ориентированы по направлению потока, по горизонтали и по вертикали соответственно. Характерная длина принимается как максимальный диаметр эффективной площади завихрителя  $D$ , а характерная скорость  $U$  определяется как отношение расхода воздуха  $G_v$  к эффективной площади проходного сечения завихрителя (площади входного сечения)  $F$ :

$$U = G_v / F. \quad (1)$$

В качестве завихрителя используется одноступенчатый осевой завихритель. Лопатки устанавливались в кольцевом канале, ограниченном внутри полостью для установки топливной форсунки с диаметром  $d_1 = 17$  мм, а снаружи внешней обечайкой с диаметром  $d_2 = 34$  мм. Для всех трех типов лопаток были рассмотрены три угла установки:  $\varphi = 30^\circ$ ,  $45^\circ$  и  $60^\circ$ . В качестве примера на рис. 1 показано формирование угла установки  $45^\circ$  для лопаток различных профилей.

### 2.2. Определение параметров

Параметр крутки  $S$  широко используется в качестве ключевого критерия интенсивности завихрения. Этот безразмерный параметр определяется как

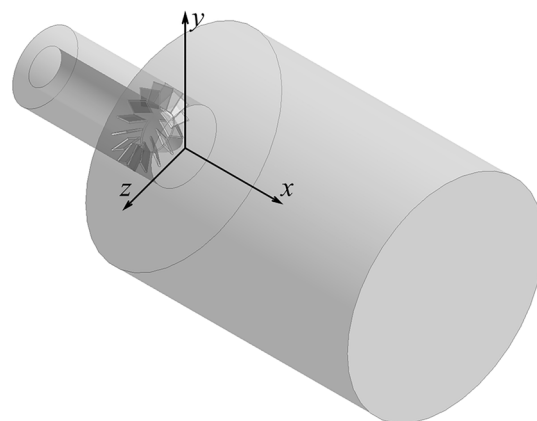


Рис. 2. Принципиальная схема расчетной модели

отношение тангенциального импульса жидкости к ее осевому импульсу [12]:

$$S = \frac{G_t}{G_x} = \frac{2 \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \right)^2 \right]}{3 \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \right)^2 \right]} \operatorname{tg} \theta, \quad (2)$$

где  $d$  — внутренний диаметр завихрителя;  $\theta$  — угол установки лопаток.

При параметре крутки  $S > 0,6$  течение считается интенсивным, образующим характерную центральную зону обратных потоков; при  $S < 0,2$  течение считается слабым, с характеристиками, близкими к характеристикам обычной безвихревой струи.

Коэффициент гидравлического сопротивления вычисляется по перепаду полного давления [1]

$$\zeta = \frac{P_{\text{полн.вх}} - P_{\text{полн.вых}}}{P_{\text{дин.вх}}}. \quad (3)$$

Уровень неравномерности скорости потока оценивают по относительной скорости:

$$\frac{w}{w_{\max}}. \quad (4)$$

Данные зависимости используются при расчете.

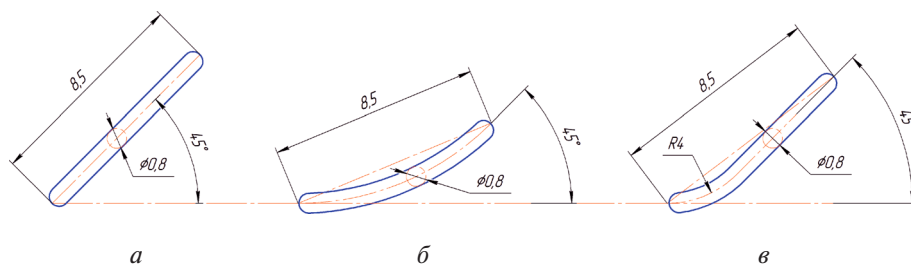


Рис. 1. Профили лопаток исследуемых завихрителей: а — прямые лопатки; б — дугообразные лопатки; в — прямые лопатки со скруглением

### 2.3. Метод решения

Для численного моделирования использовался метод, основанный на решении уравнений Навье–Стокса, осредненных по Рейнольдсу. В качестве граничных условий были выбраны массовый расход на входе и давление на выходе. Движение жидкости подчиняется законам сохранения массы, импульса и энергии.

Уравнение непрерывности:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0. \quad (5)$$

Уравнение сохранения импульса:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = & -\nabla p + \\ + \nabla \cdot \left\{ \mu \left[ (\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T) - \frac{2}{3} \nabla \vec{v} I \right] \right\} & + \rho \vec{g} + \vec{F}, \end{aligned} \quad (6)$$

где  $p$  – статическое давление;  $\mu$  – молекулярная вязкость;  $I$  – единичный тензор;  $\rho$  – плотность;  $\vec{v}$  – скорость;  $T$  – температура;  $\rho \vec{g}$  и  $\vec{F}$  – гравитационная объемная сила и внешние объемные силы.

Уравнение энергии:

$$\frac{\partial (\rho T)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} T) = \nabla \cdot \left( \frac{k}{c_p} dT \right) + \frac{S_T}{c_p}, \quad (7)$$

где  $c_p$  – удельная теплоемкость жидкости при постоянном давлении;  $k$  – теплопроводность;  $S_T$  – сток тепловой энергии;  $S_T/c_p$  – функция диссипации.

Для моделирования турбулентных течений использовалась модель турбулентности  $k$ – $\varepsilon$ , а уравнение переноса турбулентной кинетической энергии ( $k$ -уравнение) имеет вид

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \\ = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M, \end{aligned} \quad (8)$$

где  $k$  – турбулентная кинетическая энергия;  $\partial(\rho k)/\partial t$  – скорость изменения турбулентной кинетической энергии  $k$  во времени;  $\partial(\rho k u_i)/\partial x_i$  представляет перенос  $k$  относительно среднего поля потока;  $\mu$  – молекулярная вязкость;  $\mu_t$  – турбулентная вязкость;  $\sigma_k$  – турбулентное число Прандтля (обычно принимается равным 1,0);  $G_k$  – турбулентная кинетическая энергия, генерируемая градиентом средней скорости;  $G_b$  – турбулентная кинетическая энергия, генерируемая силой плавучести;  $Y_M$  – диффузионный волновой член в сжимаемой турбулентности.

Уравнение переноса скорости диссипации ( $\varepsilon$ -уравнение)

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \\ + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}, \end{aligned} \quad (9)$$

где  $\varepsilon$  – скорость рассеивания турбулентной кинетической энергии;  $\sigma_\varepsilon$  – турбулентное число Прандтля (обычно принимается равным 1,3).

Для моделирования закрученного потока использовалась система уравнений Навье–Стокса, осредненных по Рейнольдсу (RANS), с замыканием через RNG  $k$ – $\varepsilon$ -модель турбулентности. Выбор RNG  $k$ – $\varepsilon$ -модели обусловлен ее преимуществом при расчете сильно закрученных потоков по сравнению со стандартной моделью. В RNG-модели используется модифицированное уравнение для скорости диссипации, которое учитывает влияние средней деформации потока на турбулентную вязкость. Применение специфической опции Swirl Dominated Flow позволяет корректно рассчитывать тензор турбулентных напряжений в условиях центробежных сил, что критически важно для предсказания структуры вихревого ядра и падения давления в завихрителе. Это обеспечивает более высокую точность расчетов в зонах криволинейных линий тока, где обычные двухпараметрические модели склонны завышать турбулентную вязкость. Численное решение реализовано с помощью связанного решателя (Coupled scheme) и пространственной дискретизации второго порядка точности для всех уравнений (Pressure, Density, Momentum, Energy), что минимизирует численную диффузию. Математическая модель дополнена учетом сжимаемости газа, так как закрутка потока в завихрителе неизбежно приводит к возникновению значительных градиентов давления (разрежение на оси вращения за счет центробежных эффектов) и локальных зон высокой скорости в межлопаточных пространствах. В качестве граничных условий на входе был задан задан массовый расход при температуре 350 К. На выходе расчетной области установлено избыточное давление 0 Па относительно опорного давления 101325 Па, что соответствует истечению в атмосферу. Расчетная сетка построена по технологии poly-hexcore с объемом около 6,6 млн ячеек, обеспечивающей высокую ортогональность и корректное разрешение пограничного слоя через слоистые призматические элементы.

## 3. Результаты и обсуждение

### 3.1. Исследование стекателя

Геометрия центрального тела оказывает влияние на структуру потока в центральной области за завихрителем, особенно в условиях высокоско-

ростного течения. Образование отрывной зоны в центральной части за завихрителем может повлиять на результаты продувок различных профилей лопаток. Для снижения гидравлических потерь и улучшения равномерности поля скоростей в потоке была исследована возможность введения аэродинамически обтекаемого центрального тела завихрителя.

Основные задачи исследования: 1) оценка пяти различных конфигураций центрального тела (круглая, характеристическая кривая, параболическая, эллиптическая, прямая с концевой дугой), показанных на рис. 3, при различных скоростях потока; 2) анализ влияния каждого расчетного варианта на коэффициент восстановления полного давления и распределение поля скоростей на выходе завихрителя; 3) выбор оптимальной конструкции центрального тела для минимизации его влияния на результаты последующих исследований профилей лопаток.

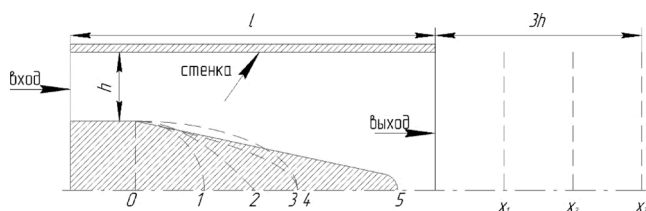


Рис. 3. Схемы исследованных конфигураций центральных тел и контрольных сечений  $X_1$ – $X_3$  после завихрителя:

- 0 – без стекателя; 1 – круглая;
- 2 – характеристическая кривая;
- 3 – параболическая; 4 – эллиптическая;
- 5 – прямая с концевой дугой;
- $l$  – длина внешнего кольцевого канала завихрителя;
- $h$  – высота кольцевого зазора, равная высоте лопатки

Расчет относительных скоростей по трем контрольным сечениям позволил количественно оценить неравномерность выходного потока за центральным телом. Результаты, показанные на рис. 4, получены при продувке кольцевого канала без установок лопаток; наименьший уровень неравномерности скорости – у параболической модели, что согласуется с данными о минимальных потерях давления.

Такая тенденция соответствует результатам исследований [20], в которых показано, что рациональное профилирование способно улучшить равномерность потока и снизить диссипацию энергии. Параболическая конфигурация центрального тела благодаря плавному изменению кривизны поверхности минимизирует отрывные течения и потери на вторичные токи, что обеспечивает наиболее равномерное распределение скорости на выходе.

На основе комплексного анализа гидравлических потерь и равномерности потока, а также с учетом инженерных ограничений установлено, что параболическая конфигурация центрального тела завихрителя минимизировала влияние центрального тела на аэродинамику потока. Она и была выбрана как оптимальная для последующих исследований лопаток завихрителя.

### 3.2 Характеристики поля скорости

На рис. 5 показаны распределения тангенциальных и осевых скоростей по сечению  $z = 0$ , при осевом направлении потока ( $x/D = 0,5; 1,0; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0$ ), где  $v_x$  является компонентой скорости в направлении  $x$ , а  $v_t$  – компонентой тангенциальной скорости.

На диаграмме тангенциальной скорости  $v_t$  (рис. 5,а) на выходе из завихрителя ( $x/D = 0,5$ ) наблюдаются два противоположных пика скорости. В этом сечении завихритель сообщает вращательный импульс окружающему пространству, создавая сильный закрученный поток с тангенциальной скоростью, превышающей таковую во всех других плоскостях. Поток вращается вдоль направления  $x$ , при этом радиус вращения постепенно увеличивается, а тангенциальная скорость постепенно уменьшается. При  $x/D = 3,0$  тангенциальная скорость практически падает до нуля, остается только осевое течение в направлении  $x$ .

Сравнение диаграмм  $v_t$  для завихрителей с различными углами установки лопаток показывает, что у варианта с 30-градусной установкой лопаток наблюдается наименьшая тангенциальная скорость, и закрученный поток формируется ближе к центру, в отличие от других вариантов. С увеличением угла установки лопаток тангенциальная скорость увеличивается и отношение  $u/D$  по максимальной тангенциальной скорости также увеличивается. Кроме того, в завихрителях с 45-градусной и 60-градусной установкой прямых лопаток (см. рис. 5,а) наблюдаются два противоположных пика скорости, представляющие собой центральную область ЗОТ с относительно меньшими тангенциальными составляющими скоростей, чем в периферийной зоне. Эта центральная область ЗОТ также характерна для лопаток со скруглением (см. рис. 5,д), но она отсутствует в случае завихрителей с тем же углом установки лопаток другого профиля (см. рис. 5,в). Сравнивая распределения скорости при различных профилях лопаток с одинаковым углом установки, можно отметить, что максимальная тангенциальная скорость наблюдается за завихрителем с дугообразными лопатками, при этом образуется наименьшая по периферийным размерам ЗОТ. Это означает, что завихритель с дугообразными лопатками создает

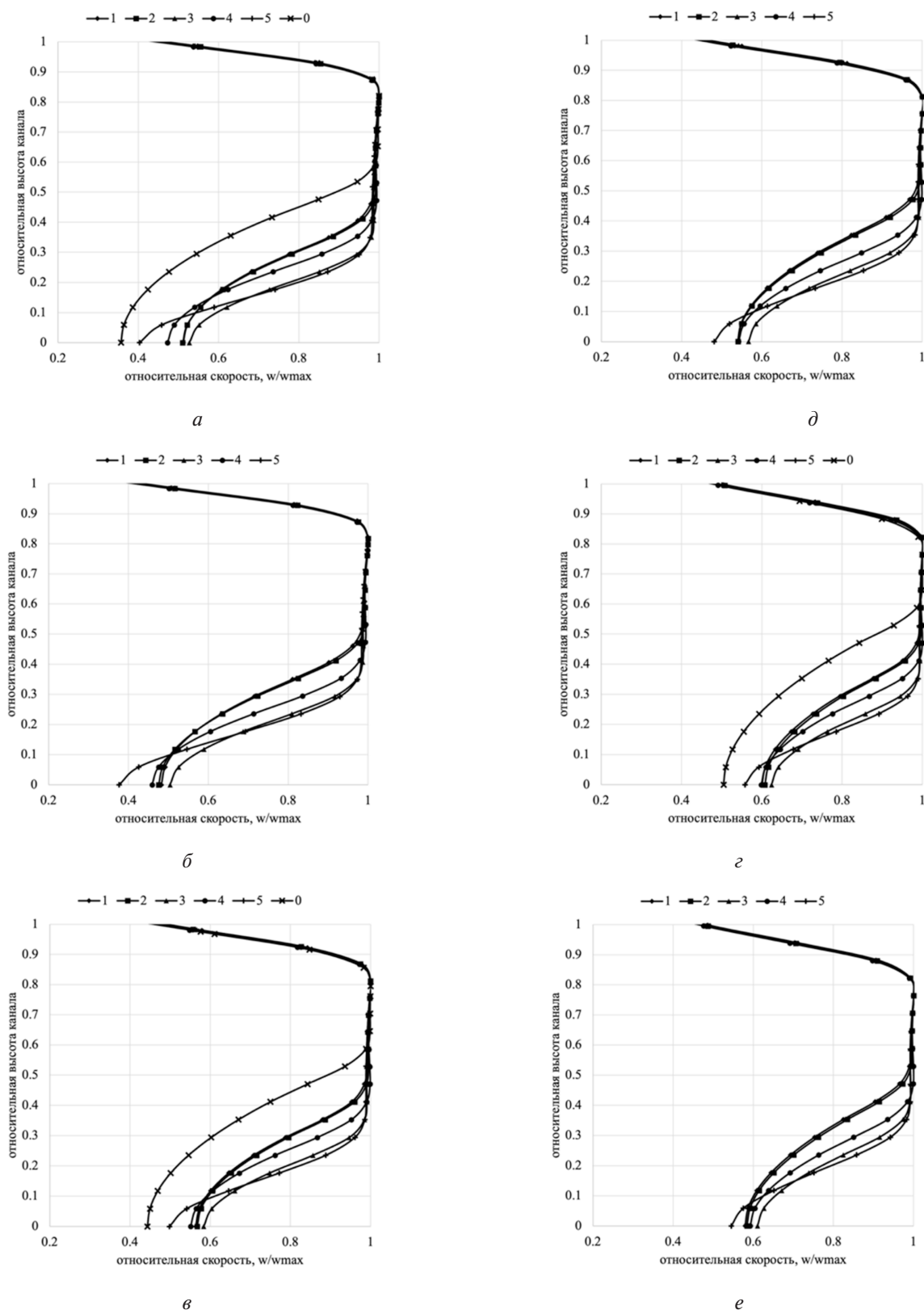


Рис. 4. Профиль относительной скорости в радиальном направлении потока за завихрителем: при числе Рейнольдса  $Re = 9,8 \cdot 10^5$ : *a* – сечение  $X_1$ ; *б* – сечение  $X_2$ ; *д* – сечение  $X_3$ ; при числе Рейнольдса  $Re = 4,9 \cdot 10^4$ : *б* – сечение  $X_1$ ; *з* – сечение  $X_2$ ; *е* – сечение  $X_3$ ; для конфигурации центральных тел: 0 – без стекателя; 1 – круглая; 2 – характеристическая кривая; 3 – параболическая; 4 – эллиптическая; 5 – прямая с концевой дугой

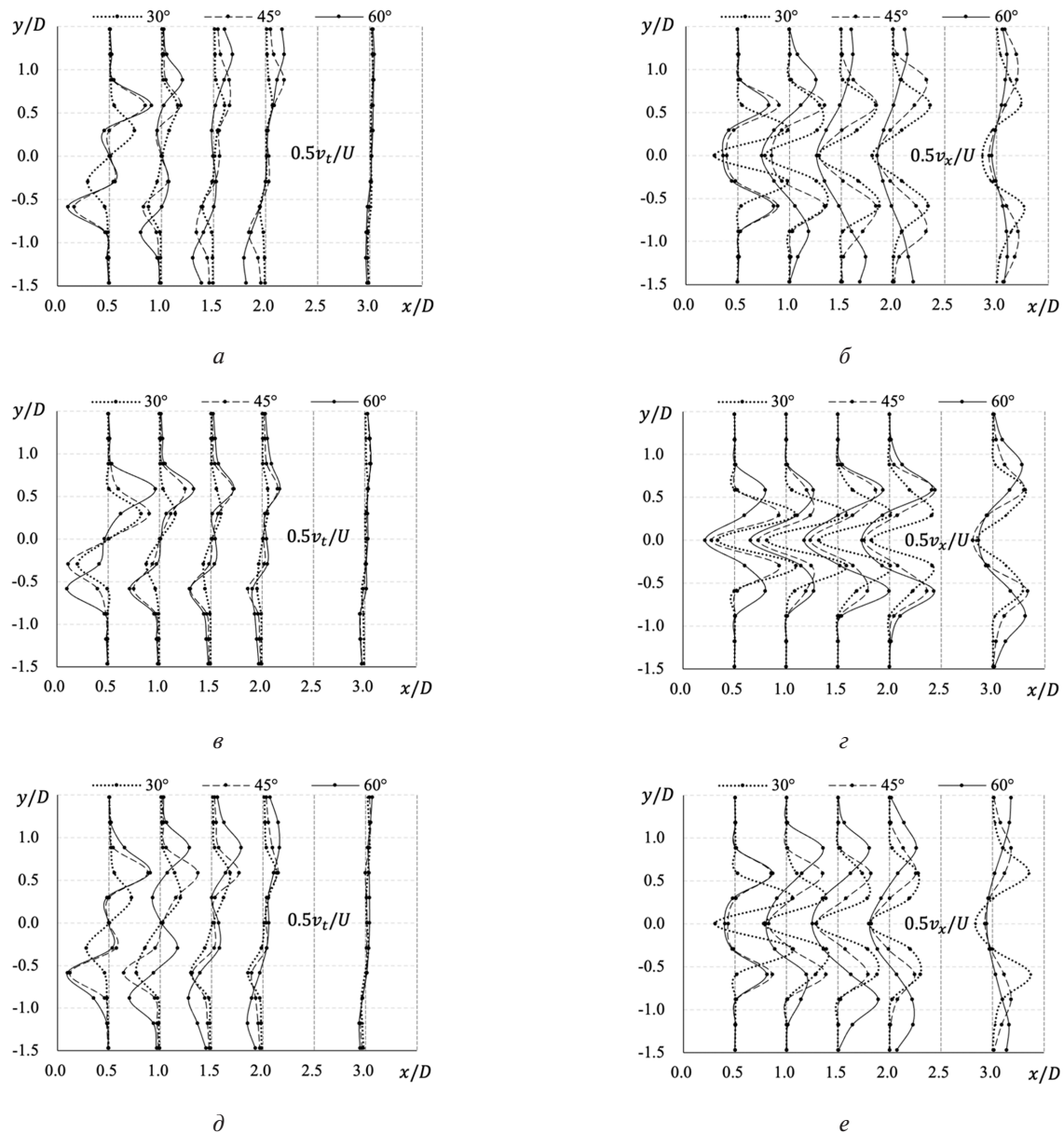


Рис. 5. Распределение относительных скоростей: тангенциальных (*а, в, д*) и осевых (*б, г, е*) по сечению  $z = 0$  и по длине поток в осевом направлении ( $x/D = 0,5; 1,0; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0$ ): *а, б* – прямые лопатки; *в, г* – дугообразные лопатки; *д, е* – прямые лопатки со скруглением

наименьший вихревой эффект. Хотя параметр крутки, рассчитанный по углам лопаток, одинаковый, но потери и интенсивность вихревого движения, которое они создают, различаются.

Анализируя распределение осевой скорости  $v_x$  за завихрителем, можно обнаружить, что в центральной области вблизи выхода завихрителя наблюдается значительная отрицательная осевая скорость, а это указывает на образование центральной зоны рециркуляции в центре поля течения. Эта зона рециркуляции – типичная характеристика сильно закрученного потока. Благодаря большому тангенциальному импульсу воздушный поток создает сильный радиальный градиент давления,

что приводит к снижению давления в центральной области и вызывает обратную рециркуляцию. В осевом направлении, по мере удаления от завихрителя, область отрицательной скорости постепенно уменьшается, что указывает на ослабление интенсивности обратного течения и постепенное возвращение поля течения к положительному. В то же время осевая скорость внешнего воздушного потока представляет собой бимодальную структуру. Диаграмма  $v_t$  показывает, что положение пика соответствует области сдвига, а это означает увеличение турбулентной кинетической энергии и более интенсивное перемешивание различных компонентов. Кроме того, на графиках наблюдается

симметрия распределения скорости относительно осевого направления, что свидетельствует об оптимальности аэродинамической конструкции завихрителя и хорошей сходимости полученных численных расчетов. С увеличением угла установки лопаток завихрителя пик осевой скорости постепенно смещается наружу, что означает увеличение ширины центральной зоны обратного течения, в то время как длина в исследуемой области практически не меняется.

### 3.3 Зависимость коэффициента сопротивления от параметра крутки

Параметр крутки при разных углах установки лопаток рассчитывался по уравнению (2), результаты расчета показаны во втором столбце таблицы.

Параметр крутки не только тесно связан с зоной обратных токов, но и оказывает существенное влияние на коэффициент сопротивления. Связь между параметром крутки и коэффициентом сопротивления  $\zeta$ , рассчитанным по (3), показывают результаты расчетов, сведенные в таблицу.

Коэффициенты сопротивления  $\zeta$  для различных завихрителей

| $\varphi$ | S     | Вариант а | Вариант б | Вариант в |
|-----------|-------|-----------|-----------|-----------|
| 30°       | 0,449 | 0,44      | 0,19      | 0,25      |
| 45°       | 0,778 | 1,37      | 0,26      | 0,49      |
| 60°       | 1,347 | 5,37      | 0,61      | 1,46      |

На основе данных, представленных в таблице, была построена графическая зависимость, показанная на рис. 6.

Как видно из рис. 6, коэффициент потерь давления непрерывно увеличивается с ростом параметра крутки. Эта тенденция может быть объяснена повышенным рассеянием энергии, вызванным

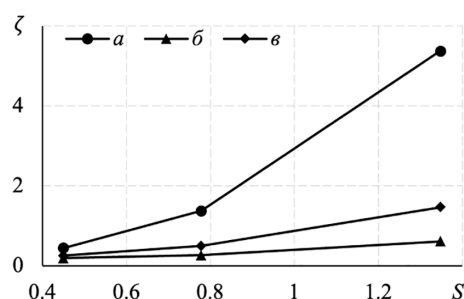


Рис. 6. Зависимость гидравлических потерь от параметра крутки при различных профилях лопаток:

$a$  — прямые лопатки;

$b$  — дугобразные лопатки;

$v$  — прямые лопатки со скруглением

усиленным отклонением потока и воздействием на поверхности лопаток при более высоких параметрах крутки. В [1, 21] представлены схожие зависимости, описывающие эжекционную способность закрученного потока и влияние профиля лопаток на гидравлические потери.

Следует отметить, что изменение коэффициента потерь давления может также зависеть от площади проходного сечения в межлопаточном канале и степени осевого перекрытия лопаток. В данном исследовании при увеличении угла установки лопаток площадь проходного сечения не корректировалась для сохранения постоянства. Кроме того, из-за неизменной длины и количества лопаток возрастает их перекрытие (рис. 7). Эти геометрические факторы также могут вносить вклад в наблюдаемую тенденцию, что требует дополнительного анализа.

### 3.4. Влияние параметра крутки на поле течения

После того как поток воздуха проходит межлопаточное пространство и выходит в открытое пространство, он приобретает некоторое ускорение и вектор направленности. В идеальном случае поток должен приобрести направление угла установки лопатки, но так как он обладает высокой кинетической энергией в осевом направлении, то не успевает перестроиться полностью, и вектор направления потока отличается от идеального. Наблюдается некоторое отставание направления потока от угла установки лопаток, причем для разных профилей лопаток на разные значения. На рис. 7 представлена развертка векторного поля скорости в меридиональном сечении на половине высоты лопатки. Данная развертка получена путем проецирования результатов численного исследования на плоскость для наглядного представления структуры течения. Указан также угол установки лопатки и численно замеренный реальный вектор скорости на выходе из завихрителя, что позволяет оценить угол закрутки потока относительно геометрии лопаточного аппарата.

На рис. 7 пунктиром обозначена касательная к профилю лопатки и идеальный угол отклонения потока относительно осевого направления  $x$ , а стрелкой показано реальное направление закрутки потока. Разница между этими двумя направлениями составляет значение угла отставания потока  $\varphi'$ . На рис. 8 положительные значения угла отставания потока показывают отклонение направления потока от идеального в сторону увеличения тангенциальной составляющей, а отрицательное — отклонение потока в сторону осевого направления.

Во всех случаях обтекания при больших углах установки лопаток со стороны «спинки» лопатки

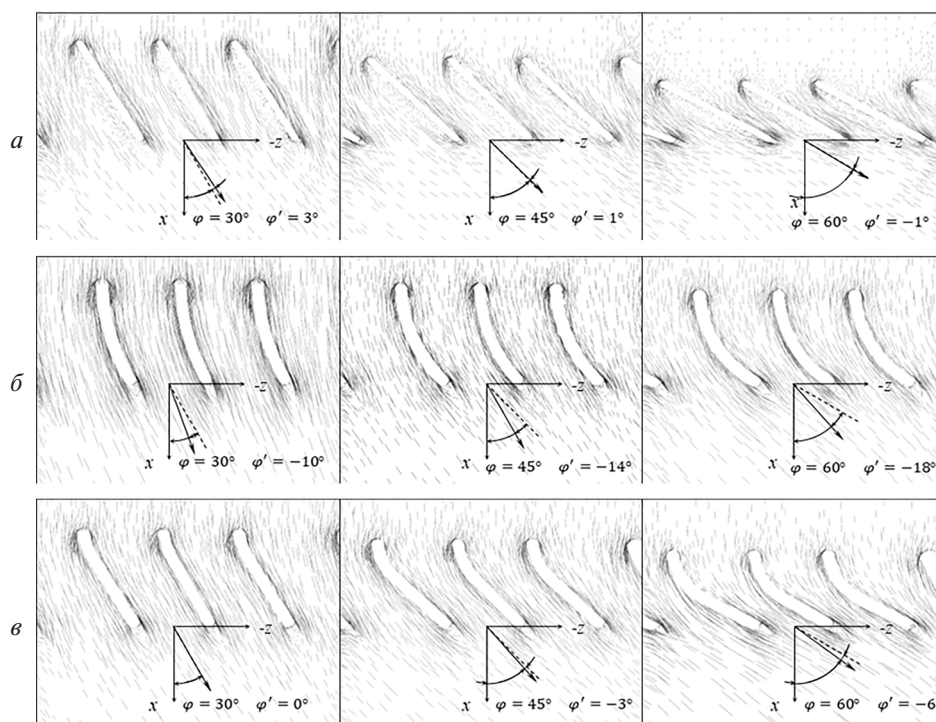


Рис. 7. Векторная картина поля скорости для течения при различных углах установки лопаток завихрителя: *а* — прямые лопатки; *б* — дугообразные лопатки; *в* — прямые лопатки со скруглением. Левые, средние и правые рисунки соответствуют углам установки лопаток 30°, 45° и 60°

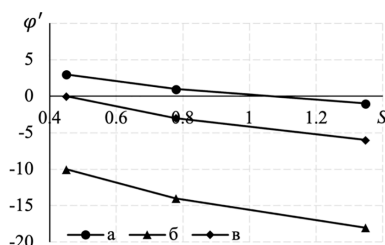


Рис. 8. Зависимость угла отставания потока от параметра кривизны: *а* — прямые лопатки; *б* — дугообразная лопатка; *в* — прямые лопатки со скруглением

наблюдается отрыв потока от стенки. Особенно сильно этот эффект проявляется при плоских лопатках. Это приводит к дополнительному сужению потока в межлопаточном пространстве и локальному увеличению скорости вблизи вогнутой части лопатки. В результате этого увеличивается гидравлическое сопротивление. Образование вихря в межлопаточном пространстве сказывается также на распределении статического давления и скорости в поперечном сечении канала, что влияет на направление потока, выходящего из завихрителя. Образование отрывного течения на «спинке» лопатки приводит к снижению в этой области

полного, статического давления, а также скорости потока. На рис. 7 видно, что с увеличением параметра кривизны разница между ориентацией лопаток и вектором скорости постепенно увеличивается (отрицательное значение угла отставания на рис. 7 означает отклонение потока от ориентации лопатки, а положительное — наоборот), что указывает на более сильное отклонение потока от ориентации лопаток после прохождения завихрителя. При различных профилях лопаток наблюдаются различные течения. Например, при плоских лопатках за счет образования вихря наблюдается формирование конфузурно-диффузорного межлопаточного потока. При дугообразном профиле отрывное течение на концах лопаток формирует конфузурный поток, так же, как и при лопатках со скруглением. При анализе векторных картин, показанных на рис. 7, прослеживается связь между конфузурностью потока и гидравлическими потерями: чем в большей степени она проявляется, тем больше гидравлические потери. Причем эта конфузурность проявляется при формировании как межлопаточного потока, так и дополнительных отрывных течений от лопаток.

В нашем представлении угол отставания потока является мерой аэродинамической эффективности

завихрителя и характеризует степень отклонения реального течения от ориентации лопаточного аппарата. Значительное отклонение этого угла от нулевого значения свидетельствует о неэффективном преобразовании статического давления в кинетическую энергию закрутки, что связано с развитием срывных явлений и ростом гидравлических потерь на фронтном устройстве. С точки зрения рабочего процесса в камере сгорания увеличение  $\varphi'$  ведет к деградации зоны обратных токов, уменьшается ее объем и снижается интенсивность циркуляции горячих продуктов сгорания к корню факела. Это негативно сказывается на устойчивости пламени, сужает диапазон бедного срыва, смещает зону активного тепловыделения дальше по тракту камеры сгорания и влияет на эмиссию оксидов азота. Для практического использования результатов исследования необходимо вводить поправочный коэффициент на угол установки лопаток, равный  $\varphi'$ , чтобы реальная структура течения соответствовала расчетной. Особенно критичным является отклонение  $\varphi'$  в отрицательную область для криволинейных лопаток, так как это снижает эффективность закрутки и может ухудшить устойчивость горения.

## Выводы

Проведено комплексное численное исследование характеристик завихрения одноступенчатого завихрителя в условиях холодной продувки. Подробно изучено влияние параметра крутки на структуру зоны рециркуляции и связанные с ней потери давления. Основные выводы сводятся к следующему:

- по результатам количественного анализа, с увеличением параметра крутки характерная длина зоны рециркуляции уменьшается, а ее радиальный размер увеличивается;

- коэффициент потерь давления увеличивается с ростом параметра крутки;

- межлопаточные каналы формируют конфузорные потоки, а отрывные течения от стенки лопаток приводят к дополнительному сужению потока, что, в свою очередь, дополнительно увеличивает скорость потока и потери давления.

В целом, результаты демонстрируют тесную взаимосвязь между интенсивностью вихрей, структурой потока и гидравлическими потерями давления и дают информацию для оптимизации конструкции камеры сгорания и повышения стабильности горения.

## Конфликт интересов / Conflict of Interests

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов / The authors declare no relevant conflict of interests

## Список источников / References

1. Лефевр А.Х. Процессы в камерах сгорания ГТД / Пер. с англ. С.О. Апельбаума и др. / Под ред. В.Е. Дорошенко. М.: Мир, 1986. 566 с.  
Lefebvre AH. *Gas turbine combustion*. N.Y.: McGraw-Hill Book Co.; 1983. 531 p.
2. Chin JS. New Generation Aeroengine Combustor. *Journal of Engineering Thermophysics*. 2022;43(2):543-552. DOI: 10.253-231X(2022)02-0543-10
3. Suo J, Liang H, Li M, et al. Design and Development System of Aeroengine Combustor. *Aeronautics and Astronautics Science and Engineering*. 2021;47(3). DOI: 10.13477/j.cnki.aeroengine.2021.03.005
4. Liu X. *Study on low-emission combustion chamber Design and Premixed combustion characteristics*. PhD thesis. Harbin Engineering University; 2018. DOI: 10.7666/d.D01411046
5. Fu J. Comparative test on performance of combustion chamber flame cylinder head. *Aeroengine*. 2023;49(04):128-133. DOI: 10.13477/j.cnki.aeroengine.2023.04.016
6. Ланский А.М., Лукачев С.В., Матвеев С.Г. Исследование распыливания топлива пневмомеханическими форсунками // Труды МАИ. 2012. № 57. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=31093>  
Lanskii AM, Lukachev SV, Matveev SG. Research of raspylivaniya of fuel the pneumomassage sprayers. *Trudy MAI*. 2012(57). (In Russ.). URL: <https://trudymai.ru/eng/published.php?ID=31093>
7. Исаев А.И., Майрович Ю.И., Сафарбаков А.М. и др. Влияние геометрических характеристик завихрителя на вихревую структуру потока в импульсной камере сгорания // Труды МАИ. 2016. № 88. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=70631>  
Isaev AI, Mairovich YuI, Safarbakov AM, et al. Influence of geometrical characteristics on the vortex structure in the pulse combustion chamber. *Trudy MAI*. 2016(88). (In Russ.). URL: <https://trudymai.ru/eng/published.php?ID=70631>
8. Исаев А.И., Сафарбаков А.М., Майрович Ю.И. Оптимизация управляющего воздействия на вихревую структуру в импульсной камере сгорания // Решетневские чтения. 2014. С. 142-144.  
Isaev AI, Safarbakov AM, Mayrovich YuI. Optimization of control input to the vortex structure in the pulse combustion chamber. *Reshetnevskie chteniya*. 2014. p. 142-144. (In Russ.).

9. Вайнер Л.Г., Нагоркин М.Н., Фоменко И.Е. Управление качеством процесса смесеобразования в камере сгорания газотурбинной установки на основе ее информационной модели // Вестник ТОГУ. 2024. № 4(75). С. 49-58. DOI: 10.38161/1996-3440-2024-4-49-58  
Vainer LG, Nagorkin MN, Fomenko IE. Quality control of the mixture formation process in the combustion chamber of a gas turbine unit based on its information model. *Vestnik TOGU*. 2024(4):49-58. (In Russ.). DOI: 10.38161/1996-3440-2024-4-49-58
10. Бирюк В.В., Орлов М.Ю., Зубрилин И.А. и др. Определение размеров зоны обратных токов трехмерной модели камеры сгорания ГТД с помощью пакета ANSYS Fluent // Вестник СамГАУ. 2011. № 5(29). С. 44-48.  
Biryuk VV, Orlov MY, Zubrilin IA, et al. Specifying the dimensions of the reverse current area of a 3-D gas-turbine engine combustion chamber model using the ansys fluent software. *Vestnik SamGAU*. 2011(5):44-48. (In Russ.).
11. Эммил МВ. Закрученные струи за лопаточными завихрителями в свободном пространстве и в камере сгорания ГТД // Известия МГТУ «МАМИ». 2014. № 1(19). С. 86-90.  
Emmil' MV. Swirling jets behind the blade swirlers in the free space and in the combustion chamber of the gas turbine engine. *Izvestiya MGTU "MAMI"*. 2014(1):86-90. (In Russ.).
12. Zhang Q, He X, Gong C, et al. Performance of swirling-flow single trapped vortex combustor under different swirler schemes. *Journal of Aerospace Power*. 2023(7):1773-1783. DOI: 10.13224/j.cnki.jasp.20210617
13. Zhu D, Tang H, Xie G. CFD Simulations of Radial Swirler. *Dongfang electric review*. 2014(112):55-60. DOI: 10.13661/j.cnki.issn1001-9006.2014.04.013
14. Zhang P, Wei T, Xi Y, et al. Influence of Swirler Blade Bending Angle on Swirl Characteristics. *Technology Innovation and Application*. 2023(7):76-80. DOI: 10.19981/j.CN23-1581/G3.2023.07.017
15. Ding M, Dong L, Ban R, et al. Numerical simulation study on flow field morphology influenced by bionic vanes of a dual-stage swirler. *Journal of Propulsion Technology*. 2024;46(4). DOI: 10.13675/j.cnki.tjjs.2401005
16. Xu X, Zegn W, Liu K, et al. Experimental testing and numerical calculation of flow field characteristics in a double stage axial swirl combustor. *Journal of Aerospace Power*. 2023;40(10). DOI: 10.13224/j.cnki.jasp.20230776
17. Gu D, Shen C, Yang S, et al. Test of Concentric Staged Combustor Cold Flow Field Based on PIV. *Aeroengine*. 2023(1):76-80. DOI: 10.13477/j.cnki.aeroengine.2023.01.010
18. Wang Y, Xiao W, Wang Z, et al. Numerical Simulation and Test Verification of the Influence of Airflow Splits on the Flow Field Characteristics in Dual-axial Swirlers. *Aeroengine*. 2022(1):26-32. DOI: 10.13477/j.cnki.aeroengine.2022.01.005
19. Liu K, Xu R, Cao J, et al. Influence of swirler and flame tube matching on combustion performance. *Journal of Aerospace Power*. 2024;40(12). DOI: 10.13224/j.cnki.jasp.20240614
20. Нгуен Т.Д., Александров Ю.Б., Мингазов Б.Г. Влияние формы обтекателя на однородность профиля скоростей перед лопатками завихрителя // Климовские чтения - 2020: перспективные направления развития авиадвигателестроения: сборник статей научно-технической конференции (16 октября 2020; Санкт-Петербург). СПб.: Скифия-принт, 2020. С. 93-101.  
Nguyen TD, Alexandrov YuB, Mingazov BG. Influence of the fairing shape on the uniformity of the velocity profile in front of the swirler blades. *Materialy nauchno-tehnicheskoi konferentsii "Klimovskie chteniya – 2020: perspektivnye napravleniya razvitiya aviadvigatelistroeniya" (October 16, 2020; Saint Petersburg)*. St. Petersburg: Skifiya-print; 2020. p. 93-101.

Статья поступила в редакцию / Received 27.01.2026  
Одобрена после рецензирования / Revised 10.03.2026  
Принята к публикации / Accepted 18.03.2026