


## Распределение коэффициента эквивалентной диффузорности в компрессоре низкого давления газотурбинного двигателя ДГ90

Андрей Николаевич Аксёнов 

Тюменские моторостроители, Тюмень, Россия  
Контакт для переписки: 9123975423@mail.ru 

**Аннотация.** В приближении пространственно-временной периодичности приведены результаты численного интегрирования уравнений Навье — Стокса и  $k$ - $\varepsilon$ -модели турбулентности по программе CFX в каждом лопаточном венце компрессора низкого давления (КНД) газотурбинного двигателя ДГ90 (UGT15000) производства УССР. Вблизи номинальной частоты вращения построены изодромы и вычислены адиабатные КПД каждой ступени и углы входа/выхода потока воздуха. На среднем радиусе определены коэффициенты затраченной работы и расхода воздуха. Установлено, что причина провала КПД последней ступени связана с низким значением проектной реактивности ( $\approx 0,5$ ), приводящей к сильной закрутке потока при выходе и большим потерям в спрямляющем аппарате при развороте потока в осевом направлении. Для определения потенциала модернизации лопаточного аппарата выполнен расчет радиальных распределений коэффициента эквивалентной диффузорности. Показано, что наибольшие потери полного давления находятся в направляющих аппаратах 9-й, 8-й, 5-й ступени и в рабочих лопатках 9-й ступени. Относительно высокие потери также диагностируются в верхней половине пера направляющих лопаток 4-й, 3-й, 2-й ступени и нижней половине рабочих лопаток 1-й ступени. Выявленный потенциал увеличения эффективности КНД — до 2%, с сохранением исходной конструкции корпуса и барабана.

**Ключевые слова:** двигатель газотурбинный, численное моделирование,  $k$ - $\varepsilon$ -модель турбулентности, коэффициент эквивалентной диффузорности, адиабатный КПД, профильные потери

**Цитирование:** Аксёнов А. Н. 2023. Распределение коэффициента эквивалентной диффузности в компрессоре низкого давления газотурбинного двигателя ДГ90 // Вестник Тюменского государственного университета. Физико-математическое моделирование. Нефть, газ, энергетика. Том 9. № 4 (36). С. 31–43. <https://doi.org/10.21684/2411-7978-2023-9-4-31-43>

Поступила 27.09.2023; одобрена 27.09.2023; принята 15.12.2023

## Equivalent diffusion ratio distribution in the UGT15000 low pressure compressor

Andrei N. Aksyonov✉

Tyumen Engine Builders, Tyumen, Russia  
Corresponding author: 9123975423@mail.ru✉

**Abstract.** With spatial and temporal periodicity approach the results of steady state CFD simulation of compressible air flow in each blade-to-blade row of low pressure compressor (LPC) of the UGT15000 gas turbine engine (Ukrainian SSR constr. and prod.) are presented. Near the nominal rotation speed compressor map and adiabatic efficiency of each stage and the flow angles at leading and trailing blade edges are predicted and calculated. At the average radius stage flow and stage load coefficients are determined.

It has been established that the reason of the low efficiency of the last stage is associated with the low stage reaction ( $\approx 0.5$ ) leading to high airflow swirling at outlet. For LPC optimization a calculation of the radial distributions of the equivalent diffuser coefficient was performed. It is shown that the greatest total pressure losses are in the stator rows of stages 9, 8, 5 and in the rotor rows of stage 9. High losses are also shown on the upper half of the 4<sup>th</sup>, 3<sup>rd</sup>, 2<sup>nd</sup> stator blades and the lower half of the 1<sup>st</sup> rotor blades. The identified potential for increasing the efficiency of the LPC is up to 2% without significant construction changes.

**Keywords:** gas turbine engine, numerical simulation,  $k$ - $\epsilon$  turbulence model, equivalent diffusion ratio, adiabatic efficiency, compressor blade profile losses

**Citation:** Aksyonov, A. N. (2023). Equivalent diffusion ratio distribution in the UGT15000 low pressure compressor. *Tyumen State University Herald. Physical and Mathematical Modeling. Oil, Gas, Energy*, 9(4), 31–43. <https://doi.org/10.21684/2411-7978-2023-9-4-31-43>

Received September 27, 2023; Reviewed September 27, 2023; Accepted December 15, 2023

## Введение

Несмотря на значительные успехи в развитии методов проектирования лопаточных аппаратов турбомашин, аэродинамическое совершенство осевых компрессоров и их возможность эффективной работы в широком диапазоне режимов оставляет желать лучшего [Комиссаров и др., 1961; Холщевников, 1970; Кампсти, 2000; Smith, 2002; Ахмедзянов, Козловская, 2009; Герасименко, Шелковский, 2013; Dixon, Hall, 2014; Kurzke, Halliwell, 2018; Старцев, 2021]. По-прежнему актуальны задачи повышения точности моделей турбулентности и численных методов [Аксёнов, 2010]. Необходимы новые быстрые алгоритмы, определяющие и реализующие потенциал модернизации [Комиссаров и др., 1961; Холщевников, 1970; Koch, Smith, 1976; Swift, 2003; Falck, 2008; Михайлова и др., 2011].

Задача модернизации газотурбинной техники сложнее разработки новой конструкции из-за множества дополнительных ограничений, однако достигнутый эффект может быть значительным. Так, например, расчеты термодинамического цикла трехвального газотурбинного двигателя ДГ90 [Боцула, Рыбальченко, 1999] показывают, что рост КПД каждого каскада компрессора на 1% может обеспечить по двигателю увеличение КПД с 35,0 до 35,8% и мощности с 16,7 до 17,3 МВт (в условиях ISO 2314) [Аксёнов и др., 2022].

Цель настоящей работы — определить эффективность работы каждой ступени каскада компрессора низкого давления (КНД) ДГ90 и идентифицировать лопатки с наибольшими профильными потерями (для последующего реинжиниринга).

## Математическая постановка задачи

Для описания течения во вращающихся рабочих ступенях вводится вращающаяся с угловой скоростью ( $\vec{\Omega}$ ) система координат, в которой связь между векторами абсолютной ( $\vec{V}$ ) и относительной ( $\vec{W}$ ) скорости определяется выражением:

$$\vec{V} = \vec{W} + \vec{\Omega} \times \vec{r}, \quad (1)$$

а уравнения сохранения массы, момента импульса и энергии имеют вид [Аксёнов, 2010]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{W}) = 0, \quad (2)$$

$$\frac{\partial \rho \vec{W}}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{W} \cdot \vec{W}) = -\nabla p + \nabla \bar{\tau}_r + \vec{F}_{Cor} + \vec{F}_{Cen}, \quad (3)$$

$$\frac{\partial \rho E_r}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{W} \cdot I) = \nabla \left( \left( \lambda + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t} \right) \nabla T + \bar{\tau}_r \cdot \vec{W} \right), \quad (4)$$

$$\bar{\tau}_r = (\mu + \mu_t) \cdot \left( \nabla \vec{W} + (\nabla \vec{W})^T \right) - \frac{2}{3} \delta(\rho k + \mu_t \nabla \cdot \vec{W}), \quad (5)$$

$$\vec{F}_{Cor} = -2\rho \vec{\Omega} \times \vec{W}, \quad \vec{F}_{Cen} = -\rho \vec{\Omega} \times (\vec{\Omega} \times \vec{r}), \quad (6)$$

$$E_r = I - \frac{p}{\rho}, \quad I = h + \frac{\overline{W}^2 - (\overline{\Omega} \times \vec{r})^2}{2}, \quad h = h_0 + \int_{T_0}^T c_p(T) dT, \quad (7)$$

где  $\rho$  — плотность;  $p$  — статическое давление;  $\overline{\tau}_r$  — тензор вязких и турбулентных напряжений;  $\lambda$  — коэффициент теплопроводности;  $\mu_t$  — турбулентная вязкость;  $Pr_t$  — турбулентное число Прандтля;  $T$  — температура;  $k$  — кинетическая энергия турбулентных пульсаций;  $I$  — роталпия;  $c_p$  — теплоемкость газа при изобарном процессе;  $h$  — энтальпия. Свойства рабочего тела рассчитываются с привлечением уравнения состояния совершенного газа:

$$\frac{p}{\rho} = (c_p - c_v)T, \quad (8)$$

где  $c_v$  — теплоемкость при изохорном процессе. Турбулентные характеристики вычисляются с помощью  $k$ - $\epsilon$ -модели Лаундера — Сполдинга [Launder, Spalding, 1974]:

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon}, \quad (9)$$

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \nabla(\rho \overline{W} \cdot k) = \nabla \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \rho \epsilon, \quad (10)$$

$$\frac{\partial \rho \epsilon}{\partial t} + \nabla(\rho \overline{W} \cdot \epsilon) = \nabla \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \nabla \epsilon \right] + \frac{\epsilon}{k} (C_{\epsilon 1} P_k - C_{\epsilon 2} \rho \epsilon), \quad (11)$$

$$P_k = \mu_t \nabla \overline{W} \cdot (\nabla \overline{W} + (\nabla \overline{W})^T) - \frac{2}{3} \nabla \overline{W} (3\mu_t \nabla \cdot \overline{W} + \rho k), \quad (12)$$

где  $C_{\epsilon 1} = 1,44$ ,  $C_{\epsilon 2} = 1,92$ ,  $C_\mu = 0,09$ ,  $\sigma_k = 1,0$ ,  $\sigma_\epsilon = 1,3$ .

## Параметры численного моделирования

Для построения геометрии межлопаточных каналов использовались конструкторские 3D-модели лопаток (рис. 1–3). В среднем на каждый венец приходилось не менее  $\approx 0,5 \times 10^6$  расчетных узлов с обеспечением безразмерного числа Рейнольдса  $y^+ \approx 15$  (рассчитывается по нормальному расстоянию от стенки до первого расчетного узла). Разрешение радиального зазора для рабочих лопаток — не менее 30 узлов. Суммарно дискретизация расчетной области КНД предусматривала  $12 \times 10^6$  расчетных узлов.

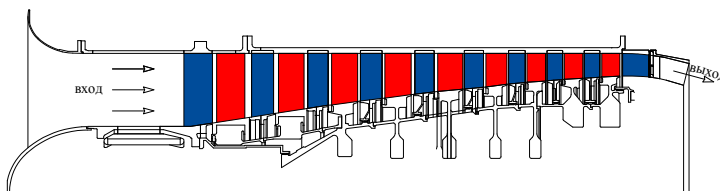


Рис. 1. Меридиональный разрез КНД ДГ90. Габариты:  $\varnothing 850 \times 1\,450$  мм

Fig. 1. Meridional section sketch of UGT15000 LPC. Dimension:  $\varnothing 850 \times 1,450$  mm

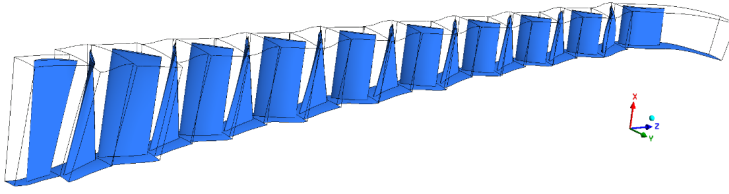


Рис. 2. Лопаточный аппарат КНД

Fig. 2. Blade rows of LPC

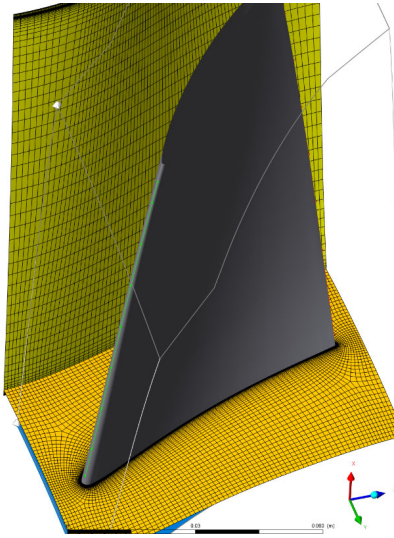


Рис. 3. Типовая конфигурация блочно-структурированной неортогональной сетки в межлопаточном канале (на примере рабочей лопатки 5-й ступени)

Fig. 3. Typical block-structured non orthogonal CFD grid in blade row (5<sup>th</sup> stage rotor as example)

Граничные условия при входе: полное давление 760 мм. рт. ст.; полная температура 15 °С; интенсивность турбулентности 5%; вектор скорости — по нормали. При выходе устанавливалось статическое давление ( $\approx 1,4$  атм). На всех непроницаемых статорных стенках условие прилипания; для роторных — угловая скорость вращения ( $\approx 7\,200$  об/мин), соответствующая прилипанию во вращающейся системе координат (multi reference frame). На границах между статорным и роторным доменами выполнялось осреднение всех термодинамических параметров в окружном направлении (mixing-plane). Для каждого венца моделировался только один межлопаточный канал с граничным условием пространственно-временной периодичности. Шаг интегрирования по псевдвремени  $\approx 10^{-4}$  с. В качестве начального приближения использовалось решение на соседней расчетной точке изодромы.

При расчете турбулентных характеристик на стенках использовались пристеночные функции [Vieser и др., 2003] для экономии вычислительных ресурсов.

Решение считалось достигнутым при отсутствии изменения величины КПД компрессора в 4-м знаке после запятой за последние 100 итераций, а также при стабилизации величин невязок по каждому уравнению. Типичное время интегрирования в специализированной программе на ПК с процессором Intel Core i9 составляло 17...20 часов (с учетом распараллеливания вычислений на все логические ядра).

## Результаты

Расчетные изодромы КНД, соответствующие 90...100% мощности двигателя, приведены на рис. 4. Как видно, для каждой частоты вращения ротора достаточно точно определяется режим запириания. Определение границы помпажа представляет отдельную задачу и в настоящей работе не рассматривается. Точка с максимальным адиабатным КПД на частоте 7 200 об/мин соответствует 87,65%, расходу 71,26 кг/с и принимается для дальнейшего анализа.

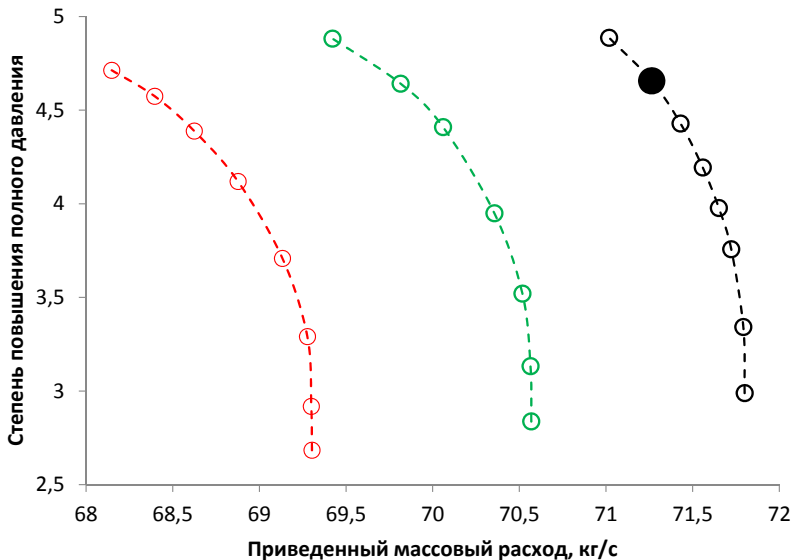


Рис. 4. Изодромы КНД ДГ90

**Обозначения:** -o- 7 200 об/мин; -o- 7 100 об/мин; -o- 7 000 об/мин. Маркером с черной заливкой отмечен режим наибольшего адиабатного КПД 87,65%, соответствующего уровню проектирования 1980-х гг.

**Fig. 4.** Predicted LPC compressor map

**Definitions:** -o- 7,200 rpm; -o- 7,100 rpm; -o- 7,000 rpm. Design adiabatic efficiency (87.65%, typical for 1980s) marked with black dot.

Распределения по ступеням адиабатного КПД ( $\eta_{ад}^*$ ), степени повышения полного давления ( $\pi_k^*$ ), коэффициента затраченной работы ( $\psi = c_p \Delta T^* / U_{cp}^2$ , где  $U_{cp}$  — скорость лопатки на среднем радиусе,  $\Delta T^*$  — прирост полной температуры в ступени,  $c_p$  — теплоемкость при постоянном давлении), коэффициента расхода воздуха ( $\phi = C_a / U_{cp}$ ,

где  $C_a$  — осевая составляющая скорости потока на среднем радиусе) и реактивности ( $R = \Delta h_{\text{рк}} / \Delta h_{\text{ст}}^*$ ) вычислены отдельно в программе для работы с электронными таблицами (с импортом результатов 3D) и приведены в таблице 1.

**Таблица 1.** Распределение основных параметров компрессора по ступеням

**Table 1.** Stage coefficients distribution

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\eta_{\text{ад}}^*$ %	88,35	89,63	90,05	90,26	90,32	90,24	90,07	89,83	87,65
$\pi_k^*$	1,24	1,19	1,19	1,19	1,19	1,17	1,18	1,18	1,16
$\psi$	0,34	0,26	0,26	0,26	0,27	0,25	0,27	0,28	0,30
$\varphi$	0,66	0,62	0,59	0,58	0,56	0,55	0,54	0,52	0,51
<b>R</b>	0,74	0,52	0,51	0,49	0,50	0,48	0,50	0,50	0,50

Для оценки профильных потерь и изыскания потенциала модернизации будем использовать модель, основанную на расчете эквивалентной диффузорности Либляйна [Wright, Miller, 1991; Кривошеев и др., 2020]:

$$\omega_p 0,5 \frac{V_1^2}{V_2^2} \cos(\alpha_2) = f(M_1, D_{eq}), \quad (13)$$

где  $f(M_1, D_{eq})$  — экспериментальная двухпараметрическая функция, описываемая полиномами с коэффициентами в таблице 2 [Falck, 2008];  $\omega_p = \Delta p^* / (p^* - p)$  — коэффициент профильных потерь;  $V_1$  и  $V_2$  — скорости при входе и выходе из межлопаточного канала;  $\alpha_2$  — угол потока при выходе из венца (отсчитывается от оси компрессора);  $M_1$  — число Маха при входе в венец;  $D_{eq}$  — эквивалентная диффузорность, которую будем определять упрощенно по зависимости:

$$D_{eq} = \frac{\cos(\beta_2)}{\cos(\beta_1)} \left[ 1,12 + 0,61 \frac{t \cos^2(\beta_1)}{b} (\text{tg}(\beta_1) - \text{tg}(\beta_2)) \right], \quad (14)$$

где  $\beta_1, \beta_2$  — углы потока при входе и выходе из рабочего колеса;  $b$  — хорда профиля лопатки;  $t$  — расстояние между соседними лопатками по выходным кромкам. Графическая зависимость параметра профильных потерь от коэффициента эквивалентной диффузорности приведена на рис. 5, распределение коэффициента эквивалентной диффузорности по относительной высоте лопатки каждого венца — на рис. 6.

**Таблица 2.** Полиномиальные коэффициенты функции  $f(M_1, D_{eq})$

**Table 2.** Polynomial coefficients for  $f(M_1, D_{eq})$

	$a_4$	$a_3$	$a_2$	$a_1$	$a_0$
<b><math>M_1 = 0,3</math></b>	-1,61839e-02	1,14774e-01	-2,66675e-01	2,62982e-01	-8,26097e-02
<b><math>M_2 = 0,7</math></b>	-2,08254e-02	1,48500e-01	-3,56939e-01	3,68490e-01	-1,30107e-01
<b><math>M_3 = 1,0</math></b>	-2,13465e-02	1,52219e-01	-3,66336e-01	3,78126e-01	-1,36535e-01

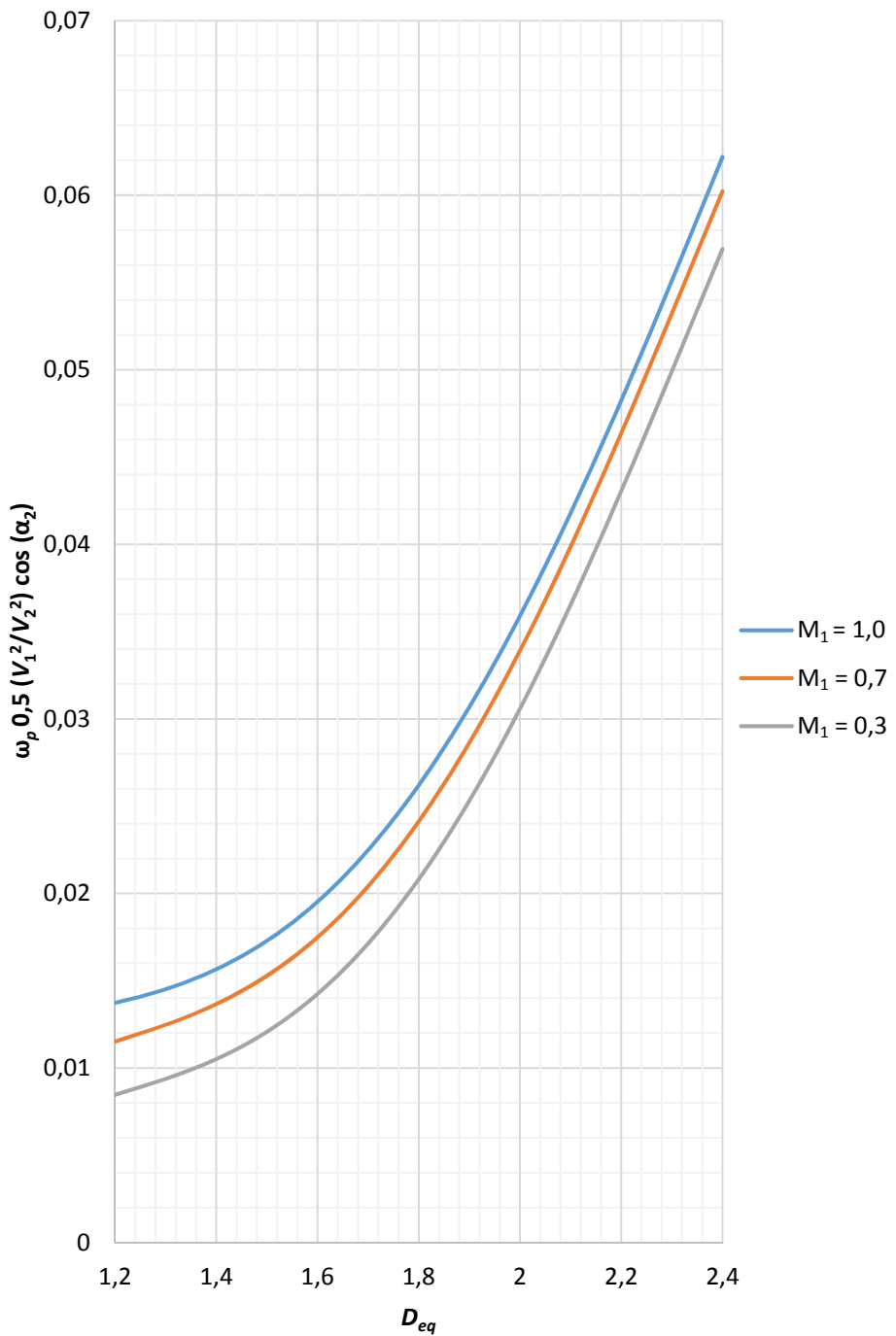
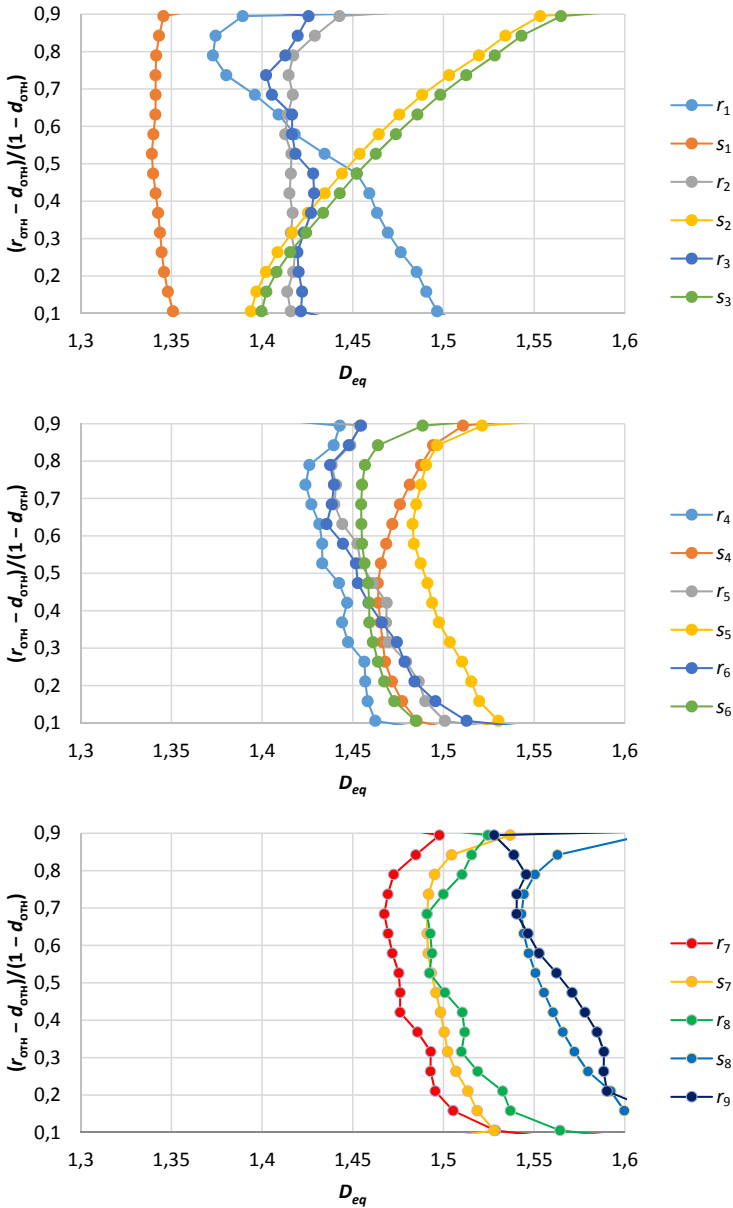


Рис. 5. Зависимость параметра профильных потерь от эквивалентной диффузорности с поправкой на число Маха при входе

Fig. 5. Profile loss parameter with variation in Mach number





**Рис. 6.** Распределение коэффициента эквивалентной диффузорности ( $D_{eq}$ ) по относительной высоте лопатки каждого венца  $(r_{отн} - d_{отн})/(1 - d_{отн})$

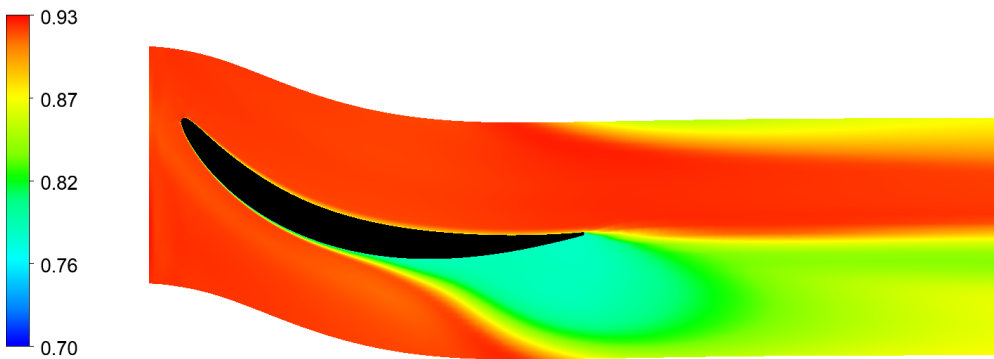
**Обозначения:**  $r_i$  — рабочая лопатка  $i$ -й ступени;  $s_i$  — лопатка направляющего аппарата  $i$ -й ступени;  $i = 1...9$ .

**Fig. 6.** Distribution of the equivalent diffusion coefficient ( $D_{eq}$ ) along the relative height of each blade's rotor  $(r_{отн} - d_{отн})/(1 - d_{отн})$

**Definitions:**  $r_i$  — rotor of the  $i$ <sup>th</sup> step;  $s_i$  — rotor of the leading device of the  $i$ <sup>th</sup> step;  $i = 1...9$ .

## Обсуждение

Как видно из рис. 5, потенциалом модернизации лопаточного аппарата могут быть зоны с большими значениями  $D_{eq}$ . В группе входных ступеней (рис. 6) снижение профильных потерь можно ожидать в нижней части рабочего колеса 1-й ступени ( $r_1$ ), а также в верхней части лопаток направляющих аппаратов 2-й и 3-й ступени ( $s_2, s_3$ ). В средней группе ступеней наибольшие значения  $D_{eq}$  наблюдаются для лопаток направляющего аппарата 5-й ступени ( $s_5$ ). Последняя ступень КНД ДГ90 отличается наименьшей эффективностью из-за низкой реактивности ( $R \approx 0,5$ ), приводящей к необходимости устранять в последнем направляющем аппарате значительную закрутку потока, что достичь без срыва потока со спинки весьма затруднительно, даже с тандемными лопатками (рис. 7). В группе выходных ступеней потенциал модернизации может быть в рабочем колесе 9-й ступени ( $r_9$ ), а также в направляющих аппаратах 8-й и 9-й ступени ( $s_8, s_9$ ).



**Рис. 7.** Распределение локального адиабатного КПД в среднем сечении межлопаточного канала направляющего аппарата 9-й ступени ( $s_9$ ). Зоны пониженного КПД соответствуют отрывным течениям с максимальными значениями турбулентной вязкости

**Fig. 7.** Local adiabatic efficiency distribution in 9<sup>th</sup> stage stator (span = 0.5). Efficiency reduction is corresponded to high eddy viscosity

## Заключение

В результате численного моделирования и проведения расчетов эквивалентной диффузорности установлено, что наибольшие профильные потери находятся в направляющих аппаратах 9-й, 8-й, 5-й ступени и рабочих лопатках 9-й ступени. Относительно высокие значения потери полного давления также диагностируются в верхней половине пера направляющих лопаток 4-й, 3-й, 2-й ступени и нижней половине рабочих лопаток 1-й ступени. Потенциал роста адиабатного КПД КНД ДГ90 может быть до 2% [Кожемяко и др., 2021].

По итогам проведенного исследования сделаны следующие выводы:

1. Выполненные расчетные исследования показывают, что анализ распределения  $D_{eq}$  по высоте лопаток может быть эффективным инструментом для поиска потенциала модернизации многоступенчатых осевых турбокомпрессоров.

2. На примере КНД ДГ90 идентифицирован ряд лопаток, подлежащих реинжинирингу.
3. Перспективным направлением реинжиниринга лопаточных аппаратов является разработка быстрых алгоритмов для решения задач с вариационно-параметрической постановкой.

## СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

- Аксёнов А. Н. 2010. Моделирование неравновесных турбулентных течений в трансзвуковых осевых компрессорах: автореф. дис. ... канд. физ.-мат. наук. Тюмень: Тюмен. гос. ун-т. 20 с.
- Аксёнов А. Н., Култышев А. Ю., Пульдас Л. А. 2022. Сравнительный анализ расчета термодинамических циклов приводных газотурбинных двигателей // Вестник Тюменского государственного университета. Физико-математическое моделирование. Нефть, газ, энергетика. Том 8. № 2 (30). С. 10–31. <https://doi.org/10.21684/2411-7978-2022-8-2-10-31>
- Ахмедзянов Д. А., Козловская А. Б. 2009. Методика расчета и моделирование осевых компрессоров авиационных ГТД // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. Том 13. № 1. С. 9–19.
- Боцула А. А., Рыбальченко С. В. 1999. Использование газотурбинных двигателей разработки НПП «Машпроект» в газотранспортных сетях и в качестве приводов технологического оборудования // Известия Академии инженерных наук Украины. № 1. С. 74–85.
- Герасименко В. П., Шелковский М. Ю. 2013. Комплексное аэродинамическое совершенствование компрессоров ГТД // Вестник двигателестроения. № 2. С. 69–72.
- Кампсти Н. 2000. Аэродинамика компрессоров. М.: Мир. 688 с.
- Кожемяко П. Г., Милешин В. И., Фатеев В. А. 2021. Проектирование компрессора высокого давления ГТУ-32 на основе сквозного 3D-расчета вязкого течения в КВД // Авиационные двигатели. № 3 (12). С. 45–54.
- Комиссаров Г. А., Микирчичан В. М., Хайт М. В. 1961. Методика газодинамического расчета осевого компрессора. Технический отчет. М.: ЦИАМ им. П. И. Баранова. 132 с.
- Кривошеев И. А., Рожков К. Е., Симонов Н. Б. 2020. Оптимизация геометрии решеток профилей в ступенях компрессоров с использованием фактора диффузорности // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. Том 24. № 3 (89). С. 69–82.
- Михайлова А. Б., Ахмедзянов Д. А., Ахметов Ю. М., Михайлов А. Е. 2011. Расчет характеристики рабочего колеса в двухмерной постановке с использованием имитационного моделирования // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С. П. Королёва (национального исследовательского университета). № 3–1 (27). С. 102–108.
- Старцев А. Н. 2021. Аэродинамическое проектирование осевого компрессора // Авиационные двигатели. № 3 (12). С. 19–34. [https://doi.org/10.54349/26586061\\_2021\\_3\\_19](https://doi.org/10.54349/26586061_2021_3_19)
- Холщевников К. В. 1970. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. М.: Машиностроение. 610 с.
- Dixon S. L., Hall C. A. 2014. Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery. 7<sup>th</sup> ed. Elsevier. 537 p. <https://doi.org/10.1016/C2011-0-05059-7>

- Falck N. 2008. Axial Flow Compressor Mean Line Design: Master thesis. Lund: Lund University. 102 p.
- Koch C. C., Smith L. H. Jr. 1976. Loss sources and magnitudes in axial-flow compressors // *Journal of Engineering for Power*. Vol. 98. No. 3. Pp. 411–424. <https://doi.org/10.1115/1.3446202>
- Kurzke J., Halliwell I. 2018. Propulsion and Power: An Exploration of Gas Turbine Performance Modeling. Springer. 755 p.
- Lauder B. E., Spalding D. B. 1974. The numerical computation of turbulent flows // *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*. Vol. 3. No. 2. Pp. 269–289. [https://doi.org/10.1016/0045-7825\(74\)90029-2](https://doi.org/10.1016/0045-7825(74)90029-2)
- Smith L. H. Jr. 2002. Axial compressor aerodesign evolution at general electric // *Journal of Turbomachinery*. Vol. 124. No. 3. Pp. 321–330. <https://doi.org/10.1115/1.1486219>
- Swift W. J. 2003. Modelling of Losses in Multi-Stage Axial Compressors with Subsonic Conditions: Master thesis. Potchefstroom: Potchefstroom University for Christian Higher Education. 153 p.
- Vieser W., Esch T., Menter F. 2003. Heat transfer predictions using advanced two-equation turbulence models with advanced wall treatment // *Turbulence, Heat and Mass Transfer 4: Proceedings of the Fourth International Symposium on Turbulence, Heat and Mass Transfer (12–17 October 2003, Antalya, Turkey)*. Pp. 614–635.
- Wright P. I., Miller D. C. 1991. An Improved Compressor Performance Prediction Model. Derby: Rolls-Royce.

## References

- Aksenov, A. N. (2010). *Modeling of nonequilibrium turbulent flows in transonic axial compressors* [Cand. Sci. (Phys.-Math.) abstract of the dissertation, University of Tyumen]. [In Russian]
- Aksyonov, A. N., Kultyshev, A. Yu., & Puldass, L. A. (2022). Comparative analysis of turboshaft engines thermodynamic cycles calculation. *Tyumen State University Herald. Physical and Mathematical Modeling. Oil, Gas, Energy*, 8(2), 10–31. <https://doi.org/10.21684/2411-7978-2022-8-2-10-31> [In Russian]
- Ahmedzyanov, D. A., & Kozlovskaya, A. B. (2009). Design procedure and modeling axial compressors aviation GTD. *Vestnik UGATU*, 13(1), 9–19. [In Russian]
- Botsula, A. L., & Rybalchenko, S. V. (1999). Use of gas turbine engines developed by SPE Mashproekt in gas transmission networks and as drives of technological equipment. *Izvestia of the Academy of Engineering Sciences of Ukraine*, (1), 74–85. [In Russian]
- Gerasimenko, V. P., & Shelkovsky, M. Yu. (2013). Complex aerodynamic perfection of compressors of GTE. *Bulletin of Engine Building*, (2), 69–72. [In Russian]
- Kampsti, N. (2000). *Aerodynamics of compressors*. Mir. [In Russian]
- Kozhemyako, P. G., Milesin, V. I., & Fateev, V. A. (2021). Designing a high-pressure compressor for GTU-32 based on 3D-calculation across viscous flow in HPC. *Aviation Engines*, (3), 45–54. [In Russian]
- Komissarov, G. A., Mikirtichan, V. M., & Khait, M. V. (1961). *Methodology for gas-dynamic calculation of an axial compressor. Technical report*. Baranov Central Institute of Aviation Motor Development. [In Russian]
- Krivosheev, I. A., Rojkov, K. E., & Simonov, N. B. (2020). Optimization of the geometry of profile grids in stages of compressors using the diffuser factor. *Vestnik UGATU*, 24(3), 69–82. [In Russian]

- Mikhailova, A. B., Akhmedzyanov, D. A., Akhmetov, Yu. M., & Mikhailov, A. Ye. (2011). Two-dimensional axial rotor compressor off-design performance prediction model with the use of simulation methods and tools. *Vestnik of Samara University*, (3–1), 102–108. [In Russian]
- Startsev, A. N. (2021). Design of an axial compressor aerodynamics. *Aviation Engines*, (3), 19–34. [https://doi.org/10.54349/26586061\\_2021\\_3\\_19](https://doi.org/10.54349/26586061_2021_3_19) [In Russian]
- Kholshchevnikov, K. V. (1970). *Theory and calculation of aircraft blade machines*. Mashinostroenie. [In Russian]
- Dixon, S. L., & Hall, C. A. (2014). *Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery* (7<sup>th</sup> ed.). Elsevier. <https://doi.org/10.1016/C2011-0-05059-7>
- Falck, N. (2008). *Axial flow compressor mean line design* [Master thesis, Lund University].
- Koch, C. C., & Smith, L. H., Jr. (1976). Loss sources and magnitudes in axial-flow compressors. *Journal of Engineering for Power*, 98(3), 411–424. <https://doi.org/10.1115/1.3446202>
- Kurzke, J., & Halliwell, I. (2018). *Propulsion and power: An exploration of gas turbine performance modeling*. Springer.
- Lauder, B. E., & Spalding, D. B. (1974). The numerical computation of turbulent flows. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 3(2), 269–289. [https://doi.org/10.1016/0045-7825\(74\)90029-2](https://doi.org/10.1016/0045-7825(74)90029-2)
- Smith, L. H., Jr. (2002). Axial compressor aerodesign evolution at general electric. *Journal of Turbomachinery*, 124(3), 321–330. <https://doi.org/10.1115/1.1486219>
- Swift, W. J. (2003). *Modeling of losses in multi-stage axial compressors with subsonic conditions* [Master thesis, Potchefstroom University for Christian Higher Education].
- Vieser, W., Esch, T., & Menter, F. (2003). Heat transfer predictions using advanced two-equation turbulence models with advanced wall treatment. In *Turbulence, Heat and Mass Transfer 4: Proceedings of the Fourth International Symposium on Turbulence, Heat and Mass Transfer (October 12–17, 2003, Antalya, Turkey)* (pp. 614–635).
- Wright, P. I., & Miller, D. C. (1991). *An improved compressor performance prediction model*. Rolls-Royce.

## Информация об авторе

Андрей Николаевич Аксёнов, кандидат физико-математических наук, начальник лаборатории, Тюменские моторостроители, Тюмень, Россия  
9123975423@mail.ru

## Information about the author

Andrei N. Aksyonov, Cand. Sci. (Phys.-Math.), Head of the Laboratory, Tyumen Engine Builders, Tyumen, Russia  
9123975423@mail.ru