

**МЕТОДИКА ОЦЕНИВАНИЯ ВЛИЯНИЯ СЕПАРАЦИИ
АБРАЗИВНЫХ ЧАСТИЦ В ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРАХ
НА ХАРАКТЕРИСТИКИ АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ
ДВИГАТЕЛЕЙ: МОДЕЛИРОВАНИЕ ГАЗОДИНАМИКИ
ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА**

С.С. Попов¹

А.Н. Черкасов²

Д.С. Клепиков²

sergey_stv1983@bk.ru

gliden@inbox.ru

klepikov_denis@mail.ru

¹ Краснодарское высшее военное авиационное училище летчиков,
г. Краснодар, Российская Федерация

² ВУНЦ ВВС «ВВА», г. Воронеж, Российская Федерация

Аннотация

Исследованы воздействие агрессивных факторов окружающей среды на компрессор авиационного газотурбинного двигателя, основные причины и последствия прохождения двухкомпонентного потока воздуха, содержащего твердые частицы, через компрессорный узел. Рассмотрены эрозионный износ, его влияние на конструктивные элементы, прочность, устойчивость работы компрессора и ресурс двигателя в целом. Дана оценка применяемых в настоящее время способов предотвращения эрозионного износа и предложен способ, разработанный авторами. Приведены подробное описание и принцип функционирования предлагаемого способа. Описана методика оценивания влияния сепарации абразивных частиц на характеристики осевых компрессоров авиационных газотурбинных двигателей, основанная на современных методах численного моделирования лопаточных машин и уравнениях гидрогазодинамики, реализованных в CFD-пакетах. Разработаны геометрические 3D-модели сепарационного устройства и осевого компрессора, дискретизация пространственной области потока выполнена конечно-элементным методом. Приведено математическое описание модели газодинамики потока с обоснованием выбранной модели турбулентности. Определены граничные условия, применяемые при расчете модели,

Ключевые слова

Эрозия, износ, компрессор, газотурбинный двигатель, сепаратор, CAD, ANSYS, CFD, CFX

и основные газодинамические характеристики лопаточных машин. Приведены результаты моделирования, области оптимальных режимов работы, устойчивой границы и запираения осевого компрессора, по которым будет выполнена оценка влияния сепарации на характеристики авиационных газотурбинных двигателей

Поступила 11.03.2024

Принята 18.04.2024

© Автор(ы), 2025

Введение. В настоящее время авиационные газотурбинные двигатели (ГТД) имеют огромную область применения. Кроме авиации они широко используются в бронетехнике и наземных установках промышленного назначения. В местах эксплуатации ГТД на их работу сильно влияют агрессивные факторы окружающей среды (пыль, песок, вулканические примеси, повышенное влагосодержание и др.). В первую очередь, они негативно воздействуют на состояние осевого компрессора (ОК) ГТД, вызывая деградацию газодинамических, прочностных характеристик и снижение ресурса, что ведет к возможному помпажу и разрушению конструктивных элементов двигателя в целом.

В приведенных условиях эксплуатации имеет место эрозионный износ ОК ГТД, вызванный прохождением двухкомпонентного потока воздуха, содержащего абразивные частицы песка и пыли, по проточной части. В [1–3] особое внимание уделено малогабаритным ГТД, которые применяются преимущественно на вертолетах и подвергаются эрозионному износу в большей степени вследствие специфики их применения и особых условий работы (полеты и длительная работа на малых высотах у поверхности земли и воды, взлет и посадка с естественных площадок, работа в горно-пустынной местности и др.). Сильному изменению геометрии конструктивных элементов ОК в большей степени подвержены рабочие лопатки (РЛ). В рамках настоящей работы не учитывалось образование на элементах ГТД шероховатости, частиц, коррозионно-эрозионных точек концентраторов напряжений, а также забивание и засорение различных систем ГТД.

Ежегодно Минобороны России выпускает сборник по типам авиационных двигателей с анализом их конструктивных и производственных недостатков, выявленных при эксплуатации за текущий год. Одна из частей сборника посвящена анализу причин отказов и повреждений двигателей вертолетов за текущий год, приведших к их досрочному выводу из эксплуатации. В результате анализа данных по досрочному выводу двигателей из эксплуатации до выработки установленных ресурсов и сроков службы с 2018 по 2021 год, выявлено, что наиболее повреждаемым по различным причинам является компрессорный узел ГТД. Большая доля повреждений

возникает вследствие попадания в проточную часть компрессорного узла посторонних предметов, песка и пыли, поднятых с рулежных дорожек, взлетно-посадочной полосы и др. В руководстве по эксплуатации ГТД¹ указано о недопущении на РЛ 7-й и 8-й ступеней ОК изнашивания торцевой части пера РЛ более половины видимой ширины лопатки l или глубиной более двух радиальных зазоров r между торцом неизношенной части пера и внутренней поверхностью статора компрессора (рис. 1).

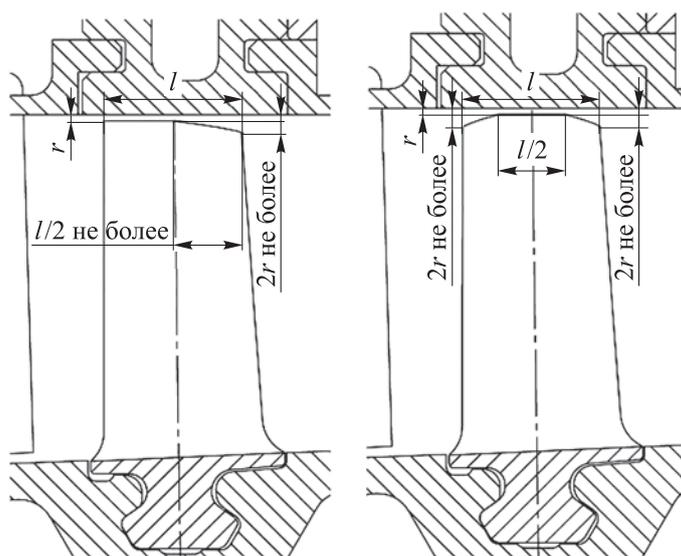


Рис. 1. Износ концевой части пера РЛ 7-й и 8-й ступеней ОК

Широко применяются различные способы защиты ОК от попадания пыли (пылезащитные устройства, износостойкие покрытия и т. д.) [4–6]. Однако опыт эксплуатации показал, что они недостаточно эффективны, а их неправильная эксплуатация может привести к ухудшению защиты ОК. Это задает направление поиска и исследований новых способов защиты ОК от эрозионного износа.

Способ предотвращения эрозионного износа ОК. Предлагается использовать способ, основанный на применении сепаратора инерционного типа, который интегрирован в корпус ОК возле средних ступеней. Такой подход к размещению сепаратора обусловлен границей запыленной зоны частиц пыли по проточной части ОК [7, 8], которая по мере удаления от входа возрастает от втулки к периферии, образуя интенсивный

¹ Руководство по технической эксплуатации двигателя ВК-2500-03. Кн. 1. СПб., Завод им. В.Я. Климова, 2003.

пристеночный пылевой концентрат возле средних ступеней (рис. 2). Рабочие лопатки средних и последних ступеней, имея малую толщину профиля, в некоторых случаях, как отмечено в [3], могут быть разрезаны пылью.

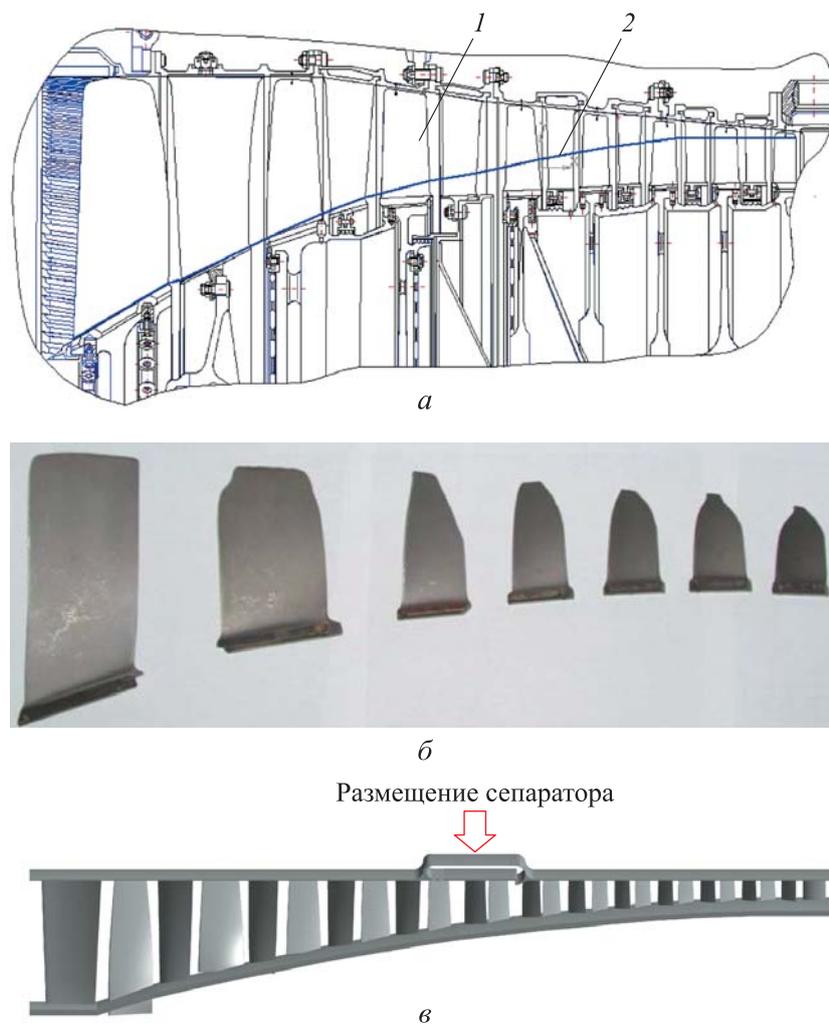


Рис. 2. К обоснованию выбора размещения сепаратора на ОК:
a — граница распределения абразивных частиц по проточной части [7]
 (1 — запыленная зона; 2 — граница запыленной зоны); *б* — характер износа РЛ;
в — место размещения сепаратора

В настоящей работе исследован разработанный авторами ОК [9], отличающийся от существующего тем, что в состав корпуса возле средних ступеней интегрирован сепаратор инерционного типа (рис. 3). В нем абразивные частицы удаляются через перфорационные отверстия в закру-

ленной стенке: поток разворачивается в обратном направлении и возвращается в проточную часть ОК посредством вдува в область радиального зазора над РЛ предыдущей ступени.

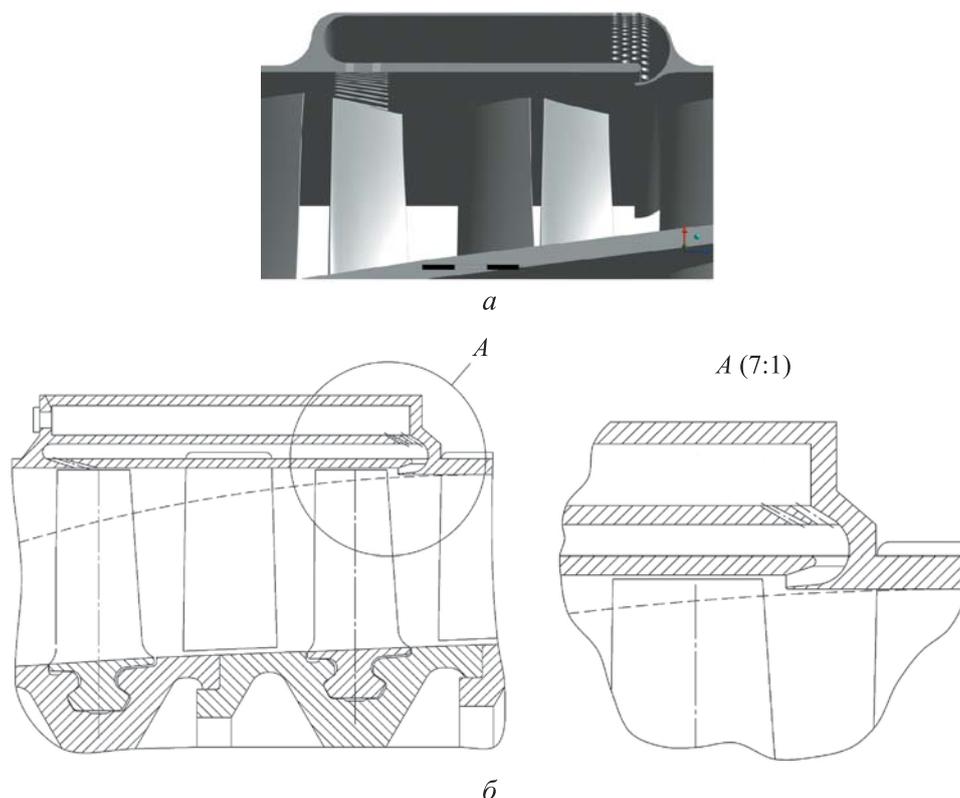


Рис. 3. Сепаратор инерционного типа (а), меридиональное сечение ОК с сепаратором возле средних ступеней (б)

В целях обоснования предлагаемого способа предотвращения эрозийного износа ОК необходимо оценить его влияние на характеристики ОК и ГТД. Для разработки методики оценивания влияния сепарации абразивных частиц в ОК на характеристики авиационных ГТД необходимо:

- создать геометрическую 3D-модель сепаратора и экспериментальную установку ОК;
- дискретизировать пространственную область потока в сепараторе и межлопаточных каналах экспериментальной установки ОК конечно-элементным (объемным) методом;
- исследовать экспериментальную установку ОК, определить основные газодинамические характеристики численным методом и сопоставить их с полученными экспериментальными характеристиками (валидация модели);

- выбрать рациональные геометрические параметры сепаратора, разместить его на корпусе экспериментальной установки ОК;
- интегрировать сепаратор в состав экспериментальной установки ОК и исследовать влияние сепаратора на ее основные газодинамические характеристики;
- определить новые граничные условия (составляющие скоростей V_X, V_Y, V_Z , полное и статическое давление на входе, статическое давление на выходе из сепаратора);
- определить эффективность очистки η сепаратором от абразивных частиц, перепад давления $\Delta P_{\text{сеп}}$ на входе и выходе из сепаратора в ОК, а также расход воздуха $G_{\text{в.сеп}}$, отобранного сепаратором, и верифицировать модель сеточной сходимостью с анализом моделей турбулентности;
- сопоставить и оценить полученные результаты исследования влияния сепарации абразивных частиц на характеристики экспериментальной установки ОК с интегрированным в состав компрессорного узла сепаратором с характеристиками установки ОК без сепаратора;
- исследовать влияние сепарации абразивных частиц в ОК на характеристики ГТД с интегрированным сепаратором в составе компрессорного узла.

Для реализации способа предотвращения эрозионного износа ОК, исследования эффективности очистки сепаратором, выбора рациональных параметров сепаратора и размещения его на корпусе ОК, а также влияния сепарации на характеристики экспериментальной установки ОК необходимо синтезировать геометрическую 3D-модель сепаратора (с возможностью ее параметризации и изменения положения относительно глобальной системы координат (ГСК) экспериментальной установки ОК) и 3D-модель экспериментальной установки, используя САД-программы.

Далее провести дискретизацию пространственной области методом конечных элементов в доменах движения двухфазного потока экспериментальной установки ОК и сепаратора в сеточном процессоре. Выполнить численное моделирование в CFD-пакете для определения эффективности применения подобного рода технических устройств в ОК авиационных ГТД.

В настоящее время с ПК ANSYS возможно выполнять численный анализ инженерных задач широкого спектра, создавая геометрические и сеточные модели, выполняя подготовку и непосредственные расчеты [10, 11].

Синтезированная 3D-модель сепаратора, выполненная в модуле DesignModeler ПК ANSYS и основанная на изменении размерного ряда

созданных эскизов, непосредственно образующих как модель сепаратора, так и домен потока в нем, приведена на рис. 4.

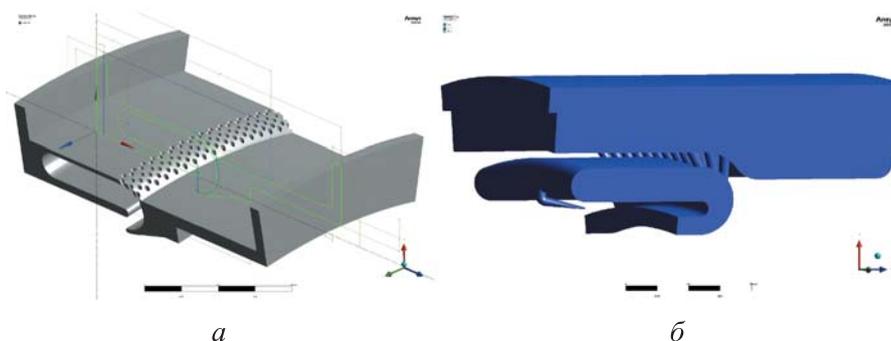


Рис. 4. Синтезированная геометрическая 3D-модель сепаратора абразивных частиц с возможностью параметризации в Workbench:

а — эскиз и 3D-модель сепаратора; *б* — 3D-модель домена потока

Параметрическая модель позволяет не использовать модуль DesignModeler и вносить изменения геометрии сепаратора из рабочего проекта в Workbench, сохраняя его топологию. Необходимыми условиями являются существующие ограничения некоторых геометрических и размерных параметров, значения которых зависят друг от друга и при нарушении которых топология геометрии может «разрушиться».

Такой подход предложен в [12–14], где отмечена его универсальность и методическая простота, так как отсутствуют данные скрытых массивов (координаты точек и др.), которые загружаются в проект в виде различных файлов-шаблонов (.txt, .doc, .docx, .xls и др.) и не меняются. Чтобы избежать «разрушения» топологии, необходимо применять так называемые копии пробных моделей с сохранением единой базовой модели — подход реализован при оптимизационных задачах и многовариантных исследованиях.

Так, для описания геометрии сепаратора заданы параметры со сквозной нумерацией с возможностью ее гибкого изменения. Углы секторов геометрии сепаратора и домена потока относительно ГСК определяются по формуле

$$\varphi_{\text{сеп}} = \frac{360}{2z} = \frac{\pi}{z},$$

где z — число лопаток на венце (межлопаточных каналов).

Синтез геометрической 3D-модели экспериментальной установки ОК выполнялся в том же CAD-модуле DesignModeler.

Далее проводилась дискретизация пространственной области методом конечных элементов в сеточном процессоре Mesh и модуле TurboGrid (рис. 5).

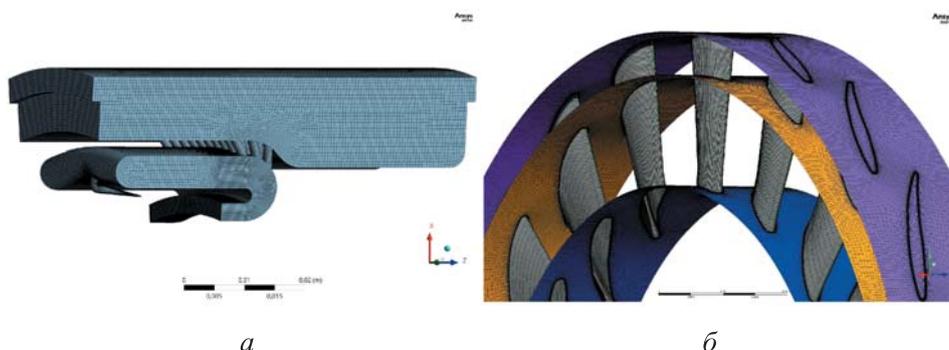


Рис. 5. Дискретизация пространственной области методом конечных элементов в сеточном процессоре Mesh (*а*) и в межлопаточных каналах в модуле TurboGrid (*б*)

Сетка модели домена потока сепаратора состоит из 1 млн элементов и имеет $\sim 1,15$ млн узлов, сетка построена методом Hex Dominant, в основу положены гексаэдры с тетраэдрическими элементами (14 %). Сгущение и измельчение сетки наблюдалось в местах поворота потока, перфорационных отверстий сепарации и вдува (размер ячеек задан $\sim 0,1$ мм). В остальной дискретизированной пространственной области домена потока размер ячеек составляет 1 мм (рис. 5, *а*). Сетка межлопаточного канала экспериментальной установки состоит из 500 тыс. гексаэдрических элементов, задана ATM Optimized с указанием безразмерного значения расстояния от поверхности до первого элемента сетки $Y^+ = 1$ (рис. 5, *б*).

Выбор физико-математической модели экспериментальной установки ОК и сепаратора. Выбор физико-математической модели, задание начальных и граничных условий для экспериментальной установки ОК осуществлялся в CFD-модуле CFX. Модуль входит в состав ПК ANSYS как наиболее совершенный и подходящий для решения задач численного моделирования газодинамики лопаточных машин. Применение этого модуля достаточно широко отражено в [15–17], где он отмечен как наиболее эффективный решатель для задач подобного рода.

Модель газодинамики основной несущей фазы. Основная несущая фаза — это поток воздуха, движение которого описывается классическими уравнениями Навье — Стокса. Физика течения потока воздуха, особенно в экспериментальной установке ОК, носит турбулентный характер, что

вызывает необходимость осреднения по Рейнольдсу уравнений Навье — Стокса.

При осреднении по Рейнольдсу переменные в уравнениях декомпозируются на осредненную и ее производную — пульсирующую (флуктуирующую) — составляющие для мгновенной скорости, давления и других скалярных величин [18, 19] и принимают вид: $u_i = \bar{u}_i + u'_i$, $p = \bar{p} + p'$, где \bar{u}_i и \bar{p} — осредненная и пульсирующая (флуктуирующая) составляющие скорости; \bar{p} — скалярная величина, обозначающая давление либо переменные иного рода (u , ρ , p , T).

Подставляя эти выражения для переменных потока в мгновенные уравнения неразрывности и импульса (количества движения) и взяв среднее значение по времени (или выборке), получаем осредненные уравнения неразрывности и импульса. В декартовой тензорной форме они принимают следующий вид:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0; \quad (1)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = \\ & = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u'_i u'_j}), \end{aligned} \quad (2)$$

где ρ — плотность жидкости (газа); u_i — компоненты вектора скорости; p — давление; μ — молекулярная вязкость жидкости (газа); δ_{ij} — символ Кронекера.

Уравнения (1), (2) называются осредненными по Рейнольдсу уравнениями Навье — Стокса (RANS). Здесь появляются дополнительные термины $(-\rho \overline{u'_i u'_j})$, которые, согласно [18], называются турбулентными напряжениями трения и представляют собой эффекты турбулентности. Для замыкания выражения (2) напряжения необходимо смоделировать уравнениями переноса. Это и есть модель турбулентности.

Большинство моделей турбулентности используют подход Буссинеска для связывания напряжений со средними градиентами скорости деформаций:

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij},$$

где μ_t — коэффициент турбулентной вязкости; k — турбулентная кинетическая энергия.

Подход хорошо зарекомендовал себя в расчетах сдвиговых течений, пристеночных пограничных слоев, смешений, истечений струй и не требует высоких затрат вычислительных мощностей при определении турбулентной вязкости μ_t . Гипотеза используется в таких моделях, как модель Спаларта — Алмараса, k - ε - и k - ω -модели и их виды.

В качестве модели турбулентности принята хорошо зарекомендовавшая себя в задачах расчета лопаточных машин [20–22] низкорейнольдсовая SST (Shear-Stress Transport) модель переноса сдвиговых напряжений Менстера [23]. Эта модель турбулентности качественно описывает сдвиговые напряжения переноса, возникающие в пристеночном турбулентном пограничном слое лопаточных венцов. Она является модификацией модели Уилкокса Standard k - ω [24] (k — турбулентная кинетическая энергия; ω — удельная скорость диссипации кинетической энергии) и отличается от известных моделей следующим:

- плавным переходом от стандартной k - ω -модели во внутренней области пограничного слоя к его внешней части k - ε -модели, где характерно высокое число Рейнольдса;

- введением функции смешивания для k - ω - и k - ε -моделей, после чего обе модели складываются. Так, в руководстве ANSYS CFX-Solver Theory Guide отмечено, что функция смешивания в пристеночной области должна принять значение 1, что активирует стандартную k - ω -модель, а вдали от поверхности — значение 0, что активирует преобразованную k - ε -модель;

- включением члена производной затухающей перекрестной диффузии ω в уравнение;

- модификацией формулы турбулентной вязкости для учета эффектов переноса основного турбулентного напряжения сдвига, что позволяет описать отрыв потока от поверхностей.

Перечисленные особенности делают модель Менстера SST k - ω более точной и надежной для моделирования течений широкого класса (аэродинамических профилей, течений с неблагоприятным градиентом давления, трансзвуковых ударных волн) даже по сравнению с новой моделью Standard k - ω , предложенной в [25].

Модель SST k - ω включает в себя уравнения переноса турбулентной кинетической энергии (k) и диссипации ее удельной скорости (ω) [18, 19, 23], которые имеют вид:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + Y_k + S_k + G_b \quad (3)$$

— для k ;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega + Y_\omega + S_\omega + G_{\omega b} \quad (4)$$

— для ω .

Здесь

$$\Gamma_k = \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \text{ и } \Gamma_\omega = \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right)$$

— эффективные коэффициенты диффузии для k и ω , где

$$\sigma_k = \frac{1}{\frac{F_1}{\sigma_{k1}} + \frac{1-F_1}{\sigma_{k2}}} \text{ и } \sigma_\omega = \frac{1}{\frac{F_1}{\sigma_{\omega 1}} + \frac{1-F_1}{\sigma_{\omega 2}}}$$

— турбулентные числа Прандтля для k и ω ;

$$F_1 = \text{tg}(\Phi_1^4) \quad (5)$$

— функция смешивания;

$$\Phi_1 = \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{0,09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right), \frac{4\rho k}{\sigma_{\omega 2} D_\omega^+ y^2} \right];$$

$$D_\omega^+ = \max \left[2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2}} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-10} \right],$$

где y — расстояние до следующей поверхности; D_ω^+ — положительная часть перекрестной диффузии.

В модели BSL k - ω путем объединения k и ω определяется μ_t , но для учета переноса турбулентного напряжения сдвига в модель SST вводится ограничитель формулировки вихревой вязкости:

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max \left[\frac{1}{\alpha^*}, \frac{SF_2}{\alpha_1 \omega} \right]}.$$

Здесь S — скорость деформации. Коэффициент α^* демпфирует турбулентную вязкость, вызывая поправку на низкое число Рейнольдса (для моделей с высокими числами Рейнольдса $\alpha^* = \alpha_\infty^* = 1$):

$$\alpha^* = \alpha_\infty^* \left(\frac{\alpha_0^* + \text{Re}_t / R_k}{1 + \text{Re}_t / R_k} \right), \quad (6)$$

где $\alpha_0^* = \beta_i / 3$ ($\beta_i = 0,072$); $R_k = 6$;

$$\text{Re}_t = \frac{\rho k}{\mu \omega}; \quad (7)$$

$$F_2 = \text{tg}(\Phi_2^2);$$

$$\Phi_2 = \max \left[2 \frac{\sqrt{k}}{0,09 \omega y}, \frac{500 \mu}{\rho y^2 \omega} \right],$$

где y — расстояние до следующей поверхности.

Генерация кинетической энергии турбулентности k вследствие градиентов средней скорости записывается так:

$$G_k = -\overline{\rho u_i' u_j'} \frac{\partial u_j}{\partial x_i}. \quad (8)$$

Совместно с гипотезой Буссинеска $G_k = \mu_t S^2$ ($S \equiv \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}}$ — модуль тензора средней скорости деформации).

Генерация удельной скорости диссипации ω определяется как

$$G_\omega = \frac{\alpha \alpha^*}{\nu_t} G_k.$$

Коэффициент

$$\alpha = \frac{\alpha_\infty}{\alpha^*} \left(\frac{\alpha_0 + \text{Re}_t / R_\omega}{1 + \text{Re}_t / R_\omega} \right),$$

где $R_\omega = 2,95$; α^* и Re_t определяются по (6) и (7); $\alpha_\infty = F_1 \alpha_{\infty 1} + (1 - F_1) \alpha_{\infty 2}$; $\alpha_{\infty 1} = \frac{\beta_{i1}}{\beta_\infty^*} - \frac{\kappa^2}{\sigma_{\omega 1} \sqrt{\beta_\infty^*}}$; $\alpha_{\infty 2} = \frac{\beta_{i2}}{\beta_\infty^*} - \frac{\kappa^2}{\sigma_{\omega 2} \sqrt{\beta_\infty^*}}$; $\kappa = 0,41$ — постоянная.

Диссипация кинетической энергии турбулентности k находится по выражению

$$Y_k = \rho \beta^* k \omega,$$

где

$$\begin{aligned} \beta^* &= \beta_i^* \left[1 + \xi^* F(M_t) \right]; \\ \beta_i^* &= \beta_\infty^* \left(\frac{4/15 + (\text{Re}_t / R_\beta)^4}{1 + (\text{Re}_t / R_\beta)^4} \right); \end{aligned} \quad (9)$$

$\xi^* = 1,5$; $\beta_\infty^* = 0,09$; $R_\beta = 8$; Re_t определяется по (7).

Диссипация удельной скорости ω определяется выражением

$$Y_\omega = \rho \beta \omega^2,$$

где

$$\begin{aligned} \beta &= \beta_i \left[1 - \frac{\beta_i^*}{\beta_i} \xi^* F(M_t) \right]; \\ \beta_i &= F_1 \beta_{i1} + (1 - F_1) \beta_{i2}; \end{aligned}$$

β_i^* определяется из (9) (для k - ω -модели с высоким числом Рейнольдса $\beta_i^* = \beta_\infty^*$, в несжимаемой форме $\beta^* = \beta_i^*$); F_1 — из (5); $F(M_t)$ — функция сжимаемости, согласно ANSYS CFX-Solver Theory Guide, эффект сжимаемости не рекомендуется для общего использования. По умолчанию он отключен, но при его учете функция принимает вид

$$F(M_t) = \begin{cases} 0, & M_t \leq M_{t0}; \\ M_t^2 - M_{t0}^2, & M_t > M_{t0}, \end{cases}$$

где $M_t^2 \equiv 2k/a^2$; $M_{t0}^2 = 0,25$; $a = \sqrt{\gamma RT}$.

Как отмечено в [23], для объединения двух моделей турбулентности k - ε и k - ω , на которых основаны BSL и SST k - ω -модели, необходимо стандартную k - ε -модель преобразовать в уравнения, основанные на k и ω . Это приводит к введению перекрестной диффузии D_ω в уравнение переноса (4) и определяется как

$$D_\omega = 2(1 - F_1) \rho \frac{1}{\omega \sigma_{\omega 2}} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}.$$

Остальные члены уравнений переноса (3) и (4) задаются как константы (G_b и $G_{\omega b}$, влияние плавучести на турбулентность не учитывалось при моделировании), которые были определены для наиболее распро-

страненных и часто встречающихся в природе потоков и течений в целях гарантированного обеспечения устойчивого решения модели SST: S_k и S_ω — исходные термины, определяемые пользователем; $\sigma_{k1} = 1,176$; $\sigma_{\omega1} = 2,0$; $\sigma_{k2} = 1,0$; $\sigma_{\omega2} = 1,168$; $a_1 = 0,31$; $\beta_{i2} = 0,0828$; $\alpha_\infty^* = 1,0$; $\alpha_\infty = 0,52$; $\alpha_0 = 1/9$; $\beta_\infty^* = 0,09$; $\beta_i = 0,072$; $R_\beta = 8,0$; $R_k = 6,0$; $R_\omega = 2,95$; $\xi^* = 1,5$; $M_{t0} = 0,25$; $\sigma_k = 2,0$; $\sigma_\omega = 2,0$.

Граничные условия для расчета модели, принятые ограничения и допущения, полученные результаты. Граничные условия для расчета и определения основных газодинамических характеристик экспериментальной установки ОК задавались в CFX-Pre и решателе CFX-Solver.

Исходные данные: тип анализа — стационарная постановка; тип машины — ОК; основная несущая фаза — воздух, идеальный газ; опорное давление равно нулю; режимы работы установки — 8070, 7260, 6620 и 6050 об/мин.

Граничные условия: полное давление P-Total на входе и статическое давление P-Static на выходе (давление на входе экспериментальной установки 101,325 кПа, на выходе 95 кПа) задавались методом подбора статического давления снизу-вверх с постепенным повышением шага, равным 1,0...0,1 % давления на выходе; температура на входе 288,15 К; поток на входе направлен по нормали к поверхности входа.

Расчет модели выполнялся с применением неявного нестационарного метода и автоматическим шагом по времени (по умолчанию) $0,1/\omega$, где ω — угловая скорость вращения ротора. Окружное осреднение потока задавалось интерфейсами доменов модели без учета неравномерности и нестационарности течения. Расчетная модель экспериментальной установки ОК в CFX-Pre приведена на рис. 6.

Для определения основных газодинамических характеристик установки, таких как степени повышения давления $\pi_{ст}^*$, температуры $\tau_{ст}^*$, КПД $\eta_{ст}^*$, расход воздуха через установку G_B , на языке CEL (CFX Expression Language) в модуле CFX, имеющем свой синтаксис для написания выражений, по известным формулам для характеристик компрессоров [26] задавались выражения для $\pi_{ст}^*$, $\eta_{ст}^* = f(G_B, n)$ (при $n = \text{const}$) на разных режимах работы установки:

$$G_B, \text{ MassFlowInlet (Outlet) } = \text{massFlow () @S1 Inlet (Outlet)*z(-z);}$$

$$\pi_{ст}^* = \frac{p_{ст}^*}{p_B^*},$$

$$P\text{Ratio} = \text{massFlowAve} (...) @S3 \text{ Outlet} / \text{massFlowAve} (...) @S1 \text{ Inlet};$$

$$\tau_{\text{CT}}^* = \frac{T_{\text{CT}}^*}{T_{\text{B}}^*},$$

$$T\text{Ratio} = \text{massFlowAve} (...) @S3 \text{ Outlet} / \text{massFlowAve} (...) @S1 \text{ Inlet};$$

$$\eta_{\text{CT}}^* = \frac{\left(\pi_{\text{CT}}^*\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\tau_{\text{CT}}^* - 1},$$

$$\text{Efficiency} = (P\text{Ratio}^{0.2857} - 1) / (T\text{Ratio} - 1).$$

Здесь вместо многоточия задается значение давления и температуры с указанием двух- или трехмерной локаций на расчетной модели; p — давление; T — температура; k — показатель адиабаты.

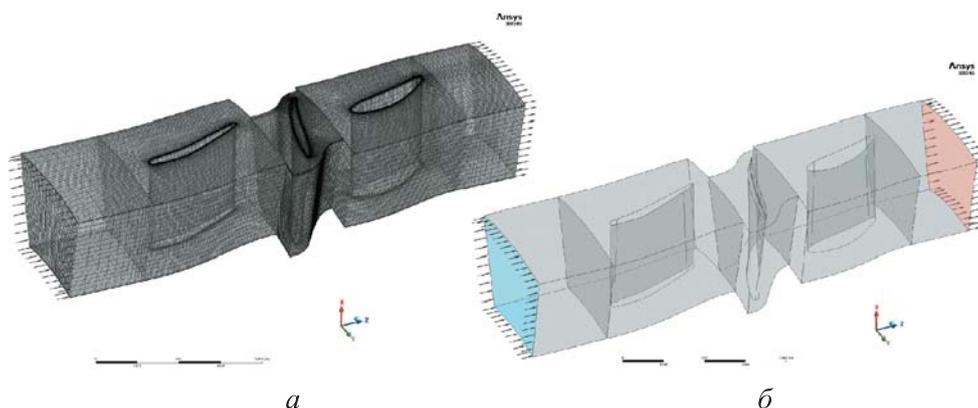


Рис. 6. Расчетная модель экспериментальной установки ОК в CFX-Pre в сеточном представлении (а) и исходная модель с границами входа и выхода (б)

В качестве критериев сходимости во время расчета принималось установившееся значение дисбаланса расходов, G_{B} , π_{CT}^* , τ_{CT}^* и η_{CT}^* , по истечении 150–200 итераций параметры принимали установившиеся значения. После 300 итераций расчет завершался их регистрацией в автоматизированном режиме. Газодинамические характеристики π_{CT}^* , $\eta_{\text{CT}}^* = f(G_{\text{B}}, n)$ экспериментальной установки ОК приведены на рис. 7.

Далее необходимо выполнить валидацию модели, сопоставляя газодинамические характеристики, полученные численным методом, с газодинамическими характеристиками, полученными в результате эксперимента.

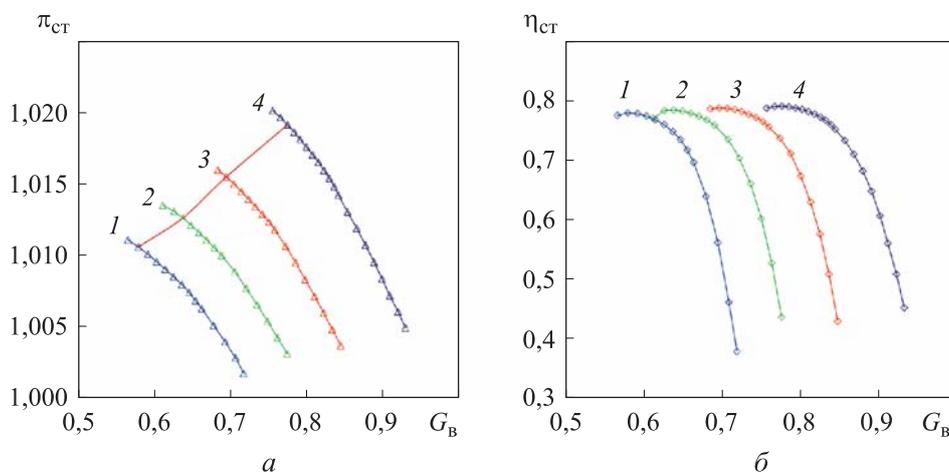


Рис. 7. Газодинамические характеристики $\pi_{ст}^* = f(G_B, n)$ (а),
 $\eta_{ст} = f(G_B, n)$ (б) экспериментальной установки ОК:
 режимы работы установки — 6050, 6620, 7260, 8070 об/мин
 (кривые 1–4 соответственно)

Заключение. По результатам расчетов газодинамических характеристик определены области оптимальных режимов работы экспериментальной установки ОК при максимальном значении КПД, границы устойчивой работы экспериментальной установки ОК для каждого режима ее работы и области режимов запыряния экспериментальной установки ОК.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Григорьев В.А., Пономарев Б.А., ред. Вертолетные газотурбинные двигатели. М., Машиностроение, 2007.
- [2] Маслеников М.М., Бехли Ю.Г., Шальман Ю.И. Газотурбинные двигатели для вертолетов. М., Машиностроение, 1969.
- [3] Перельман Р.Г. Эрозионная прочность деталей двигателей и энергоустановок летательных аппаратов. М., Машиностроение, 1980.
- [4] Еникеев Г.Г. Комплексная защита газотурбинного двигателя, эксплуатирующегося в запыленной атмосфере и морской среде. *Вестник УГАТУ*, 2013, т. 17, № 3, с. 41–48. EDN: RDUQCV
- [5] Ситницкий Ю.Я., Ситницкий А.Ю. Воздухозаборное устройство для вертолетного газотурбинного двигателя, удаляющее из воздуха частицы песка и пыли. Патент РФ 2742697. Заявл. 15.06.2020, опублик. 09.02.2021. EDN: GRJDZU
- [6] Королев С.Д., Демьянюк С.А., Меркушкин Е.В. Пылезащитное устройство двигателя (варианты). Патент РФ 2638692. Заявл. 21.03.2016, опублик. 15.12.2017. EDN: GRJDZU

- [7] Кривошеев И.А., Струговец С.А., Камаева Р.Ф. Анализ влияния частиц пыли на параметры ступеней осевого компрессора. *Вестник Воронежского государственного технического университета*, 2011, т. 7, № 7, с. 35–40. EDN: NVAMML
- [8] Гумеров А.В. Предельное состояние осевого компрессора ГТД в условиях эксплуатации в запыленной атмосфере. Дис. ... канд. техн. наук. Уфа, УфГАТУ, 2011. EDN: QHNSMX
- [9] Попов С.С., Черкасов А.Н., Беловодский Ю.П. Осевой компрессор. Патент РФ 2801253. Заявл. 21.12.2022, опублик. 04.08.2023. EDN: XVQFJO
- [10] Елисеев Ю.С., Поклад В.А., Елисеев Д.Н. Применение информационных технологий при проектировании газотурбинных установок. *Труды МАИ*, 2012, № 56. EDN: OYBDMZ
- [11] Дашенко А.Ф., Лазарева Д.В., Сурьянинов Н.Г. ANSYS в задачах инженерной механики. Харьков, Бурун и К, 2011.
- [12] Блинов В.Л. Разработка принципов параметрического профилирования плоских решеток осевых компрессоров ГТУ на основании результатов многокритериальной оптимизации. Дис. ... канд. техн. наук. Екатеринбург, УрФУ, 2015. EDN: DBUIRX
- [13] Маренина Л.Н., Соловьева О.А., Галеркин Ю.Б. и др. Разработка параметризованной модели и расчет осевого компрессора энергетической установки. *Материаловедение. Энергетика*, 2020, т. 26, № 4, с. 100–111. EDN: WMUUQX. DOI: <https://doi.org/10.18721/JEST.26408>
- [14] Шаблий Л.С., Колмакова Д.А., Кривцов А.В. Параметрическое моделирование лопаточных машин при оптимизации. *Известия Самарского научного центра РАН*, 2013, т. 15, № 6-4, с. 1013–1018. EDN: SJUXFJ
- [15] Коваль В.А., Ковалева Е.А., Литвинов Е.В. Анализ возможности применения трехмерного пакета ANSYS CFX для проведения численного эксперимента на компрессорных ступенях. *Компрессорная техника и пневматика*, 2009, № 8, с. 19–23. EDN: LAEVBR
- [16] Ахмедзянов Д.А., Кишалов А.Е., Суханов А.В. и др. Применение ANSYS CFX для получения характеристик осевых компрессоров ГТД. *Вестник УГАТУ*, 2012, т. 16, № 8, с. 15–22. EDN: PXAKUB
- [17] Мартиросян А.А., Милешин В.И., Дружинин Я.М. и др. Расчетно-экспериментальное исследование аэродинамических характеристик биротативного вентилятора с использованием различных программных комплексов. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2019, № 2 (125), с. 115–130. EDN: ZHBJJB. DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2019-2-115-130>
- [18] Молчанов А.М. Математическое моделирование задач газодинамики и тепло-массообмена. М., Изд-во МАИ, 2013.
- [19] Юн А.А. Моделирование турбулентных течений. М., Либроком, 2010.

- [20] Комаров О.В., Седунин В.А., Блинов В.Л. и др. Верификация задачи численного моделирования течения воздуха в осевой компрессорной ступени. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2016, № 1 (106), с. 54–67. EDN: VNUGOZ. DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2016-1-54-67>
- [21] Кирсанов Е.Д., Галяутдинов М.И., Абдурашитов В.Р. и др. Исследование влияния моделей турбулентности на точность трехмерного расчета осевого компрессора в ANSYS CFX. *Новые импульсы развития: вопросы научных исследований. Матер. III Междунар. науч.-практ. конф.* Саратов, Цифровая наука, 2020, с. 41–44. EDN: GCUGEA
- [22] Пузанова А.В., Серков С.А. Сравнение экспериментальных данных с результатами численного моделирования течения в ступени осевого компрессора полученных при использовании $k-\epsilon$ и SST модели турбулентности. *Тр. III Науч.-техн. конф. молодых ученых Уральского энергетического института*. Екатеринбург, УрФУ, 2018, с. 126–131. EDN: YXLFXF
- [23] Menter F.R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA J.*, 1994, vol. 32, no. 8, pp. 1598–1605. DOI: <https://doi.org/10.2514/3.12149>
- [24] Wilcox D.C. Turbulence modeling for CFD. La Cañada Flintridge, DCW Industries, 2006.
- [25] Wilcox D.C. Formulation of the $k-\omega$ turbulence model revisited. *AIAA J.*, 2008, vol. 46, no. 11, pp. 2823–2838. DOI: <https://doi.org/10.2514/1.36541>
- [26] Федоров Р.М. Характеристики осевых компрессоров. Воронеж, Научная книга, 2015.

Попов Сергей Сергеевич — преподаватель кафедры конструкции и эксплуатации авиационной техники Краснодарского высшего военного авиационного училища летчиков (Российская Федерация, 350090, г. Краснодар, ул. Дзержинского, д. 135).

Черкасов Александр Николаевич — канд. техн. наук, доцент, начальник кафедры авиационных двигателей ВУНЦ ВВС «ВВА» (Российская Федерация, 394064, г. Воронеж, ул. Старых Большевиков, д. 54А).

Клепиков Денис Сергеевич — канд. техн. наук, старший преподаватель кафедры авиационных двигателей ВУНЦ ВВС «ВВА» (Российская Федерация, 394064, г. Воронеж, ул. Старых Большевиков, д. 54А).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Попов С.С., Черкасов А.Н., Клепиков Д.С. Методика оценивания влияния сепарации абразивных частиц в осевых компрессорах на характеристики авиационных газотурбинных двигателей: моделирование газодинамики осевого компрессора. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2025, № 1 (152), с. 37–58. EDN: VPWOWC

METHODOLOGY FOR ASSESSING ABRASIVE PARTICLES SEPARATION IN THE AXIAL COMPRESSORS INFLUENCING CHARACTERISTICS OF THE AERIAL VEHICLE GAS TURBINE ENGINES: DYNAMICS SIMULATION IN AN AXIAL COMPRESSOR

S.S. Popov¹

A.N. Cherkasov²

D.S. Klepikov²

sergey_stv1983@bk.ru

gliden@inbox.ru

klepikov_denis@mail.ru

¹Krasnodar Air Force Institute for Pilots, Krasnodar, Russian Federation

²MERC AF "AFA", Voronezh, Russian Federation

Abstract

The paper describes effects of the aggressive environmental factors on the aircraft gas turbine engine compressor and identifies main causes and consequences of the two-component airflow passage containing solid particles through the compressor unit. It considers erosive wear, wear effect on the structural elements, their strength, compressor stability and the engine life as a whole. The currently used methods for preventing an erosive wear are assessed and a new method developed by the authors is proposed. The paper provides a detailed description and the operating principle of the proposed method. It describes a technique for assessing the abrasive particles separation effect on characteristics of the axial compressor of an aircraft gas turbine engine based on modern methods in numerical simulation of the blade machine and fluid dynamics equations implemented in the CFD packages. Geometric 3D models of the device and the axial compressor are developed, the spatial flow region is discretized by the finite element method. The paper provides mathematical description of the gas dynamics flow model with justification for the selected turbulence model. It determines the boundary conditions used in computing the model and main gas-dynamic characteristics of the blade machines. The paper presents simulation results, areas of the optimal operation modes, stable boundary and axial compressor locking, which would provide assessment of the separation effect on characteristics of the aerial vehicle gas turbine engine

Keywords

Erosion, wear, compressor, gas turbine engine, separator, CAD, ANSYS, CFD, CFX

Received 11.03.2024

Accepted 18.04.2024

© Author(s), 2025

REFERENCES

- [1] Grigoryev V.A., Ponomarev B.A., eds. *Vertoletnye gazoturbinnnye dvigateli* [Helicopter gas turbine engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2007.
- [2] Maslenikov M.M., Bekhli Yu.G., Shalman Yu.I. *Gazoturbinnnye dvigateli dlya vertoletov* [Gas turbine engines for helicopters]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1969.
- [3] Perelman R.G. *Eroziionnaya prochnost detaley dvigateley i energoustanovok letatelnykh apparatov* [Erosion strength of engine and power plants parts for aircraft]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1980.
- [4] Enikeev G.G. Complex protection of the gas turbine engine, which is exploited in the dusty atmosphere and the marine environment. *Vestnik UGATU*, 2013, vol. 17, no. 3, pp. 41–48 (in Russ.). EDN: RDUQCV
- [5] Sitnitskiy Yu.Ya., Sitnitskiy A.Yu. *Vozdukhozabornoe ustroystvo dlya vertoletnogo gazoturbinnogo dvigatelya, udalyayushchee iz vozdukha chastitsy peska i pyli* [Air intake device for helicopter gas turbine engine, removing particles of sand and dust from air]. Patent RU 2742697. Appl. 15.06.2020, publ. 09.02.2021 (in Russ.). EDN: GRJDZU
- [6] Korolev S.D., Demyanyuk S.A., Merkushkin E.V. *Pylezashchitnoe ustroystvo dvigatelya (varianty)* [Engine dust-protecting device (versions)]. Patent RU 2638692. Appl. 21.03.2016, publ. 15.12.2017 (in Russ.). EDN: GRJDZU
- [7] Krivosheev I.A., Strugovets S.A., Kamaeva R.F. Analysis of influence of dust particles on the parameters of steps axial compressor. *Vestnik Voronezhskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta* [Bulletin of Voronezh State Technical University], 2011, vol. 7, no. 7, pp. 35–40 (in Russ.). EDN: NVAMML
- [8] Gumerov A.V. *Predelnoe sostoyanie oseвого kompressora GTD v usloviyakh ekspluatatsii v zapylennoy atmosfere*. Dis. kand. tekhn. nauk [Limit state of an axial compressor of a gas turbine engine under operating conditions in a dusty atmosphere. Cand. Sc. (Eng.). Diss.]. Ufa, UfGATU, 2011 (in Russ.). EDN: QHNSMX
- [9] Popov S.S., Cherkasov A.N., Belovodskiy Yu.P. *Osevoy kompressor* [Axial compressor]. Patent RU 2801253. Appl. 21.12.2022, publ. 04.08.2023 (in Russ.). EDN: XVQFJO
- [10] Eliseev Yu.S., Poklad V.A., Eliseev D.N. Application of information technologies at designing газотурбинных installations. *Trudy MAI*, 2012, no. 56 (in Russ.). EDN: OYBDMZ
- [11] Dashchenko A.F., Lazareva D.V., Suryaninov N.G. *ANSYS v zadachakh inzhenernoy mekhaniki* [ANSYS in problems of engineering mechanics]. Kharkov, Burun i K Publ., 2011 (in Russ.).
- [12] Blinov V.L. *Razrabotka printsipov parametricheskogo profilirovaniya ploskikh reshetok osevykh kompressorov GTU na osnovanii rezultatov mnogokriterialnoy optimizatsii*. Dis. kand. tekhn. nauk [Development of principles of parametric profiling of flat grids of axial compressors GTI based on the results of multi-criteria optimization. Cand. Sc. (Eng.). Diss.]. Ekaterinburg, UrFU, 2015 (in Russ.). EDN: DBUIRX

- [13] Marenina L.N., Solovyeva O.A., Galerkin Yu.B., et al. Development of a parametrized model and calculation of a power unit axial compressor. *Materialovedenie. Energetika* [Materials Science. Power Engineering], 2020, vol. 26, no. 4, pp. 100–111 (in Russ.). EDN: WMUUQX. DOI: <https://doi.org/10.18721/JEST.26408>
- [14] Shabliy L.S., Kolmakova D.A., Krivtsov A.V. Parametric modeling of blade machines during optimization. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra RAN* [Izvestia RAS SamSC], 2013, vol. 15, no. 6-4, pp. 1013–1018 (in Russ.). EDN: SJUXFJ
- [15] Koval V.A., Kovaleva E.A., Litvinov E.V. Analysis on possibility to use ANSYS CFX 3d software for numerical experiment on compressor steps. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika* [Compressors & Pneumatics], 2009, no. 8, pp. 19–23 (in Russ.). EDN: LAEVBR
- [16] Akhmedzyanov D.A., Kishalov A.E., Sukhanov A.V., et al. ANSYS CFX application for GTE axial compressors characterization. *Vestnik UGATU*, 2012, vol. 16, no. 8, pp. 15–22 (in Russ.). EDN: PXAKUB
- [17] Martirosyan A.A., Mileshe V.I., Druzhinin Ya.M., et al. Computational and experimental investigation of aerodynamic characteristics of a counter-rotating fan using various software packages. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*, 2019, no. 2 (125), pp. 115–130 (in Russ.). EDN: ZHBJJB
- [18] Molchanov A.M. *Matematicheskoe modelirovanie zadach gazodinamiki i teplo-massoobmena* [Mathematical modeling of gas dynamics and heat and mass transfer problems]. Moscow, MAI Publ., 2013.
- [19] Yun A.A. *Modelirovanie turbulentnykh techeniy* [Modeling of turbulent flows]. Moscow, Librokom Publ., 2010.
- [20] Komarov O.V., Sedunin V.A., Blinov V.L., et al. Verification of numerical simulation of air flow in axial compressor stage. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering*, 2016, no. 1 (106), pp. 54–67 (in Russ.). EDN: VNUGOZ. DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2016-1-54-67>
- [21] Kirsanov E.D., Galyautdinov M.I., Abdurashitov V.R., et al. [Study on influence of turbulence models on the accuracy of three-dimensional calculation of an axial compressor in ANSYS CFX]. *Novye impulsy razvitiya: voprosy nauchnykh issledovaniy. Mater. III Mezhdunar. nauch.-prakt. konf.* [New Development Impulses: Issues of Scientific Research. Proc. III Int. Sc. Pract. Conf.]. Saratov, Tsifrovaya nauka Publ., 2020, pp. 41–44 (in Russ.). EDN: GCUGEA
- [22] Puzanova A.V., Serkov S.A. [Comparison of experimental data with the results of numerical simulation of the flow to the stage of the axial compressor received with using $k-\epsilon$ and SST models of turbulence]. *Tr. III Nauch.-tekh. konf. molodykh uchenykh Uralskogo energeticheskogo instituta* [Proc. III Sc.-Tach. Conf. of Young Scientists of the Ural Energy Institute]. Ekaterinburg, UrFU Publ, 2018, pp. 126–131 (in Russ.). EDN: YXLFXF
- [23] Menter F.R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA J.*, 1994, vol. 32, no. 8, pp. 1598–1605. DOI: <https://doi.org/10.2514/3.12149>

[24] Wilcox D.C. Turbulence modeling for CFD. La Cañada Flintridge, DCW Industries, 2006.

[25] Wilcox D.C. Formulation of the k - ω turbulence model revisited. *AIAA J.*, 2008, vol. 46, no. 11, pp. 2823–2838. DOI: <https://doi.org/10.2514/1.36541>

[26] Fedorov R.M. Kharakteristiki osevykh kompressorov [Characteristics of axial compressors]. Voronezh, Nauchnaya kniga Publ., 2015.

Popov S.S. — Lecturer, Department of Design and Operation of the Aviation Equipment, Krasnodar Air Force Institute for Pilots (Dzerzhinskogo ul. 135, Krasnodar, 350090 Russian Federation).

Cherkasov A.N. — Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Head of the Department of Aviation Engines, MERC AF “AFA” (Starykh Bolshevikov ul. 54A, Voronezh, 394064 Russian Federation).

Klepikov D.S. — Cand. Sc. (Eng.), Senior Lecturer, Department of Aviation Engines, MERC AF “AFA” (Starykh Bolshevikov ul. 54A, Voronezh, 394064 Russian Federation).

Please cite this article in English as:

Popov S.S., Cherkasov A.N., Klepikov D.S. Methodology for assessing abrasive particles separation in the axial compressors influencing characteristics of the aerial vehicle gas turbine engines: dynamics simulation in an axial compressor. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*, 2025, no. 1 (152), pp. 37–58 (in Russ.). EDN: VPWOWC